

**Ralf Trutschel**

**Analytische und experimentelle Untersuchung der  
Mensch-Maschine-Schnittstellen von Pkw-  
Bremsanlagen**

# Kraftfahrzeugtechnische Berichte

Herausgegeben von Prof. Dr. Klaus Augsburg

Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik an der TU Ilmenau

Band 1



# **Analytische und experimentelle Untersuchung der Mensch-Maschine- Schnittstellen von Pkw-Bremsanlagen**

Von Ralf Trutschel



Universitätsverlag Ilmenau  
2007

# Impressum

## **Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

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

Diese Arbeit hat der Fakultät für Maschinenbau als Dissertation vorgelegen

Tag der Einreichung:	10. Juli 2006
1. Gutachter:	Prof. Dr.-Ing. Klaus Augsburg, TU Ilmenau
2. Gutachter:	Prof. Dr.-Ing. habil. Mathias Weiss, TU Ilmenau
3. Gutachter:	Dr.-Ing. Johannes Eschler, Robert Bosch GmbH, Stuttgart
Tag der Verteidigung:	16. Februar 2007

Technische Universität Ilmenau/Universitätsbibliothek

### **Universitätsverlag Ilmenau**

Postfach 10 05 65

98684 Ilmenau

[www.tu-ilmenau.de/universitaetsverlag](http://www.tu-ilmenau.de/universitaetsverlag)

### **Herstellung und Auslieferung**

Verlagshaus Monsenstein und Vannerdat OHG

Am Hawerkamp 31

48155 Münster

[www.mv-verlag.de](http://www.mv-verlag.de)

ISSN 1865-0880

ISBN 978-3-939473-14-5

urn:nbn:de:gbv:ilm1-2007000097

## ZUSAMMENFASSUNG

### **Analytische und experimentelle Untersuchung der Mensch-Maschine-Schnittstellen von Pkw-Bremsanlagen**

Moderne Pkw zeichnen sich durch einen hohen technischen Stand aus und sind für den Kunden technologisch immer weniger differenzierbar. Deshalb sind Eigenschaften, die in der unmittelbaren Interaktion mit dem Fahrzeug erlebt werden, bedeutende Differenzierungsmerkmale. Der Betriebsbremse kommt hierbei besondere Bedeutung zu, weil sie den Fahrprozess und damit die aktive Fahrzeugsicherheit unmittelbar betrifft. Da es der Fahrzeugforschung bisher nicht gelungen ist, zuverlässige Methoden zur zielgerichteten Entwicklung des „Bremspedalgeföhls“ bereitzustellen, wird die kritische Auseinandersetzung mit der bisherigen Methodik und den erarbeiteten Ergebnissen zunehmend gefordert. Die vorliegende Arbeit greift diese Forderung auf und verfolgt sie systematisch.

Zunächst wird der veröffentlichte Stand kritisch analysiert. Nach der grundsätzlichen Auseinandersetzung mit der mechanischen Mensch-Maschine-Interaktion folgt die Charakterisierung der Teilsysteme „Fahrer“ und „Fahrzeug“ sowie der Fahrer-Fahrzeug-Interaktion beim Abbremsen. Auf dieser Grundlage werden drei Schwerpunkte verfolgt. Zunächst wird eine objektive Methode zur Beschreibung der Pedal- und Bremscharakteristik moderner Mittelklasse-Pkw entwickelt. Resultat sind u. a. eine Pedalbetätigungsautomatik zur experimentellen Identifikation sowie ein parametrisches Modell, das die Pedal- und Bremscharakteristik bei Komfortbremsungen umfassend beschreibt. Den zweiten Schwerpunkt bilden Subjektiv-Objektiv-Untersuchungen. Eingesetzt wird das Forschungsfahrzeug *PEGASYS*, dessen besonderes Merkmal die Fähigkeit zur modellbasierten Veränderung der Pedal- und Bremscharakteristik ist. Nach der Beschreibung wesentlicher Anforderungen an eine authentische Haptiksimulation und deren technische Umsetzung in *PEGASYS* werden Probandenfahrversuche vorgestellt, die Auskunft über das Betätigungsverhalten des Normalfahrers, die subjektive Wirkung objektiver Parameter und das Potenzial neuartiger Konzepte für die Pedal- und Bremscharakteristik geben. Aus den Ergebnissen werden Gestaltungsrichtlinien für komfortoptimale Pedal- und Bremscharakteristiken abgeleitet. Der dritte Schwerpunkt ist schließlich die Benennung konstruktiver Einflussgrößen auf die Pedal- und Bremscharakteristik. Zu diesem Zweck wird ein detailliertes physikalisches Modell der Bremsanlage eines Mittelklasse-Pkw entwickelt. Anhand von Messungen und Simulationsrechnungen werden die Merkmale der Schnittstellencharakteristik bis zur Einzelkomponente zurückverfolgt. Die Arbeit schließt mit Vorschlägen für Schwerpunkte zukünftiger Forschungstätigkeit zur Mensch-Maschine-Interaktion beim Abbremsen.

## ABSTRACT

### **Investigation of the human-machine interface in the case of car braking systems, by analysis and experiment**

Modern cars are always highly technological and it is ever more difficult for the customer to tell the types of technology apart. The qualities that are experienced by the driver in direct interaction with the car mechanics have thus come to be significant distinguishing features. The brake system is particularly important because it belongs to the essence of driving and of keeping the vehicle under control. Because automotive research has failed so far to find reliable ways of developing the technology of a particular braking sensation, there is a need to view previous methodology and its outcomes with a critical eye. The present work rises to the challenge in a systematic manner.

There is first a critical analysis of the status quo in published research. After discussion of the mechanical issues in the driver-vehicle interaction when the brakes are applied, "driver" and "vehicle" are presented as elements of a system in which these two elements interact during braking. There are then three foci. First, a means of objective representation of the brake and pedal characteristic for a middle-sized family car is developed. Results are a brake pedal robot to help with experimental characterisation and a parametric model which constitutes a full description regarding normal traffic conditions. Secondly, there are investigations focussing on both the subjective and the objective. The *PEGASYS* research vehicle is employed. It is capable of being modified to give different (model-based) varieties of brake and pedal feel. The challenges to the production of an authentic simulation of the feel, and how they were overcome in the *PEGASYS* vehicle, are described. There follows an account of drive tests which provide information on drivers' normal braking behaviour and the subjective effect of certain objective parameters, and on what might have innovative design potential as far as the pedal and braking characteristics are concerned. From the results, guidelines are derived by which braking and pedal feel characteristics which are associated with optimum comfort may be configured. Thirdly, the dimensions which will at the design stage be vital to the eventual brake and pedal feel are listed. A detailed physical model of the brake system in a middle-sized car is developed for the purpose. From actual measurements and calculations from simulation, the cause of the feel at the human-machine interface is traced to the individual car parts or components. Finally, suggestions are made as to potentially productive future research on human-machine interaction during braking.

## VORWORT

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik der Technischen Universität Ilmenau.

Besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Klaus Augsburg. Unter seiner Leitung konnte ich die Aufgabenstellung eines Industrieprojektes zu einem Forschungsschwerpunkt entwickeln und das Promotionsvorhaben verwirklichen. Ich danke ihm für die wissenschaftliche Betreuung, die eingeräumten Freiheiten bei der Ausgestaltung und Umsetzung der Aufgabenstellung und die Förderung des fachlichen Austauschs auf nationaler und internationaler Ebene.

Ein herzlicher Dank gilt der Ford Werke GmbH, insbesondere Herrn Dipl.-Ing. Hans F. Becker, seinem ehemaligen Team und allen später beteiligten Ford-Mitarbeitern. Mit dem Projekt *PEGASYS* wurde der finanzielle und fachliche Ausgangspunkt für die wissenschaftliche Auseinandersetzung mit der Thematik Bremspedalgefühl gelegt. Die vertrauensvolle und unkomplizierte, aber zugleich auch sehr produktive Arbeitsatmosphäre werde ich in bester Erinnerung behalten.

Des Weiteren danke ich allen Studenten, die mich mit der engagierten Übernahme sowohl von fachlich anspruchsvollen als auch zeitintensiven Tätigkeiten entlastet und damit zum Gelingen der Arbeit erheblich beigetragen haben.

Bei Herrn Dr.-Ing. Heinz-Dieter Vehmann und Herrn Dipl.-Ing. Jan Sendler möchte ich mich für die zahlreichen Diskussionen und die kritischen Durchsichten des Manuskriptes bedanken.

Schließlich danke ich allen Mitarbeitern des Fachgebiets Kraftfahrzeugtechnik für das angenehme Arbeitsklima.

Ralf Trutschel

## INHALT

<b>1</b>	<b>Einleitung</b> .....	<b>1</b>
1.1	Einordnung der Aufgabenstellung.....	1
1.2	Terminologie .....	2
<b>2</b>	<b>Aktueller Stand der Forschung</b> .....	<b>3</b>
2.1	„Bremspedalgefühl“ .....	3
2.2	Spezifizierung der Pedal- und Bremscharakteristik .....	6
2.3	Ermittlung des Bremspedalgebühls .....	10
2.3.1	Subjektive Methoden.....	10
2.3.2	Objektive Methoden .....	11
2.4	Gestaltungsrichtlinien der Pedal- und Bremscharakteristik.....	13
2.5	Messung der Pedal- und Bremscharakteristik .....	15
2.6	Systemanalyse von Bremsanlagen.....	16
2.7	Fahrer-Fahrzeug-Interaktion.....	17
2.8	Einschätzung .....	19
2.9	Präzisierung der Aufgabenstellung .....	19
<b>3</b>	<b>Grundlagen</b> .....	<b>22</b>
3.1	Merkmale des Fahrzeugs .....	22
3.1.1	Mechanische Bedienelemente .....	22
3.1.2	Längs- und Vertikaldynamik des verzögerten Pkw .....	23
3.1.3	Pkw-Hilfskraftbremsanlagen .....	25
3.1.4	Aktuelle Entwicklungen bei Pkw-Bremsanlagen .....	25
3.2	Merkmale des Fahrers.....	26
3.2.1	Passiver und aktiver Bewegungsapparat .....	26
3.2.2	Wahrnehmung mechanischer Reize .....	27
3.3	Kybernetische Systeme und Identifikation .....	28
<b>4</b>	<b>Mechanische Mensch-Maschine-Interaktion</b> .....	<b>31</b>
4.1	Passive Bedienelemente .....	31
4.2	Aktive Bedienelemente .....	32
<b>5</b>	<b>Bremsbetätigungsvorgang</b> .....	<b>34</b>
5.1	Regelkreis „Fahrer-Fahrzeug-Umwelt“ .....	34
5.2	Kinematik der Pedalbetätigung .....	35

---

5.3	Trägheitskraftmitkopplung .....	38
5.4	Objektive Definition der Pedalcharakteristik .....	39
5.5	Übertragungsverhalten des Pedalwerks .....	40
5.6	Messung der Pedalcharakteristik .....	40
5.6.1	Zum aktuellen Stand der Technik .....	40
5.6.2	Messung der Pedalkraft und des Pedalwegs .....	41
5.6.3	Messung der Fußkraft .....	41
5.7	Messung der Aufbaureaktion .....	41
6	Analyse der Pedal- und Bremscharakteristik .....	43
6.1	Zielstellung .....	43
6.2	Parameterbereich .....	43
6.3	Grundlagen der Modellbildung .....	44
6.4	Durchführung .....	45
6.5	Teilmodell „Pedal“ .....	47
6.5.1	Messungen .....	47
6.5.2	Modellbildung .....	55
6.6	Teilmodell „Bremse“ .....	56
6.6.1	Messungen .....	56
6.6.2	Modellbildung .....	65
6.7	Teilmodell „Fahrwerk+Aufbau“ .....	66
6.7.1	Messungen .....	66
6.7.2	Modellbildung .....	68
6.8	Zusammenfassung .....	68
7	Subjektiv-Objektiv-Untersuchungen .....	72
7.1	Das Forschungsfahrzeug PEGASYS .....	72
7.1.1	Modellbasierte Pedal- und Bremscharakteristik .....	72
7.1.2	Technische Umsetzung .....	75
7.1.3	Zusatzfunktionen .....	76
7.1.4	Pedalhaptikmodulator .....	76
7.1.4.1	Pedalkraft- und Pedalwegmessung .....	76
7.1.4.2	Hydraulische Aktuierung .....	78
7.1.4.3	Regler .....	81
7.1.5	Bremsdruckmodulator .....	81
7.1.6	Funktionsnachweis .....	82
7.2	Probandenfahrversuche .....	83

---

7.2.1	Inhalt .....	83
7.2.2	Ablauf.....	83
7.2.3	Einfluss des Systemträgers auf das Subjektivurteil.....	84
7.2.4	Einzelparameterversuche .....	86
7.2.5	Charakterisierung von Komfortbremsungen.....	88
7.2.6	Zeitlicher Verlauf von Abbremsungen .....	91
7.2.7	Künstliches und reales Verkehrsgeschehen .....	94
7.2.8	Pedalreibung und Pedaldämpfung .....	95
7.2.9	Adaptive Pedal- und Bremscharakteristiken .....	97
7.2.10	Grundsatzuntersuchungen zum Wertungsverhalten .....	99
7.2.11	Bewertungsverfahren „Temple-Diagramm“ .....	100
7.2.12	Haptische Informationsvermittlung durch das Bremspedal .....	101
7.2.13	Gestaltungsrichtlinien.....	102
8	Theoretische und experimentelle Systemanalyse.....	104
8.1	Aufbau und Funktion der Bremsanlage .....	104
8.2	Prüfeinrichtungen und Simulationssoftware.....	108
8.3	Parameter der Bremsflüssigkeit.....	108
8.4	p-s-Zusammenhang.....	108
8.4.1	Einzelkomponenten .....	109
8.4.2	Gesamtsystem .....	113
8.5	p-F-Zusammenhang .....	114
8.6	F-s-Zusammenhang .....	114
8.7	Statische Hysterese.....	115
8.7.1	Manschettenreibung des Hauptbremszylinders .....	116
8.7.2	Manschettenreibung des Radbremszylinders .....	117
8.7.3	p-s-Hysterese.....	119
8.7.4	p-F-Hysterese .....	120
8.8	Dynamische F-s-Hysterese .....	120
8.9	Numerische Simulation.....	123
8.9.1	Modellbildung.....	123
8.9.2	Pedalbetätigungen im Komfortbereich .....	124
8.9.3	DTV-induzierte Störerscheinungen .....	130
9	Zusammenfassung.....	133
10	Ausblick.....	135



11 Literaturverzeichnis .....	137
12 Anlagen .....	144

## ABKÜRZUNGEN

ABS	Antiblockiersystem
BAS	Bremsassistent
BFI	<i>Brake-Feel-Index</i> (vgl. /18/)
BKV	Bremskraftverstärker
DMS	Dehnmessstreifen
DTV	<i>Disk Thickness Variation</i>
EHB	Elektrohydraulische Bremse
EMB	Elektromechanische Bremse
E-Modul	Elastizitätsmodul
HBZ	Hauptbremszylinder
H-Punkt	Bezeichnung für die Lage des Hüftgelenks in der x-z-Ebene
HR	Hinterrad
MKS	Mehrkörpersystem
MMS	Mensch-Maschine-Schnittstelle
MP	Momentanpol
NZ	Nickzentrum
NVH	<i>Noise-Vibration-Harshness</i>
PEGASYS	„Pedalgefühl-Analyse-System“ (Bezeichnung eines Forschungsfahrzeugs der TU Ilmenau für Untersuchungen zum Bremspedalgefühl)
RZ	Radbremszylinder
SP	Schwerpunkt
VR	Vorderrad

## FORMELZEICHEN

Nachfolgend sind die Bezeichnungen skalarer und vektorieller Größen zusammengestellt. Die Kennzeichnung als skalare oder vektorielle Größe erfolgt im Textteil nach folgender Notation:

Skalar oder Betrag eines Vektors:  $G$   
 Vektor:  $\vec{G}$

$\beta$	Nickwinkel
$\phi_{\text{Pedal}}$	Pedalwinkel
$\phi_{\text{Bio}}$	kinematische Stellungsgröße des passiven Bewegungsapparats (Winkel)
$\rho$	Dichte
$\mu$	Reibwert
$\eta$	dynamische Zähigkeit (Viskosität)
$\nu$	kinematische Zähigkeit
$a, a_{\text{FZg}}$	Fahrzeugbeschleunigung
$b, b_{\text{FZg}}$	Fahrzeugverzögerung
$b_{\text{mess}}$	Messwert der Fahrzeugverzögerung
$c, c_1, c_2$	Federsteifigkeit bzw. $dF/ds$ -Gradient
$c_p$	Pedalsteifigkeit (nach TEMPLE, zitiert in /44/)
$f$	Frequenz
$g$	Gravitationsbeschleunigung
$h_{\text{NZ}}$	Höhe des Bremsnickzentrums
$h_{\text{SP}}$	Höhe des Fahrzeugschwerpunkts
$i_{\text{Pedal}}$	Pedalübersetzung
$i_{\text{Pedal,diff}}$	differenzielle Pedalübersetzung
$i_{\text{BKV}}$	BKV-Verstärkung
$k$	Dämpfungskoeffizient
$k_0$	Dämpfungskoeffizient der Grunddämpfung
$k_b$	Bremswirkung ( $db_{\text{FZg}}/dF_{\text{Pedal}}$ - bzw. $db/dF$ -Gradient)
$k_{\text{BE}}$	Verhältnis der Dämpfungskoeffizienten $k_{\text{Belastung}}$ und $k_{\text{Entlastung}}$
$k_{\text{Belastung}}$	Dämpfungskoeffizient der Pedalbetätigung
$k_{\text{Entlastung}}$	Dämpfungskoeffizient der Pedalentlastung
$l$	Radstand <i>oder</i> Länge
$l_1$ bis $l_6$	Leitungslänge
$l_{\text{Fuß}}$	Abstand zwischen Pedallager A und dem Angriffspunkt von $F_{\text{Fuß}}$

$l_{\text{Pedal}}$	Abstand zwischen Pedallager A und dem Angriffspunkt von $F_{\text{Pedal}}$
$m$	Masse
$m_{\text{Bio}}$	Masse des aktiven und passiven Bewegungsapparats
$m_{\text{Pedal}}$	Pedalmasse
$n$	Drehzahl <i>oder</i> Anzahl
$p$	Druck
$p_{\text{atm}}$	atmosphärischer Luftdruck
$p_{\text{Brems}}$	Bremsdruck
$\Delta p_{\text{Leitung}}$	Druckverlust einer Rohrleitung
$\Delta p_{\text{Modulator}}$	Druckverlust des ABS-Modulators
$p_U$	Absolutdruck der BKV-Unterdruckkammer
$p_A$	Absolutdruck der BKV-Arbeitskammer
$p_{U,\text{rel}}$	Relativdruck der BKV-Unterdruckkammer (bezogen auf $p_{\text{atm}}$ )
$\Delta p_{\text{BKV}}$	Differenzdruck zwischen BKV-Unterdruck- und BKV-Arbeitskammer
$q$	Zustandsgröße, Zustandsvektor
$s$	Weg
$s_{\text{Bio}}$	kinematische Stellungsgröße des passiven Bewegungsapparats (Weg)
$s_{\text{Kolben}}$	Kolbenweg
$s_{\text{Pedal}}$	Pedalweg
$s_{\text{Pedal,AP}}$	Mittelwert des Pedalwegs bei periodischer Bewegung (= „Arbeitspunkt“)
$s_{\text{Pedal,max}}$	maximaler Pedalweg
$s_{\text{Steuerkolben}}$	BKV-Steuerkolbenweg
$t$	Zeit
$\Delta t_{\text{Halten}}$	Zeitdauer zwischen zwei Bewegungsphasen des Pedals („Haltezeit“)
$u$	Eingangsgröße, Eingangsvektor
$v_{\text{Fzg}}$	Fahrzeuggeschwindigkeit
$v_{\text{gering}}$	untere Grenzggeschwindigkeit des Adaptionalgorithmus
$v_{\text{hoch}}$	obere Grenzggeschwindigkeit des Adaptionalgorithmus
$v_{\text{Pedal}}$	Pedalgeschwindigkeit
$v_{\text{Pedal,max}}$	maximale Pedalgeschwindigkeit
$v_{\text{Kolben}}$	Kolbengeschwindigkeit
$v_1, v_2$	Fahrzeuggeschwindigkeiten
$x$	Raumkoordinate <i>oder</i> Ausgangsgröße bzw. Ausgangsvektor
$x_{\text{Fzg}}$	x-Komponente der Fahrzeugposition
$y$	Raumkoordinate
$z$	Raumkoordinate

---

$A_{\text{Kolben}}, A_1, A_2$	Kolbenfläche
$F$	Kraft
$F_{\text{Arbeitskolben}}$	Kolbenkraft des BKV-Arbeitskolbens
$F_0$	Ansprechkraft
$F_B$	Bremskraft <i>oder</i> Reaktionskraft des Lagers B
$F_{\text{Betätigung}}$	Betätigungskraft (Summe von $F_{\text{stat}}$ und $F_{\text{dyn}}$ )
$F_{\text{BH}}$	Bremskraft der Hinterachse
$F_{\text{Bio}}$	Kraft innerhalb des passiven und aktiven Bewegungsapparats
$F_{\text{BV}}$	Bremskraft der Vorderachse
$F_{\text{BKV}}$	BKV-Steuerkolbenkraft
$F_{\text{Coulomb}}$	Coulombsche Reibkraft
$F_{\text{Dämpfung}}$	Dämpfungskraft
$F_{\text{Druckstange}}$	Kolbenkraft der BKV- und HBZ-Druckstange
$F_{\text{dyn}}$	dynamische Kraft (Trägheitskraft)
$F_{\text{Feder}}$	Federkraft
$F_{\text{Fuß}}$	Fußkraft
$F_G$	Gewichtskraft
$F_{\text{mess}}$	gemessene Kraftkomponente
$F_{\text{Pedal}}$	Pedalkraft
$F_{\text{Pedal,max}}$	maximale Pedalkraft
$F_{\text{stat}}$	äußere Kraft
$F_{\text{Steuerkolben}}$	Kolbenkraft des BKV-Steuerkolbens
$F_{\text{ZH}}'$	Reifenaufstandskraft der Hinterachse
$F_{\text{ZV}}'$	Reifenaufstandskraft der Vorderachse
$F_{\text{ZH,dyn}}$	dynamische Reifenaufstandskraft der Hinterachse
$F_{\text{ZV,dyn}}$	dynamische Reifenaufstandskraft der Vorderachse
$F_{\text{ZH,stat}}$	statische Reifenaufstandskraft der Hinterachse
$F_{\text{ZV,stat}}$	statische Reifenaufstandskraft der Vorderachse
$M_{\text{Bio}}$	Moment im Bewegungsapparat des Beins
$Re, Re_{\text{max}}$	Reynoldszahl, maximale Reynoldszahl
$T$	Zeitkonstante <i>oder</i> Temperatur
$T_{\text{Bremsse}}$	Bremsscheibentemperatur
$U, U_1, U_2$	elektrische Spannung
$\dot{V}$	Volumenstrom
$W_p$	Pedalarbeit (nach TEMPLE, zitiert in /44/)

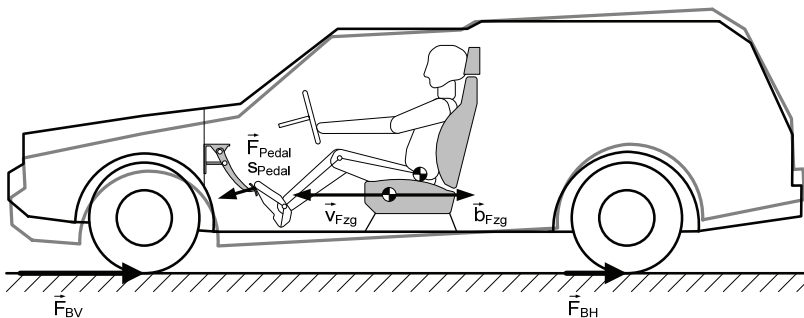


# 1 Einleitung

## 1.1 Einordnung der Aufgabenstellung

Moderne Pkw zeichnen sich durch einen hohen technischen Stand aus und sind für den Kunden technologisch immer weniger differenzierbar. Die eigentliche Faszination am Auto entsteht daher oftmals gerade aus solchen Eigenschaften, die in der unmittelbaren Interaktion mit dem Fahrzeug erlebbar sind. Sie bestimmen subjektive Eindrücke und Anmutungsqualitäten und sind bedeutende Differenzierungsmerkmale. Die sich daraus stellenden Forschungsfragen zur Wechselwirkung zwischen Mensch und Maschine sind jedoch außerordentlich vielfältig und komplex (vgl. /8/).

Der Mensch-Maschine-Interaktion während des Abbremsens kommt besondere Bedeutung zu, weil sie den Fahrprozess und damit die aktive Fahrzeugsicherheit unmittelbar betrifft. Obwohl der Forschungsbedarf besonders häufig in enger Verbindung mit Brake-by-Wire-Technologien gesehen wird, verlangen auch die aktuellen Entwicklungsziele für Fahrzeuge mit konventioneller Hilfskraftbremsanlage nach Auslegungsrichtlinien und zweckmäßigen Entwicklungsmethoden. Das jeweilige Ziel ist ein Bremspedalgefühl, das ein Optimum an Sicherheit und Komfort bietet. Da die Mensch-Maschine-Schnittstellen dieser Interaktion vom Bremspedal und dem Fahrzeugaufbau gebildet werden, wird das Bremsgefühl bzw. das Bremspedalgefühl maßgeblich von der Bremsanlagen- und Fahrzeugcharakteristik geprägt (Bild 1).



**Bild 1:** Pkw beim Abbremsen

Brake-by-Wire-Bremsanlagen nehmen vor diesem Hintergrund eine besondere technologische Stellung ein. Einerseits eröffnen sie völlig neue konstruktive und funktionelle Möglichkeiten für die Gestaltung der Mensch-Maschine-Anbindung. Andererseits kann bereits die Darstellung der Charakteristik konventioneller Hilfskraftbremsanlagen eine anspruchsvolle Aufgabe darstellen, weil sie eine umfassende objektive Spezifikation voraussetzt und deren Umsetzung neue konstruktive Lösungen erfordert. Die zunehmende Anzahl entsprechender Patentanmeldungen ist Ausdruck dieser Entwicklung (Anlage 1).

Die Objektivierung des Bremspedalgefühls und die zielgerichtete Auslegung der Pedal- und Bremscharakteristik bereiten jedoch Schwierigkeiten. Zwar kann der Normalfahrer die Attraktivität des Bremspedalgefühls sicher bewerten, jedoch fällt es ihm schwer, das subjektive Erleben in die technische Begriffswelt des Konstrukteurs zu „übersetzen“ (vgl. /30/). Diese Problematik wird seit mehreren Jahrzehnten wis-

senschaftlich untersucht. Die publizierten Erkenntnisse und Methoden finden jedoch aufgrund der fehlenden Allgemeingültigkeit keine breite Akzeptanz und werden in der industriellen Praxis allenfalls ergänzend eingesetzt. Aus diesem Grund ist die subjektive Bewertung des Bremspedalgefühls am Gesamtfahrzeug nach wie vor ein zentraler Bestandteil des Entwicklungsprozesses von Bremsanlagen und Fahrzeugen. Damit fällt jedoch die sichere Bewertung des Entwicklungserfolgs in fortgeschrittene Phasen der Produktentwicklung und basiert auf Aussagen, die nur eingeschränkt vorhersehbar sowie technisch interpretierbar sind. Diese unbefriedigende Situation wird in Fachkreisen zunehmend beklagt und die Notwendigkeit zur grundlegenden wissenschaftlichen Auseinandersetzung betont.

Die vorliegende Arbeit ist ein Beitrag zur Objektivierung des Bremspedalgefühls. Das Ziel besteht in der Erarbeitung methodischer Grundlagen sowie konkreter Auslegungsrichtlinien für komfortoptimale Pedal- und Bremscharakteristiken. Der Anspruch einer umfassenden und abschließenden Bearbeitung der Thematik wird dabei nicht verfolgt, weil dies den Rahmen einer einzelnen wissenschaftlichen Arbeit verlassen würde. Ausgehend von der gesamtheitlichen Betrachtung des Systems „Fahrer-Fahrzeug-Umwelt“ werden Teilaufgaben herausgelöst, die Ergebnisse abgegrenzt und Schwerpunkte der weiterführenden Forschungstätigkeit benannt.

## 1.2 Terminologie

Da es an Definitionen fehlt und der Gebrauch von Begriffen oftmals uneinheitlich ist, werden wichtige Sachverhalte im Folgenden definiert.

### „Bremspedalgefühl“ und „Pedal- und Bremscharakteristik“:

Der Begriff „Gefühl“ ist eine dem Menschen zuzuordnende Eigenschaft. Aus diesem Grund werden mit „Bremspedalgefühl“ (kurz: „Pedalgefühl“) die subjektive Wahrnehmung des Fahrers und mit „Pedal- und Bremscharakteristik“ die objektiven Schnittstelleneigenschaften der Bremsanlage und des Fahrzeugs bezeichnet. Wird nur die Pedalhaptik bzw. nur auf die Bremswirkung angesprochen, werden die Begriffe „Pedalcharakteristik“ bzw. „Bremscharakteristik“ verwendet.

### „Betätigung“, „Lösen“, „Antritt“, „Modulation“, „Belastung“ und „Entlastung“:

Der Begriff „Betätigung“ bezeichnet entweder die Mensch-Maschine-Interaktion der gesamten Abbremsung oder nur die Pedalbewegungen vom Fahrer weg. Die jeweilige Bedeutung ist aus dem Kontext heraus zu erkennen. Pedalbewegungen zum Fahrer hin werden mit „Lösen“ bezeichnet. Der „Antritt“ leitet den Bremsvorgang ein (Pedalbewegung aus der Ausgangsstellung heraus), „vollständiges Lösen“ beendet ihn (Rückkehr des Pedals in die Ausgangsstellung). Alle zwischen diesen beiden Phasen liegenden Pedalkraft- und Pedalwegänderungen sind „Modulationen“. Steht die Betätigungsintensität im Vordergrund, werden die Begriffe „Pedalbelastung“ und „Pedalentlastung“ verwendet.



## 2 Aktueller Stand der Forschung

Der aktuelle Stand wird anhand von Publikationen beschrieben, die sich mit dem Schwerpunkt „Bremspedalgefühl“ auseinandersetzen. An die autorenbezogene Wiedergabe wesentlicher Inhalte in chronologischer Reihenfolge schließt sich die Auswertung nach Schwerpunkten an. Darüber hinausgehende Rechercheergebnisse sind in die nachfolgenden Kapitel eingeordnet.

### 2.1 „Bremspedalgefühl“

Recherchiert wurden uneingeschränkt zugängliche Publikationen der letzten 25 Jahre. Nicht veröffentlichte oder unternehmensinterne Dokumente fanden keine Berücksichtigung.

**JAHN** (/28/: 1980): JAHN setzt sich mit dem Zusammenhang zwischen Pedalkraft und Pedalweg auseinander. Er analysiert die Volumenaufnahme kompletter Bremsanlagen, entwickelt halbempirische Berechnungsgleichungen und gibt dimensionslose Kennwerte zur Beschreibung der Pedalcharakteristik an. Anhand dieser objektiven Größen werden Trommel- und Scheibenbremsanlagen miteinander verglichen.

**NEWCOMB** (/38/: 1981): NEWCOMB analysiert das Fahrerverhalten. Im Mittelpunkt seiner Probandenfahrversuche stehen die Reproduzierbarkeit der Pedalkraft und der Fahrzeugverzögerung sowie die Fähigkeit, Entfernungen, Verzögerungen und Geschwindigkeiten zu schätzen. Differenziert wird zwischen geübten und ungeübten Fahrern, zwischen Pkw und Nkw sowie verschiedenen Verkehrs- und Fahrzeugsituationen. Darüber hinaus entwickelt er ein mathematisches *Closed-Loop*-Modell zur Beschreibung des Fahrerverhaltens während des Abbremsens.

**AUGSBURG** (/2/, /3/, /4/: 1984): AUGSBURG setzt sich experimentell und theoretisch umfassend mit dem Zeitverhalten von kombiniert pneumatisch-hydraulischen Nkw-Bremsanlagen auseinander. Die Motivation der Untersuchungen ergibt sich aus dem Potenzial, die Bremssicherheit durch eine Erhöhung der Übertragungsdynamik und den Bremskomfort durch die Optimierung der Dosierbarkeit zu verbessern. Er schlüsselt die technischen und physikalischen Einflussgrößen auf das Zeitverhalten detailliert auf und entwickelt ein numerisches Programm für instationäre Simulationsrechnungen. Für die Objektivierung des Merkmals „Dosierbarkeit“ werden, ähnlich der Methodik von JAHN, Kennwerte eingeführt. Er betont die Komplexität dieses subjektiven Merkmals und fordert die Einbeziehung psychologischer, physiologischer und arbeitswissenschaftlicher Methoden und Erkenntnisse.

**GÖKTAN** (/22/: 1987): Motiviert von widersprüchlichen Literaturangaben ist das Ziel der Untersuchungen von GÖKTAN die Ermittlung der optimalen Pedalcharakteristik. So werden SEGEL und MORTIMER zitiert, nach denen der Pedalweg eher keine Rolle spielt. Dagegen sind nach THOMS progressive Pedalcharakteristiken vorteilhaft. GÖKTAN lässt Probanden fünf verschiedene Pedalcharakteristiken im stationären Laborversuch während simulierter Soll-Verzögerungs- und Bergab-Verfolge-Fahrten bewerten. Das Ergebnis der Untersuchung ist die Kraft-Weg-Kennlinie der optimalen Pedalcharakteristik.

**MITSCHKE ET AL.** (/34/, /35/: 1986/87): In /34/ setzen sich MITSCHKE ET AL. zunächst mit dem aktuellen Stand der Forschung auseinander und stellen eine erhebliche Widersprüchlichkeit der Aussagen zur optimalen Pedal- und Bremscharakteristik fest. Sie

wiederholen die Laborversuche von GÖKTAN mit einem Forschungsfahrzeug, das sich durch eine variable Pedal- und Bremscharakteristik auszeichnet. Ergebnis der Untersuchungen ist die Bestätigung der Erkenntnisse von GÖKTAN. In /35/ steht das Fahrerverhalten bei Ausfall eines Bremskreises im Mittelpunkt.

**MITSCHKE und CHEN** (/36/: 1991): MITSCHKE und CHEN entwickeln ein mathematisches *Closed-Loop*-Modell des Fahrer-Fahrzeug-Regelkreises mit dem Schwerpunkt Verfolge- und Kolonnenfahrt. Die Grundlage der Modellentwicklung bilden im Fahr-simulator durchgeführte Probandenfahrversuche.

**KOWALSKI und EBERT** (/30/: 1993): KOWALSKI und EBERT setzen sich mit methodischen Grundsätzen zur Objektivierung des Bremspedalgefühls auseinander. Sie betonen die Notwendigkeit der Erarbeitung wissenschaftlich fundierter Methoden und begründen dies damit, dass der Normalfahrer ein subjektives Urteil zwar sicher und reproduzierbar bilden, aber mit objektiven technischen Parametern nicht verbinden kann. Die erforderliche Schwerpunktsetzung sehen sie in der Messung und Objektivierung der Pedal- und Bremscharakteristik, in der Ermittlung des Bremspedalgefühls sowie in der Erarbeitung von Methoden zur Verknüpfung objektiver Parameter der Pedal- und Bremspedalcharakteristik mit der subjektiven Wahrnehmung. Zu letzterem wird die Korrelationsanalyse empfohlen.

**EBERT und KAATZ** (/19/: 1994): EBERT und KAATZ beschreiben ein objektives Bewertungsverfahren für das Bremspedalgefühl. Die objektive Bewertungsgröße *Brake Feel Index* (BFI) ist ein Gütekriterium für das zu erwartende Bremspedalgefühl. Die Berechnung des BFI basiert auf mehreren objektiven Parametern der Pedal- und Bremscharakteristik.

**TEMPLE** (zitiert in /44/, Entstehung der Originaldokumente um 1995): Ein weiteres objektives Bewertungsverfahren erarbeitet TEMPLE. Er berechnet für zwei unterschiedliche Verzögerungsniveaus die Kennwerte „Pedalarbeit“ und „Pedalsteifigkeit“ und stellt sie im Arbeit-Steifigkeit-Diagramm dar („Temple-Diagramm“). Ein gutes Bremspedalgefühl liegt nach diesem Verfahren dann vor, wenn die Wertepaare innerhalb ausgezeichneter Bereiche liegen.

**JÜRGENSOHN** (/29/: 1997): JÜRGENSOHN setzt sich mit theoretischen Fahrermodellen auseinander. Der aktuelle Stand der Forschung wird kritisch analysiert und mit den aus seiner Sicht viel versprechenden hybriden Modellen weiterentwickelt. Der Bremsvorgang ist Teil seiner Untersuchungen.

**LEBER** (/32/: 1997): Motiviert von der Fahreranbindungsproblematik in Brake-by-Wire-Fahrzeugen führt LEBER Subjektiv-Objektiv-Untersuchungen durch, in denen er einzelne objektive Parameter variiert und die subjektiven Optima ermittelt. Dabei konzentriert er sich auf den Verzögerung-Pedalkraft- und den Beschleunigung-Pedalkraft-Gradienten. Probandenfahrversuche führt er mit einem Forschungsfahrzeug („VERA“) durch, dessen Pedal- und Bremscharakteristik verstellt werden kann. Darüber hinaus gibt LEBER qualitative Richtlinien für situationsangepasste Pedal- und Bremscharakteristiken an.

**BILL** (/10/: 1998, /12/: 2002), **BILL ET AL.** (/11/: 1999): In /10/ setzt sich BILL mit der Objektivierung der Pedal- und Bremscharakteristik auseinander, indem er ebenfalls den Einfluss einzelner Parametervariationen auf das Bremspedalgefühl untersucht. Entwickelt wird ein physikalisch-mathematisches Modell der Bremsanlage, dessen

Parameter experimentell für 11 Fahrzeuge bestimmt werden. Mit diesem Modell wird der Einfluss der Pedalsteifigkeit und -dämpfung auf den Bremsweg und auf die Kollisionsgeschwindigkeit bei Gefahrbremungen abgeschätzt. Probandenfahrversuche zu den Parametern „Leerweg“ und „Drucksprung“ werden mit dem Forschungsfahrzeug von LEBER durchgeführt, dessen technisches Konzept in /11/ genauer beschrieben wird. BILL erweitert die Funktionalität des Fahrzeugs um haptische Pedalreaktionen zur Simulation von ABS-Pedalrückwirkungen und berichtet über entsprechende Untersuchungen bei Kurvenfahrt in /12/.

**STRAUB und SUGINAKA** (/50/: 2002): STRAUB und SUGINAKA vergleichen das Bremspedalgefühl einer konventionellen Bremsanlage mit dem einer Brake-by-Wire-Bremsanlage. Dazu lassen sie im Probandenfahrversuch zwei identische Oberklasse-Fahrzeuge bewerten, von denen eines mit konventioneller Hilfskraft-, das andere mit einer elektrohydraulischen Brake-by-Wire-Bremsanlage (EHB) ausgerüstet ist. Die Untersuchungen umfassen Komfortbremsungen bei hohem und niedrigem Fahrbahnreibwert sowie Gefahrbremungen. Das bessere Pedalgefühl wird für das EHB-Fahrzeug festgestellt.

**SAILER** (/44/: 2002): SAILER setzt sich mit der Bedeutung des Bremspedalgefühls im rechnergestützten Auslegungsprozess und in der Applikation von Pkw-Bremsanlagen aus Sicht der Robert Bosch GmbH auseinander. Er stellt die zunehmende Tendenz fest, das Pedalgefühl schon in frühen Phasen der Fahrzeugentwicklung zu berücksichtigen. Der aktuelle Stand der Forschung wird zusammengefasst und kritisch bewertet. Gefordert werden u. a. mehr grundlegende und fundierte Untersuchungen. Ferner empfiehlt er, zwischen den Entwicklungsschwerpunkten Pedalgefühl und Bremsleistung stärker zu differenzieren. Neben dem veröffentlichten Stand werden die nicht veröffentlichten, studentischen Arbeiten von JUNG, STELLNER und WOLF zitiert. JUNG analysiert den zeitlichen Bremsverlauf beim Abbiegen, STELLNER ermittelt mit Hilfe der Regressionsanalyse „eine ideale Kennlinie des Bedienkomforts von Fahrzeugbremsen“ und setzt sich mit ergonomischen Fragen zur Positionierung des Bremspedals auseinander. WOLF führt Untersuchungen zu Gefahrbremungen durch.

**DAIROU ET AL.** (/18/: 2003): DAIROU ET AL. stellen ein neues objektives Bewertungsverfahren des Bremspedalgefühls vor. Zur Verfahrensentwicklung nutzen sie ebenfalls ein Forschungsfahrzeug, dessen Pedal- und Bremscharakteristik verstellbar ist. Ergebnis ihrer Untersuchungen ist eine Berechnungsvorschrift, die den Zusammenhang zwischen ausgewählten objektiven Parametern der Pedal- und Bremscharakteristik und subjektiven Bewertungskriterien herstellt. Berichtet wird ferner über die Entwicklung des inversen Verfahrens, das aus Zielvorgaben für die subjektiven Bewertungskriterien die entsprechenden objektiven Parameter errechnet. Die Aussagekraft dieses Verfahrens wird als geringer eingeschätzt.

In Lehr- und Fachbüchern wird das Thema Bremspedalgefühl nur überblickartig behandelt. Die angegebenen Informationen sind überwiegend qualitativer Natur und nur eine Auswahl von Teilaspekten. Konkrete Auslegungsrichtlinien betreffen meist nur die Bremssicherheit (vgl. /13/, /15/, /17/, /25/).

Die inhaltliche Auswertung der recherchierten Literatur in den anschließenden Kapiteln orientiert sich an folgenden Schwerpunkten:

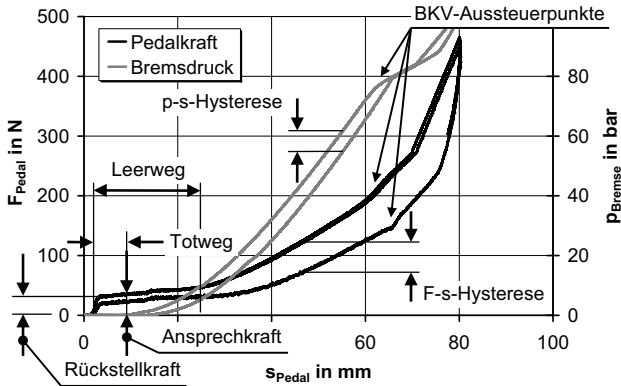
- Spezifizierung der Pedal- und Bremscharakteristik

- Ermittlung des Bremspedalgeföhls
- Gestaltungsrichtlinien der Pedal- und Bremscharakteristik
- Messung der Pedal- und Bremscharakteristik
- Systemanalyse von Bremsanlagen
- Fahrer-Fahrzeug-Interaktion

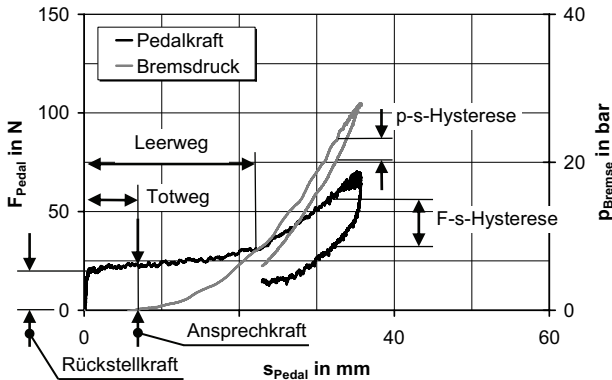
## 2.2 Spezifizierung der Pedal- und Bremscharakteristik

Die objektive Beschreibung der Pedal- und Bremscharakteristik erfolgt nahezu ausschließlich anhand von Diagrammen, die den Zusammenhang zwischen den Größen Pedalkraft  $F_{\text{Pedal}}$ , Pedalweg  $s_{\text{Pedal}}$ , Fahrzeugverzögerung  $b_{\text{Fzg}}$  und Bremsdruck  $p_{\text{Brems}}$  mittels Kennlinien grafisch darstellen (vgl. /15/). Weitere gelegentlich verwendete Größen sind „Pedalarbeit“ und „Pedalsteifigkeit“. Einzelkennwerte ergänzen bzw. ersetzen die grafischen Darstellungen (vgl. /44/). Dabei finden statische und dynamische Hysterese keine oder nur qualitativ-schematische Berücksichtigung. Die Spezifikation der Soll-Charakteristik erfolgt mit Bereichsgrenzen bzw. Zielbändern oder Grenzwerten an ausgewählten Arbeitspunkten (vgl. /44/). Des Weiteren findet man die Approximation der Kennlinien durch Funktionen (vgl. /28/) und die Beschreibung der Pedal- und Bremscharakteristik durch mathematische Parametermodelle (vgl. /10/). Diese Methodik reduziert die Spezifikation der Pedal- und Bremscharakteristik auf eine diskrete Anzahl von Parametern und schafft analytische Zugänglichkeit. Das Zeitverhalten von Bremsanlagen wird als „Ansprechverhalten“ bezeichnet. Objektive Kennwerte sind „Ansprechzeit“ und „Schwelldauer“ (/13/), die anhand des zeitlichen Verlaufs der Größen Pedalkraft, Pedalweg und Bremsdruck während und nach einer schnellen Pedalbetätigung ermittelt werden. Kritisch festzustellen ist, dass auf die Definition der Pedalkraft und des Pedalwegs nahezu ausnahmslos verzichtet wird.

Im deutschen Sprachraum verbreitete Begriffe bzw. Kennwerte zeigen die nachfolgenden grafischen Darstellungen gemessener  $F_{\text{Pedal}}-s_{\text{Pedal}}$ ,  $p_{\text{Brems}}-s_{\text{Pedal}}$ ,  $b_{\text{Fzg}}-s_{\text{Pedal}}$ ,  $p_{\text{Brems}}-F_{\text{Pedal}}$  und  $b_{\text{Fzg}}-F_{\text{Pedal}}$ -Zusammenhänge (im Weiteren kurz als F-s-, p-s-, b-s-, p-F- und b-F-Zusammenhang bezeichnet; s. Kapitel 6).

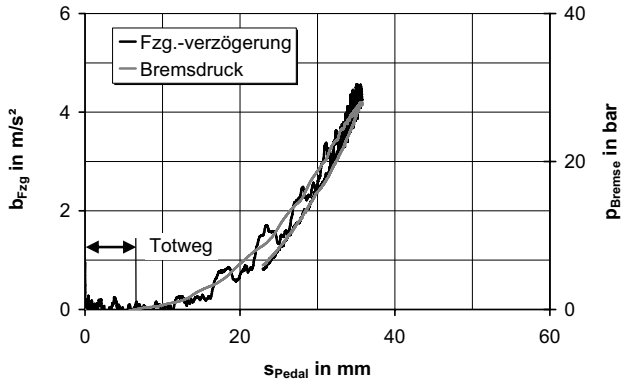


**Bild 2:** Parameter des F-s- und p-s-Zusammenhangs (Messung am stehenden Fahrzeug)



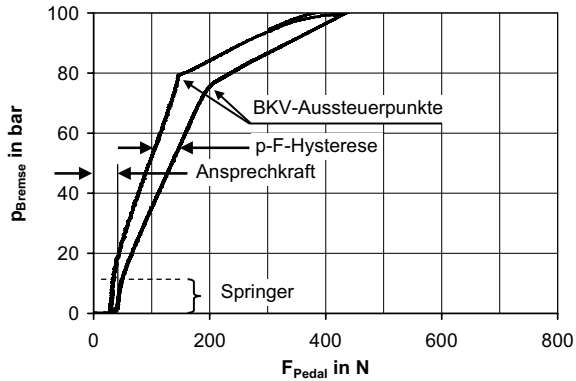
**Bild 3:** Parameter des F-s- und p-s-Zusammenhangs (Messung am abgebremsten Fahrzeug)

In der Ausgangsstellung des Pedals muss zunächst die „Rückstellkraft“ überwunden werden (Bild 2, Bild 3). Der anschließende Pedalwegabschnitt ohne Bremsdruckaufbau wird als „Totweg“ bezeichnet. Im Verlauf der weiteren Pedalbewegung steigt die Pedalkraft zunächst weiterhin flach, anschließend progressiv-linear (Bild 4). Der Pedalwegabschnitt zwischen der Pedalausgangsstellung und dem Beginn der Progression wird als „Leerweg“ bezeichnet. Unmittelbar am Aussteuerpunkt des Bremskraftverstärkers (BKV) erhöht sich der  $dF/ds$ -Gradient und verringert sich der  $dp/ds$ -Gradient.

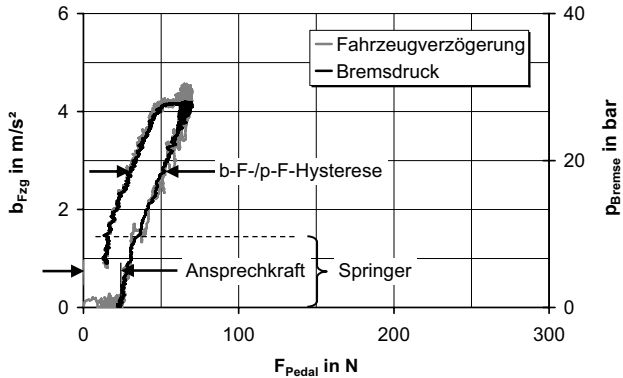


**Bild 4:** Parameter des b-s- und p-s-Zusammenhangs (Messung am abgebremsten Fahrzeug)

Bild 5 und Bild 6 zeigen den p-F- und den b-F-Zusammenhang eines stehenden und eines abgebremsten Fahrzeugs.



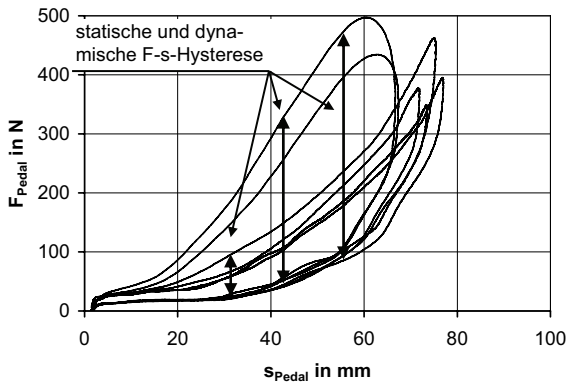
**Bild 5:** Parameter des p-F-Zusammenhangs (Messung am stehenden Fahrzeug)



**Bild 6:** Parameter des b-F- und p-F-Zusammenhangs (Messung am abgebremsten Fahrzeug)

Der Aufbau des Bremsdrucks und der Anstieg der Fahrzeugverzögerung beginnen nach der Überwindung der „Ansprechkraft“. Der weitere Kraftverlauf ist zunächst gekennzeichnet durch einen hohen  $dp/dF$ - bzw.  $dp/dF$ -Gradienten. Dieser Bereich wird als „Springer“ bezeichnet. Er bewirkt, dass der F-s-Zusammenhang unmittelbar nach der Überwindung des Totwegs trotz Zunahme des Bremsdrucks weiterhin nur wenig ansteigt. Es schließt sich ein linearer p-F-Verlauf an, der am BKV-Aussteuerpunkt endet. Die Aussteuerung ist gekennzeichnet durch einen geringen  $dp/dF$ -Gradienten. Unter „Bremswirkung“ wird im Allgemeinen das Verhältnis aus Fahrzeugverzögerung und Pedalkraft verstanden.

Unterschiedliche Kurvenverläufe in den Abschnitten der Be- und Entlastung werden mit „Hysterese“ bezeichnet, die sich aus einem statischen und einem dynamischen Anteil zusammensetzen kann. Die Begriffe „Reibung“ und „Dämpfung“ stehen in diesem Zusammenhang synonym für die statische und dynamische F-s-Hysterese des Pedalwerks (Bild 7).



**Bild 7:** Parameter des F-s-Zusammenhangs (Messung am stehenden Fahrzeug)

## 2.3 Ermittlung des Bremspedalgefühls

Bei der Ermittlung des Bremspedalgefühls ist zwischen subjektiven und objektiven Methoden zu unterscheiden. Subjektive Methoden basieren ausschließlich auf der Wahrnehmung des Fahrers und seinem subjektiven Urteil. Dagegen verfolgen objektive Methoden das Ziel, das subjektive Urteil durch physikalisch messbare Kenngrößen zu ergänzen oder vollständig zu ersetzen (z. B. vgl. /31/).

### 2.3.1 Subjektive Methoden

Zur Ermittlung des subjektiven Urteils nutzt die Grundlagenforschung stationäre Laboreinrichtungen, Fahrsimulatoren, Forschungs-, Prototypen- oder Serienfahrzeuge. Schon frühzeitig wurde der Ansatz aufgegriffen, Forschungsfahrzeuge mit variabler Pedal- und Bremscharakteristik einzusetzen. Der Einsatz dieser Fahrzeuge beschränkt sich bisher auf nichtöffentliches Gelände mit künstlicher Verkehrssituation. Über einen umfassenden Einsatz in der Produktentwicklung und zur Leistungsfähigkeit der Fahrzeuge liegen keine aussagekräftigen Informationen vor.

**Stationäre Laboreinrichtungen** Stationäre Laboreinrichtungen kommen bei GÖKTAN (/22/) sowie MITSCHKE und CHEN (/36/) zum Einsatz. Während MITSCHKE und CHEN den professionellen Fahrsimulator eines Industrieunternehmens nutzen, verwendet GÖKTAN einen selbst entwickelten Laboraufbau. Es handelt sich dabei um einen stehenden Pkw vor dessen Windschutzscheibe ein Monitor Sollwertvorgaben und Verkehrssituationen visualisiert. Die Pedalcharakteristik wird mit verstellbaren Feder- und Dämpferelementen nachgebildet.

**Prototypen- und Serienfahrzeuge** Probandenfahrversuche mit Serienfahrzeugen führten NEWCOMB (/38/), EBERT und KAATZ (/19/) sowie nach Angaben von SAILER (/44/) die Autoren JUNG, TEMPLE, WOLF und STELLNER durch. STRAUB und SUGINAKA (/50/) setzen ein Serienfahrzeug und einen Entwicklungsprototypen ein.

**Forschungsfahrzeuge** Über ein Forschungsfahrzeug mit variabler Pedal- und Bremscharakteristik wird - soweit bekannt - erstmalig bei MITSCHKE ET AL. (/34/) berichtet. Bei diesem Fahrzeug kann durch Zu- und Abschalten passiver hydraulischer und mechanischer Elemente zwischen einer diskreten Anzahl unterschiedlicher Pedalcharakteristiken gewechselt werden. Die Modulation der Fahrzeugverzögerung erfolgt pedalkraftgesteuert durch eine elektrohydraulische Fremdkraftbremsanlage. Dagegen erlauben die Forschungsfahrzeuge von BILL (/10/) und LEBER (/32/) sowie von DAIROU ET AL. (/18/) eine stufenlose Verstellung der Pedal- und Bremscharakteristik. Bei BILL und LEBER ist das Grundfahrzeug ein Ford Mondeo, dessen serienmäßige Hilfskraftbremsanlage so modifiziert wurde, dass die Größen Pedalkraft und Bremsdruck hydraulisch regelbar sind. Der Zusammenhang zwischen diesen Größen und dem Pedalweg wird durch Kennlinien beschrieben. Zusätzlich können ABS-ähnliche Pedalrückwirkungen durch aufmodulierte Pedalwegpulsationen nachgebildet werden. Demgegenüber werden bei DAIROU ET AL. die Größen Pedalkraft und Fahrzeugverzögerung in Abhängigkeit vom Pedalweg geregelt. Die Modulation der Pedalkraft erfolgt mit einem elektrischen Aktuator („pedal feel emulator“), die der Fahrzeugverzögerung durch eine elektrohydraulische Fremdkraftbremsanlage. Parametrisiert wird die Pedal- und Bremscharakteristik mit 11 Parametern. DAIROU ET AL. begründen die Notwendigkeit des Forschungsfahrzeugs damit, dass Probandenfahrversuche im Fahrsimulator und mit Serienfahrzeugen unrealistisch sind oder bezüg-



lich Pedal- und Bremscharakteristik keine isolierte Wahrnehmung und Bewertung ermöglichen.

In der industriellen Produktentwicklung werden entwicklungsbegleitende Bewertungen durch Versuchsfahrer und die verantwortliche Produktfreigabe meist durch das höhere Management stets am Gesamtfahrzeug vorgenommen. Der Urteilsbildung liegen unterschiedliche Fahrsituationen wie z. B. Stadt-, Überland- oder Autobahnverkehr und der Vergleich mit Benchmark-Fahrzeugen zugrunde. Bewertet werden der Gesamteindruck oder ausgewählte Kriterien wie „Dosierbarkeit“, „Hysterese“, „Stumpfheit/Prägnanz“, „Pedalweg“ oder „Pedalkraft“. Diese Begriffe sind jedoch nicht standardisiert und bieten einen erheblichen Interpretationsspielraum (vgl. /44/).

### 2.3.2 Objektive Methoden

Objektive Methoden sind das „Temple-Diagramm“ nach TEMPLE (zitiert in /44/), der „Brake-Feel-Index“ (BFI) nach EBERT und KAATZ (/19/) und das „Dairou-Verfahren“ von DAIROU ET AL. (/18/).

**Temple-Diagramm** Zur Bewertung des Pedalgeföhls werden die beiden objektiven Parameter Pedalarbeit  $W_p$  und Pedalsteifigkeit  $c_p$  herangezogen. Sie werden anhand der Messergebnisse von Abbremsungen mit zwei unterschiedlichen Verzögerungen errechnet und anschließend in das  $c_p$ - $W_p$ -Diagramm eingetragen (Bild 8). Die relative Lage zu zwei ausgezeichneten Bereichen gibt Auskunft über die Qualität des zu erwartenden Pedalgeföhls. Nach /44/ hat sich das Temple-Diagramm im nordamerikanischen Fahrversuch bewährt.

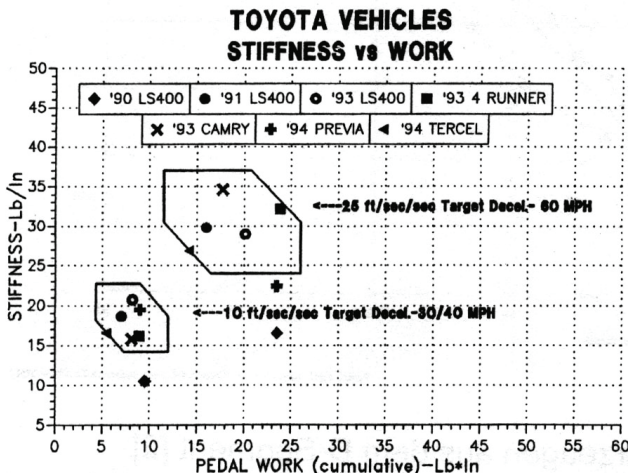


Bild 8: Temple-Diagramm (zitiert in /44/)

**BFI** Der BFI ist ein Einzelkennwert, der ein Maß für die Übereinstimmung der zu bewertenden Pedal- und Bremscharakteristik mit einer Referenzcharakteristik darstellt. Bei hoher Übereinstimmung ist von einem guten Pedalgeföhls auszugehen. Das Berechnungsverfahren entstand aus der Korrelationsanalyse von 7 objektiven Para-

metern der Pedal- und Bremscharakteristik und den subjektiven Bewertungen von insgesamt 27 Fahrzeugen unterschiedlicher Fahrzeugsegmente (Tabelle 12). Nicht publiziert worden sind die zur Anwendung des Verfahrens erforderlichen Referenzcharakteristiken der vier Segmente *Midsize Segment*, *Small Van Segment*, *Sport Segment* und *Large Segment* sowie die Begründung der Notwendigkeit und Zweckmäßigkeit dieser Unterscheidung.

Parameter	Gewicht	Ziel	Berechnungsmethode
A Pedalrückstellfedervorspannung	5 %	-	Subtrahiere 1 % für jedes lb über dem Zielwert
B Kraft bei niedriger Verzögerung	5 %	-	Subtrahiere 1 % für jedes lb über dem Zielwert
C Weg bei niedriger Verzögerung	20 %	-	Subtrahiere 2 % für jede 0.1 in über dem Zielwert
D Kraft bei mittlerer Verzögerung	10 %	-	Subtrahiere 1 % für jedes lb über dem Zielwert
E Weg bei mittlerer Verzögerung	10 %	-	Subtrahiere 1 % für jede 0.2 in. über dem Zielw., Subtrahiere 1 % für jede 0.1 in. unter dem Zielw.
F Kraft bei hoher Verzögerung	20 %	-	Subtrahiere 1 % für jedes lb über dem Zielwert
G Ansprechzeit des Systems	30 %	-	Subtrahiere 1.5 % für jede 0.01 sec. Über d. Zw.
<b>Gesamtpunktzahl</b>	<b>100 %</b>		

**Bild 9:** Berechnungsvorschrift für den Kennwert BFI (/44/, Originalarbeit: /19/)

**Dairou-Verfahren** DAIROU ET AL. greifen den korrelativen Ansatz von EBERT und KAATZ (/19/) bzw. von KOWALSKI und EBERT (/30/) wieder auf. Die Grundlage der Verfahrensentwicklung bilden 12 unterschiedliche Pedal- und Bremscharakteristiken (*braking laws*), die mittels einer Design-of-Experiments-Methode aus der Variation 11 objektiver Einzelparameter (*attributes*) entstanden. Sie wurden subjektiv von Probanden in einem Forschungsfahrzeug mit variabler Pedal- und Bremscharakteristik hinsichtlich 7 verschiedener Kriterien bewertet. Mittels Korrelationsanalyse entstand ein mathematisches Modell, das die Einzelparameter und die subjektiven Wertungen miteinander verbindet. Eine gute Übereinstimmung zwischen Korrelationsmodell und tatsächlicher subjektiver Wertung wird für folgende 5 Kriterien erreicht: *travel*, *effort*, *idle travel*, *responsiveness* und *deceleration perceived*.

Da aber keines der Verfahren vollständig beschrieben wird, können sie nicht angewendet und überprüft werden. Lediglich zum Temple-Diagramm sind dem Autor der vorliegenden Arbeit Informationen zur Handhabung auszugsweise bekannt (s. Kapitel 7.2.11).

Der korrelationsstatistische Ansatz spielt bei den meisten Subjektiv-Objektiv-Untersuchungen eine zentrale Rolle. Obwohl dessen Anwendung weit verbreitet ist, wird ihm in aktuellen Literaturstellen kritisch begegnet (vgl. /31/, /37/). So ist die Aussagekraft der Korrelationsanalyse begrenzt und nur unter bestimmten Voraussetzungen zu erreichen, die bei der Herstellung von Subjektiv-Objektiv-Zusammenhängen oftmals nicht berücksichtigt werden. Es wird empfohlen, auch verbreitete Vorgehensweisen und die entsprechenden Ergebnisse nicht kritiklos zu übernehmen.

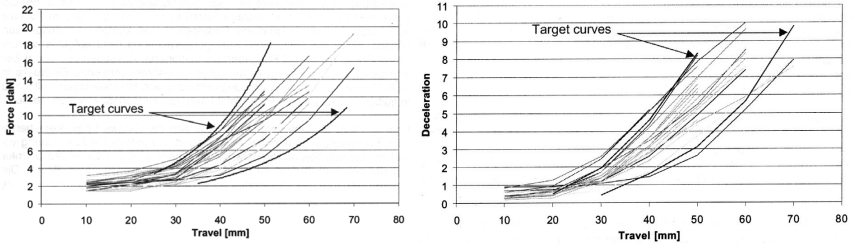
## 2.4 Gestaltungsrichtlinien der Pedal- und Bremscharakteristik

Empfehlungen zur optimalen Gestaltung der Pedal- und Bremscharakteristik werden mit Diagrammen, Kennwerten oder verbalen Beschreibungen vermittelt. In Tabelle 1 ist eine Auswahl an Kennwerten und verbalen Beschreibungen zusammengestellt. Sie zeigt, dass sowohl die Prägnanz als auch die inhaltlichen Aussagen erheblich differieren.

**Tabelle 1:** Empfehlungen für die optimale Pedal- und Bremscharakteristik (Auswahl)

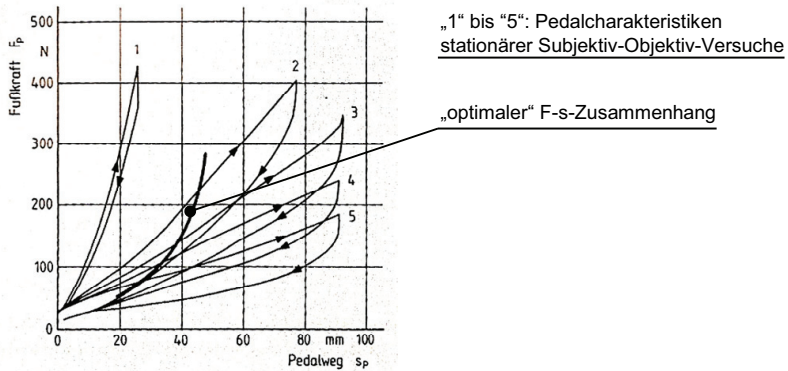
Empfehlung	Quelle
<ul style="list-style-type: none"> <li>„Hysterese &lt;25 % vom Maximalwert“</li> </ul>	zitiert in /2/
<ul style="list-style-type: none"> <li>größerer Pedalleerweg bei geringer Abbremsung (&lt;20 %)</li> <li>geringerer Pedalleerweg bei hoher Abbremsung (&gt;20 %)</li> <li>Kompromissvorschlag: Pedalleerweg <math>s=28.7</math> mm</li> <li>kein <math>p(s)</math>-Drucksprung bei geringer Abbremsung (&lt;20 %)</li> <li><math>p(s)</math>-Drucksprung bei hohen Abbremsungen (&gt;20 %)</li> <li>Kompromissvorschlag: <math>p(s)</math>-Drucksprung nach Leerweg von 5.8 % (bezogen auf 100 % Verzögerung)</li> </ul>	/10/
<ul style="list-style-type: none"> <li>Für direktes Ansprechen der Bremsanlage: „kurze Leerwege“, „niedrige Ansprechkräfte“, „hohe Springer“</li> <li>für hohen Komfort: „hohe Verstärkung“, „kurzer Pedalweg“</li> </ul>	/13/
<ul style="list-style-type: none"> <li>„Ansprechkraft unter 20 N“</li> <li>„bis <math>z=0.9</math> g: progressiver Zusammenhang zwischen Pedalkraft und Fahrzeugverzögerung“</li> </ul>	/17/
<ul style="list-style-type: none"> <li>„genau definierten, gut wahrnehmbaren Druckpunkt“</li> <li>„kurzer Pedalweg ohne Leerweg“</li> <li>„Das Pedalkraftniveau kann bei einer sportlichen Abstimmung zugunsten eines kürzeren Pedalweges angehoben werden.“</li> <li>„Nickwinkel und Nickgeschwindigkeit sollten möglichst gering sein.“</li> </ul>	/25/
<ul style="list-style-type: none"> <li>„Minimierung von Kraft-, Weg- und Zeitverlusten“</li> </ul>	/28/
<ul style="list-style-type: none"> <li>„kurze Schwelldauer, gemessen am Verzögerungsaufbau“</li> <li>„große Hubarbeit ergibt...Verlängerung der Betätigungsdauer <math>t_s</math>, aber Verbesserung der Dosierbarkeit“</li> <li>„kleine Verstärkung bei geringen Verzögerungen“ („verbesserte Dosierbarkeit“)</li> <li>„hohe Verstärkung für hohe Verzögerungen“ („Schwelldauergewinn und damit Bremsweggewinn“)</li> </ul>	/34/
<ul style="list-style-type: none"> <li>„Minimiere alle Leerwege“</li> <li>„kleines und konstantes Lüftspiel“</li> <li>„Crack-Point 50-75 N“</li> <li>„<math>s \leq 25</math> mm @ <math>z=0.1</math> g (Kundenforderung oft strenger)“</li> <li>„optimierte Kurvenform Pedalweg-Verzögerung, Gradient entscheidend“</li> <li>„große <math>z</math> werden über <math>F</math> beurteilt“</li> <li>„BKV-Aussteuerpunkt <math>z \geq 1</math> g (beladenes Fahrzeug)“</li> <li>„steifes Bremssystem“</li> </ul>	/44/
<ul style="list-style-type: none"> <li>Totweg: eine Charakteristik mit 20-mm-Totweg wird insgesamt besser bewertet als eine Charakteristik mit 16-mm-Totweg</li> <li>kein Springer (auf Widerspruch zu bisherigen Erkenntnissen wird von den Autoren hingewiesen)</li> </ul>	/50/

Empfehlungen als grafische Darstellung in Diagrammen zeigen entweder den optimalen Bereich (Bild 10) oder die optimale Kennlinie (Bild 11).



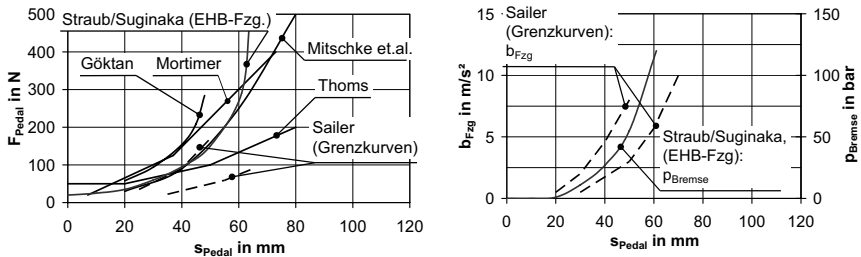
**Bild 10:** Spezifikation der Pedal- und Bremscharakteristik mit Grenzkurven (/44/)

Bild 11 zeigt beispielhaft die von GÖKTAN (/22/) im stationären Versuch erprobten fünf F-s-Zusammenhänge und das aus den Versuchsergebnissen abgeleitete Optimum.



**Bild 11:** Pedalcharakteristiken nach GÖKTAN (/22/).

Bild 12 gibt einen Überblick über die recherchierten Empfehlungen optimaler F-s-, b-s- und p-s-Zusammenhänge. Obwohl eine isolierte Betrachtung der Pedal- und der Bremscharakteristik nicht möglich ist (vgl. /44/), wird auf den b-s-Zusammenhang häufig verzichtet. Des Weiteren fehlt oft der für Bremsungen im Komfortbereich wichtige untere Wertebereich.



**Bild 12:** Empfehlungen für die optimale Pedal- und Bremscharakteristik

In mehreren Publikationen werden adaptive (auch: „situationsangepasste“) Pedal- und Bremscharakteristiken beschrieben. So empfehlen MITSCHKE ET AL. (/34/), die Steifigkeit des Pedals mit zunehmender Betätigungsgeschwindigkeit zu erhöhen. LEBER (/32/) und BILL (/10/) geben qualitative Richtwerte für fünf Merkmale der Bremspedalcharakteristik an und unterscheiden dabei zwischen Anpassungs-, Ziel-, Not- und Stoppbremsung.

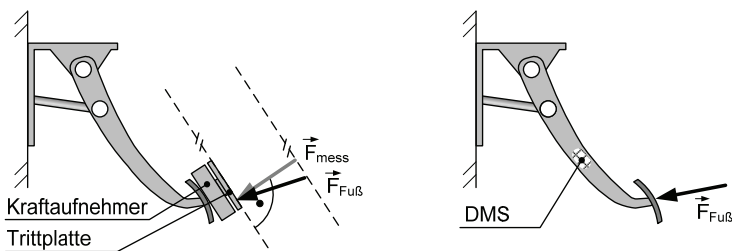
Zusammenfassend ist festzustellen, dass die Fachliteratur zwar eine Vielzahl von Empfehlungen für die optimale Pedal- und Bremscharakteristik liefert, diese jedoch kein homogenes, in sich geschlossenes und umfassendes Bild ergeben.

## 2.5 Messung der Pedal- und Bremscharakteristik

Bereits bei KOWALSKI und EBERT (/30/) wird auf die Bedeutung der objektiven Analyse von Pedal- und Bremscharakteristiken hingewiesen. Sie betonen, dass die Analyse „wirklich objektiv“, reproduzierbar und unabhängig von der Qualifikation des Durchführenden sein muss. Die folgende Übersicht basiert auf Literaturangaben (vgl. /44/) sowie eigenen Beobachtungen und Recherchen im industriellen Umfeld.

Üblich ist die Messung der Größen Pedalkraft, Pedalweg, Bremsdruck, Fahrzeugverzögerung, Fahrzeuggeschwindigkeit und Brems Scheibentemperatur. Unberücksichtigt bleiben in der Regel die Nick- und Vertikalbewegungen des Fahrzeugaufbaus.

**Pedalkraft** Die Pedalkraft wird überwiegend mit einem einaxialen Kraftaufnehmer gemessen. Er wird parallel zur Pedalplatte montiert oder so ausgerichtet, dass er bequem betätigt werden kann. Die meisten Aufnehmer können flächig belastet werden, nur selten ist die Krafteinleitungsstelle konstruktionsbedingt punktförmig. Bekannt ist auch der Einsatz von Dehnmessstreifen auf der Oberfläche der Pedalstruktur (Bild 13). Bei Probandenfahrversuchen wird auf die Messung der Pedalkraft entweder verzichtet oder diese wird mit DMS-applizierten Pedalen durchgeführt.



**Bild 13:** Pedalkraftmessung mit einaxialem Kraftaufnehmer und Dehnmessstreifen (DMS)

**Pedalweg** Die Messung des Pedalwegs erfolgt direkt am Pedal oder am Steuerkolben des Bremskraftverstärkers (BKV) mit Hilfe eines Linearaufnehmers oder eines Seilzugpotentiometers.

**Bremsdruck und Fahrzeugverzögerung** Der Bremsdruck wird am Haupt- (HBZ) und/oder am Radbremszylinder (RZ) gemessen. Die Fahrzeugverzögerung wird entweder mit einem aufbaufesten Aufnehmer, der in der Nähe des Fahrzeugschwer-

punkts montiert ist, direkt gemessen oder aus internen Raddrehzahlsignalen berechnet.

**Fahrzeuggeschwindigkeit** Die Messung der Fahrzeuggeschwindigkeit erfolgt mit externen Messsystemen (optische Systeme, Messrad) oder es werden die internen Raddrehzahlsignale verwendet.

**Scheibentemperatur** Zur Messung der Brems­scheibentemperatur kommen schleifende Thermo­elemente zum Einsatz.

Die Messungen beinhalten Pedalbetätigungen am stehenden und am fahrenden Fahrzeug, die hinsichtlich des zeitlichen Verlaufs und der Intensität nach unternehmensinternen Standards spezifiziert sind. Umgesetzt werden sie nahezu ausschließlich von Versuchsfahrern, der systematische Einsatz automatischer Pedalbetätigungsvorrichtungen („Bremsroboter“) ist nicht bekannt.

Die kritische Auseinandersetzung mit der Messmethodik ist in der Literatur selten zu finden. Dieses Ergebnis überrascht insbesondere deshalb, weil die Vergleichbarkeit quantitativer Aussagen zur Pedalcharakteristik ohne exakte Definitionen der Pedal­größen Kraft und Weg nicht möglich ist.

## 2.6 Systemanalyse von Bremsanlagen

Die konstruktive Umsetzung von Spezifikationen der Schnittstellencharakteristik erfordert detaillierte Kenntnisse auf System- und Komponentenebene. Im Folgenden werden Publikationen vorgestellt, deren Schwerpunkt auf der experimentellen und theoretischen Systemanalyse sowie auf der Modellbildung von Bremsanlagen liegt. Berücksichtigt sind solche Veröffentlichungen, die einen unmittelbaren Bezug zum Bremspedalgefühl haben. Zwei Arbeiten, die sich mit Scheibendickenschwankungen auseinandersetzen, sind deshalb aufgeführt, weil Studien zur rechnerischen Simulation von DTV-­verursachten Komfortproblemen Bestandteil der vorliegenden Arbeit sind (Kapitel 8).

**JAHN** (/28/: 1980) untersucht mit empirisch-analytischen Methoden Pedalkraft- und Pedalwegverluste von Trommel- und Scheibenbremsanlagen. Die Ursachen der Wegverluste schlüsselt er detailliert auf.

**AUGSBURG** (/2/: 1982, /3/: 1984) führt experimentelle und theoretische Untersuchungen zum Zeitverhalten von kombiniert hydraulisch-pneumatischen Nkw-Trommelbremsanlagen durch und entwickelt ein physikalisches Modell zur numerischen Simulation.

**GROCHOWICZ** (/23/: 1997) setzt sich mit Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen infolge Kalt- und Heißrubbels (DTV, *hot judder*) auseinander. Er entwickelt ein eindimensionales Feder-Masse-Modell des Systems Radbremse-Leitung-HBZ und simuliert damit Druck- und Momentenschwankungen infolge Scheibendickenschwankungen (DTV).

**BILL** (/10/: 1998) entwickelt einen analytischen Modellansatz zum statischen und dynamischen Übertragungsverhalten der Bremsanlage. Das Resultat ist eine bezüglich neun freier Parameter lineare Gleichung.

**ALIRAND ET AL.** (/1/: 2001) entwickeln ein physikalisch-numerisches Verhaltensmodell des Systems Bremse-Fahrwerk-Fahrzeug zur Untersuchung der Auswirkungen von DTV. Da im Mittelpunkt der Untersuchungen das Übertragungsverhalten bremsinduzierter Schwingungen steht, erfolgen keine Diskussion und Modellverifizierung für die Pedal- und Bremscharakteristik der Pedalbetätigung eines vollständigen Abbremsvorgangs.

**SAILER** (/44/: 2002) verweist auf das Simulationsprogramm CoBrake, eine Eigenentwicklung der Robert Bosch GmbH zur rechnerischen Auslegung von Pkw-Bremsanlagen. Berechnungsergebnis ist der stationäre Zusammenhang zwischen den Größen Pedalkraft, Pedalweg und Fahrzeugverzögerung. Durch die Kopplung von CoBrake mit einem dynamischen BKV-Matlab/Simulink-Modell können auch gemischt stationär-instationäre Simulationen durchgeführt werden.

**FORTINA ET AL.** (/21/: 2003) verfolgen das Ziel, die Produktentwicklung mit theoretischen Methoden zu unterstützen und verifizieren zu diesem Zweck kommerzielle Simulationssoftware. Vorgestellt werden Parameterstudien zur Lage des BKV-Aussteuerpunktes und zur Höhe der BKV-Verstärkung vakuumverstärkter Hilfskraftanlagen. Anhand von Modellen, die um den ABS-Modulator erweitert und mit einem Fahrzeugmodell gekoppelt sind, werden ABS-Eingriffe bei verschiedenen Fahrmanövern simuliert.

**PETRUCCELLI ET AL.** (/40/: 2003) stellen ein Simulationsmodell für eine elektrohydraulische Bremsanlage vor, das sie zur Auslegung von Regelalgorithmen, für die Abschätzung der Pedal- und Bremscharakteristik und zum Test von Diagnosestrategien nutzen.

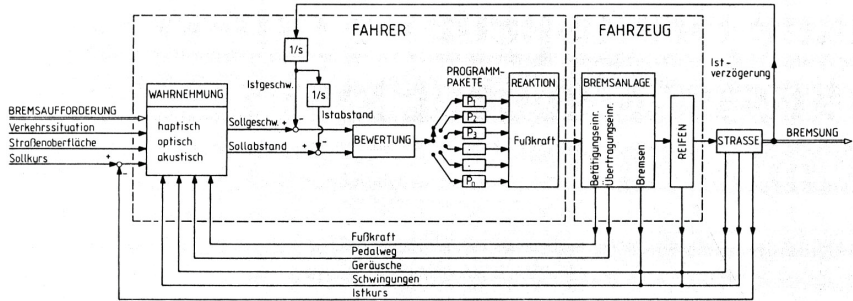
Die recherchierten Arbeiten zeigen, dass es intensive Anstrengungen gibt, das stationäre und instationäre Systemverhalten theoretisch zu beschreiben. Es konnte jedoch keine Arbeit recherchiert werden, die über die Kriterien der Grundausslegung hinaus pedalgefühlrelevante, statische und dynamische Merkmale moderner Hilfskraftbremsanlagen mit hoher Genauigkeit nachweislich reproduziert. Das gilt insbesondere für den Schwerpunkt Komfortbremsungen.

## 2.7 Fahrer-Fahrzeug-Interaktion

Die Fahrzeugführung zählt neben der Flugzeugführung zu den intensiv untersuchten Mensch-Maschine-Interaktionen (vgl. /52/, /60/). Kritisch wird die theoretische Beschreibung der Wechselwirkung zwischen Mensch und Maschine mit *Closed-Loop*-Modellen eingeschätzt (vgl. /31/, /29/). Aktuelle Literaturstellen halten den Erkenntnisfortschritt überwiegend für ernüchternd, weisen jedoch auf die Komplexität und Vielschichtigkeit der Thematik hin. Zur Interaktion beim Abbremsen liefert die Fachliteratur nach SAILER (/44/) einige übereinstimmende Aussagen, insgesamt ergibt sich jedoch ein uneinheitliches Bild. Vorgeschlagen wird deshalb, das Ziel der Forschung in kleinen Schritten neu zu erarbeiten (vgl. /31/, /44/).

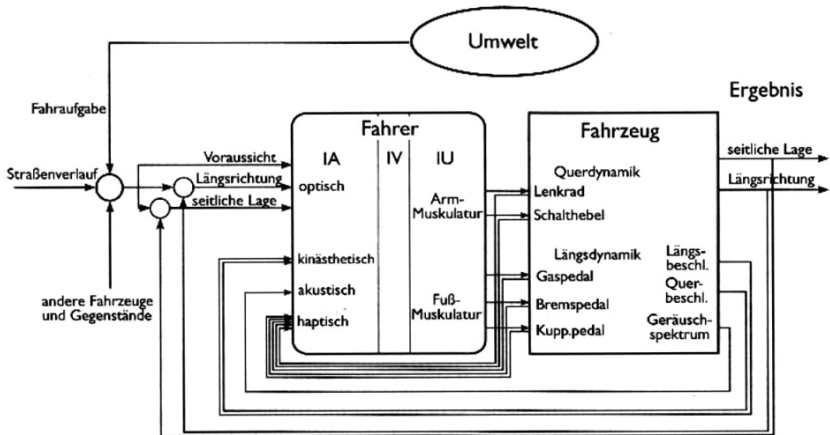
Die Forschung zum Bremsverhalten konzentriert sich überwiegend auf experimentelle Ansätze, deren Schwerpunkt auf dem unmittelbaren Zusammenhang zwischen den objektiven Merkmalen der Pedal- und Bremscharakteristik und dem subjektiven Empfinden liegt. Häufig wird gefordert, arbeitswissenschaftliche Erkenntnisse stärker als bisher zu berücksichtigen (vgl. z.B. /10/, /4/). Ein verbreiteter Ansatz zur grafischen Darstellung und theoretischen Beschreibung der Fahrer-Fahrzeug-Interaktion

sind Wirkschemata. Bereits die Modellierung der mechanischen Interaktion zwischen Fahrer und Fahrzeug an der Schnittstelle Bremspedal zeigt jedoch, dass es keine einheitliche Modellvorstellung gibt. So wird in Bild 14 als „Ausgangsgröße“ des Übertragungsglieds „Fahrer“ die Fußkraft gewählt und als rückgekoppelte „Eingangsgröße“ die Fußkraft und der Pedalweg.



**Bild 14:** Beispiel für den Fahrer-Fahrzeug-Umwelt-Regelkreis des Bremsvorgangs (/22/)

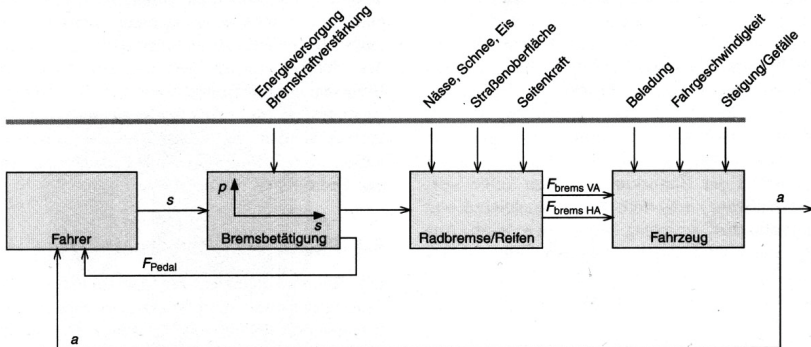
In Bild 15 wird diese Problematik umgangen, indem auf die Benennung der Signale verzichtet wird.



**Bild 15:** Beispiel für die allgemeine Beschreibung des Fahrer-Fahrzeug-Umwelt-Regelkreises (/16/)

Bild 16 zeigt ein Schema aus einem aktuellen Fachbuch. Hier ist die „Ausgangsgröße“ des Fahrers der Pedalweg und die rückgekoppelte „Eingangsgröße“ die Pedalkraft.





**Bild 16:** Beispiel für den Fahrer-Fahrzeug-Umwelt-Regelkreis des Bremsvorgangs (/15/)

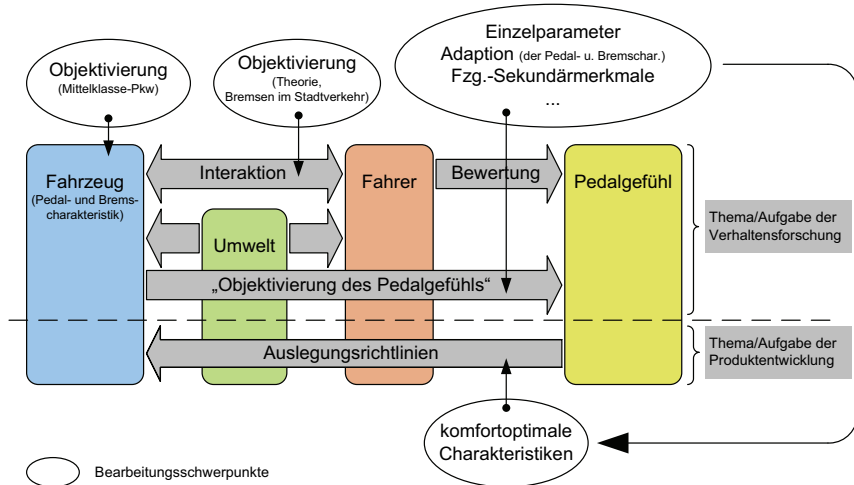
Zusammenfassend ist festzustellen, dass sowohl über die gesamtheitliche *Closed-Loop*-Modellbildung des Fahrer-Fahrzeug-Umwelt-Regelkreises als auch über die unmittelbaren Wechselwirkungen an der Mensch-Maschine-Schnittstelle keine einheitliche Modellvorstellung existiert. Konkrete Richtlinien für die optimale Pedal- und Bremscharakteristik sind den recherchierten Ergebnissen nicht zu entnehmen.

## 2.8 Einschätzung

Der Fahrzeugforschung ist es bislang nicht gelungen, objektive Methoden zur zielgerichteten Gestaltung des Merkmals Bremspedalgefühl bereitzustellen. Zwar wurde an diesem Ziel kontinuierlich gearbeitet, jedoch finden die publizierten Ergebnisse beim industriellen Anwender keine Akzeptanz, können nicht nachvollzogen und überprüft werden oder behandeln nur Teilaspekte. In der Produktentwicklung dominiert daher pragmatisches Vorgehen. Die Spezifikation der Pedal- und Bremscharakteristik orientiert sich an den Einschätzungen von Experten oder an branchenweit anerkannt guten Pedal- und Bremscharakteristiken. Bemerkenswert ist, dass die bisherige Methodik und die publizierten Erkenntnisse zunehmend kritisch hinterfragt werden. Gefordert wird die Fortsetzung der wissenschaftlichen Auseinandersetzung, jedoch muss das Ziel darin bestehen, aussagekräftige und belastbare Erkenntnisse zu erarbeiten, auch wenn es in nur kleinen, überschaubaren Schritten erreicht werden kann. Es stellt sich daher die Aufgabe, die Thematik gesamtheitlich einzuordnen, Teilaufgaben zu benennen und systematisch zu bearbeiten. Die Ergebnisse müssen in sich geschlossen und nachvollziehbar sein sowie eine ausbaufähige Basis zur Fortsetzung der Forschungstätigkeit bilden.

## 2.9 Präzisierung der Aufgabenstellung

Bild 17 zeigt schematisch Zusammenhänge und Wechselwirkungen zwischen den Elementen „Fahrer“, „Fahrzeug“, „Umwelt“ und „Pedalgefühl“ sowie die wesentlichen Schwerpunkte der vorliegenden Arbeit. Im Mittelpunkt stehen die Objektivierung dieser Elemente und Wechselwirkungen sowie die Erarbeitung konkreter Auslegungsrichtlinien. Besondere Bedeutung kommt hierbei der Entwicklung zweckmäßiger methodischer und experimenteller Hilfsmittel zu.



**Bild 17:** Bearbeitungsschwerpunkte der vorliegenden Arbeit

Inhalt der vorliegenden Arbeit sind folgende Teilaufgaben:

1. **Fahrer-Fahrzeug-Interaktion** Benennung wesentlicher Merkmale der mechanischen Mensch-Maschine-Interaktion mit passiven und aktiven Bedienelementen; Beschreibung des Systems „Fahrer-Fahrzeug-Umwelt“; Erarbeitung von Methoden zur Objektivierung der Systemelemente (Kapitel 3, 4 und 5)
2. **Objektivierung der Pedal- und Bremscharakteristik** Experimentelle Identifikation der Pedal- und Bremscharakteristik von Mittelklasse-Pkw mit dem Schwerpunkt auf Komfortbremsungen (Kapitel 6)
3. **Pedalhaptiksimulation** Entwicklung eines Pedalhaptikmodulators zur authentischen Simulation der Bremspedalcharakteristik aktueller Mittelklasse-Pkw und synthetischer F-s-Zusammenhänge; Entwicklung eines Forschungsfahrzeugs mit variabler Pedal- und Bremscharakteristik auf Basis eines Mittelklasse-Pkw (Kapitel 7.1)
4. **Betätigungs- und Bremsverhalten** Benennung der durchschnittlichen Intensität, Dynamik und Dauer des Betätigungs- und Bremsverhaltens von Normalfahrern im Stadtverkehr (Kapitel 7.2.5); Analyse und Charakterisierung des zeitlichen Verlaufs von Pedalbetätigungen (Kapitel 7.2.6)
5. **Objektivierung des Pedalgefühls** Aufdeckung von Subjektiv-Objektiv-Zusammenhängen bei Komfortbremsungen mit folgenden Schwerpunkten (Kapitel 7.2):
  - Einfluss sekundärer Fahrzeugmerkmale auf das Bremspedalgefühl
  - Grundsatzuntersuchungen zur Identifikation subjektiv signifikanter Parameter und Bereichsgrenzen der Pedal- und Bremscharakteristik

- Ermittlung des Potenzials adaptiver Pedal- und Bremscharakteristiken zur Steigerung des Komfort- und Sicherheitsempfindens
  - Grundsatzuntersuchungen zum Wertungsverhalten von Normalfahrern
  - Überprüfung objektiver Bewertungsverfahren des Bremspedalgeföhls anhand aktueller subjektiver Bewertungen
6. **Auslegungsrichtlinien** Benennung qualitativer und quantitativer Auslegungsrichtlinien für komfortoptimale Pedal- und Bremscharakteristiken (Kapitel 7.2.13)
  7. **Fahrzeug-Systemanalyse** Experimentelle und theoretische Analyse der konventionellen Bremsanlage eines Mittelklasse-Pkw und Entwicklung eines physikalischen Modells zur statischen und dynamischen Simulation der Pedal- und Bremscharakteristik; Benennung der für die Pedal- und Bremscharakteristik maßgebenden Baugruppen und Komponenten (Kapitel 8)
  8. **Ausblick** Einschätzung und Abgrenzung der Ergebnisse; Benennung von Schwerpunkten für die zukünftige Forschungstätigkeit

### 3 Grundlagen

Nachfolgend werden wesentliche Merkmale der beiden Teilsysteme „Fahrzeug“ und „Fahrer“ sowie Zusammenhänge aus dem Fachgebiet Systemtechnik beschrieben. Auf dieser auszugsweisen Darstellung des Standes von Forschung und Technik bauen die folgenden Kapitel auf.

#### 3.1 Merkmale des Fahrzeugs

##### 3.1.1 Mechanische Bedienelemente

Die Bedienung eines Fahrzeugs erfolgt nahezu ausschließlich über mechanische Bedienelemente (auch „Stellteile“ genannt). Zu den wenigen Ausnahmen gehören die Spracherkennung und die biometrische Merkmalerfassung. Entsprechend ihrer Bedeutung für die Fahrzeugführung wird zwischen primären, sekundären und tertiären Bedienelementen unterschieden (Tabelle 2):

**Tabelle 2:** Klassifizierung von Kfz-Bedienelementen (/16/)

Klassifizierung	Aufgabe	Beispiele
primäre Bedienelemente	Steuerung des eigentlichen Fahrprozesses	Bremse, Antrieb, Lenkung
sekundäre Bedienelemente	verkehrs- und umweltbedingte Aufgaben, die nicht zum Fahrprozess gehören	Blinker, Scheibenwischer, Licht, Hupe
tertiäre Bedienelemente	Komfort-, Unterhaltungs-, Informationsaufgaben	Radio, Klima, Telefon

Pedale gehören zur Klasse der primären Bedienelemente. Sie sind überwiegend als hängende, in Ausnahmefällen als stehende Pedale ausgeführt (Bild 18, Bild 19). Darüber hinaus sind kombinierte Fahr-/Bremspedale bekannt, die aber keine Verbreitung gefunden haben.



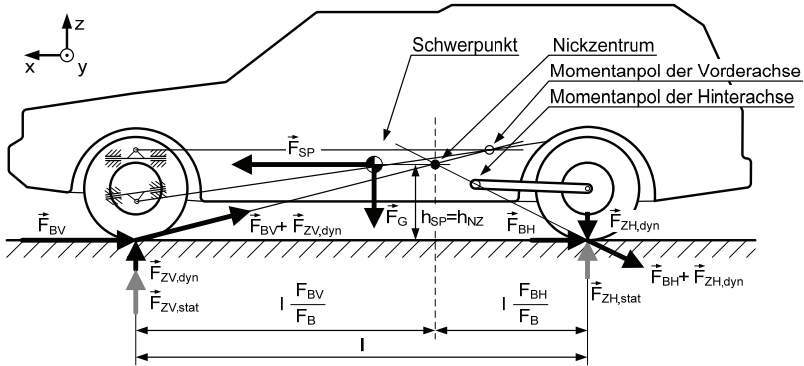
**Bild 18:** Beispiele für Pkw-Pedale



**Bild 19:** Beispiele für Nkw-Pedale

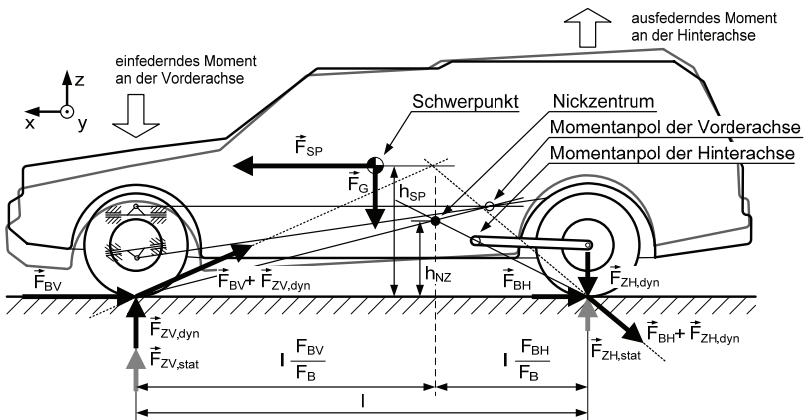
### 3.1.2 Längs- und Vertikaldynamik des verzögerten Pkw

Bei Geradeausfahrt liegen spiegelsymmetrische Verhältnisse vor, so dass die Längs- und Vertikaldynamik des verzögerten Fahrzeugs mit einem ebenen kinematischen Modell beschrieben werden kann (Bild 20, vgl. /26/, /13/, /41/). Es besteht aus dem Fahrzeugaufbau, den Radaufhängungen und den Rädern. Elastische Verformungen der Radaufhängungen und der Reifen werden bei der Gesamtfahrzeugmodellbildung zum Bremsnicken und -heben in der Regel vernachlässigt. Da Reibungsbremsen üblicherweise am Radträger angeordnet sind („außen liegende Bremsen“), stützt sich das Bremsmoment an der Radaufhängung ab. In diesem Fall können Rad und Radträger als fest verblockte Einheit betrachtet werden, die sich gegenüber dem Fahrzeugaufbau um den Momentanpol der Radachse dreht. Von der Lage dieses Momentanpols und der Größe der in der Reifenaufstandsfläche wirkenden Horizontal- und Vertikalkräfte hängt ab, ob um den Momentanpol ein einfederndes oder ein ausfederndes Moment entsteht. Am ungebremsten Fahrzeug wirken in der Reifenaufstandsfläche nur die aus der Gewichtskraft des Fahrzeugs resultierenden, statischen Achslasten  $\vec{F}_{ZV,stat}$  bzw.  $\vec{F}_{ZH,stat}$ . Beim verzögerten Fahrzeug entsteht aus den Bremskräften  $\vec{F}_{BV}$  bzw.  $\vec{F}_{BH}$  und der Trägheitskraft  $\vec{F}_{SP}$  ein Drehmoment um die y-Achse, dessen Reaktion die dynamischen Achslaständerungen  $\vec{F}_{ZV,dyn}$  bzw.  $\vec{F}_{ZH,dyn}$  sind. Zeigt die resultierende Kraft aus Bremskraft und dynamischer Achslaständerung zum Momentanpol der jeweiligen Achse, wird sie vollständig von den starren Koppellementen der Radaufhängung aufgenommen. Es entsteht kein Moment um den Momentanpol und Federungsbewegungen finden nicht statt. Ist diese Bedingung an beiden Achsen erfüllt, liegt der Spezialfall des „vollständigen Bremsnickausgleichs“ vor (Bild 20). Das „Nickzentrum“ (NZ) ist der Schnittpunkt zweier Geraden, die jeweils den Momentanpol und den zugehörigen Reifenaufstandspunkt miteinander verbinden. Bei vollständigem Bremsnickausgleich liegt das Nickzentrums auf der Verlängerung der Resultierenden aus Bremskraft und Radlaständerung sowie auf Höhe des Schwerpunktes.



**Bild 20:** Kräfte am abbremsenden Fahrzeug bei vollständigem Bremsnickausgleich

Ist diese Bedingung nicht erfüllt, beispielsweise weil der Schwerpunkt höher liegt als das Nickzentrum, nehmen die dynamischen Radlaständerungen zu und die Wirkungslinien der resultierenden Kräfte aus Bremskraft und Achslaständerung verlaufen nicht mehr durch den jeweiligen Momentanpol, sondern darüber (Bild 21). Die resultierenden Momente um die Momentenpole lassen die vordere Radaufhängung einfedern und die hintere ausfedern.

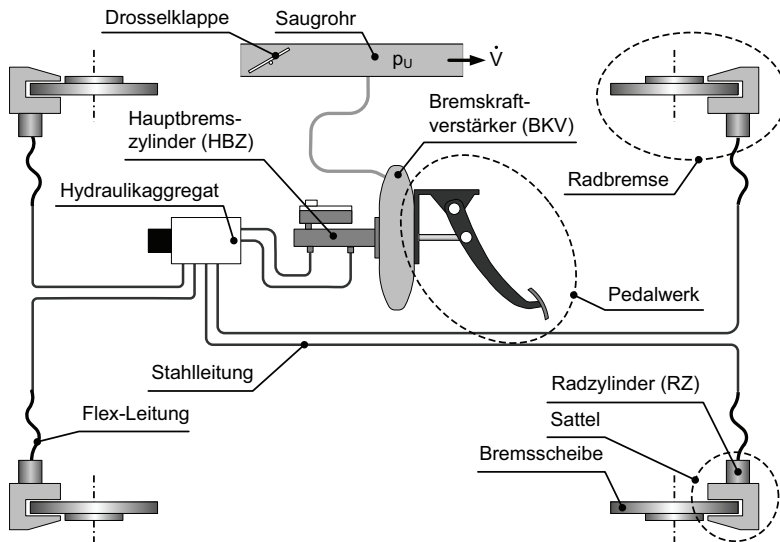


**Bild 21:** Kräfte am abbremsenden Fahrzeug ohne vollständigen Bremsnickausgleich

Die Bewegung des Fahrzeugaufbaus während des Abbremsens ist folglich die Kombination aus einer Drehbewegung um die Querachse („Nicken“) und einer Vertikalbewegung („Heben“). Sie wird bestimmt vom Achsabstand, von der Schwerpunkthöhe, von der Bremskraftverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse und von der Fahrwerkkinematik.

### 3.1.3 Pkw-Hilfskraftbremsanlagen

Moderne Mittelklasse-Pkw sind nahezu ausschließlich mit vakuumunterstützten, hydraulischen Hilfskraftbremsanlagen ausgerüstet (Bild 22, /15/, /17/).



**Bild 22:** Vakuumunterstützte Pkw-Hilfskraftbremsanlage

Die wesentlichen Baugruppen sind das Pedalwerk, der Bremskraftverstärker (BKV), der Hauptbremszylinder (HBZ), das Hydraulikaggregat (ABS-Modulator, ESP-Aggregat) und die bei modernen Mittelklasse-Pkw überwiegend als Scheibenbremsen ausgeführten Radbremsen. Das Pedalwerk besitzt meist ein hängendes Pedal. Es wandelt die Fußkraft und die Fußbewegung in die Betätigungskraft und in den Betätigungsweg des BKV-Steuerkolbens. Vom BKV wird die Steuerkolbenkraft pneumatisch verstärkt und zum Druckstangenkolben des HBZ übertragen. Der HBZ wandelt diese Kraft in hydraulischen Druck, der mittels Druckflüssigkeit (Bremsflüssigkeit) zu den Radbremsen übertragen wird und in den Radbremszylindern (RZ) die Spannkraft erzeugt. Aus Sicherheitsgründen besteht der hydraulische Teil der Bremsanlage aus dem Primär- und dem Sekundärkreis, die hydraulisch entkoppelt sind. Das zwischen HBZ und Radbremsen angeordnete Hydraulikaggregat realisiert Sicherheitsfunktionen wie ABS, ASR und ESP und ist bei Komfortbremsungen inaktiv.

### 3.1.4 Aktuelle Entwicklungen bei Pkw-Bremsanlagen

Auf dem Gebiet der Pkw-Betriebsbremsen gibt es intensive Entwicklungsanstrengungen in Richtung elektrohydraulischer und elektromechanischer Fremdkraftbremsanlagen (EHB bzw. EMB). Bei diesen so genannten Brake-by-Wire-Systemen werden die Bremsmomente zwar ebenfalls mit Reibungsbremsen erzeugt, jedoch ist das Pedalwerk von der Radbremse mechanisch vollständig entkoppelt. Bei EHB-Anlagen erfolgt die Zuspannung der Radbremse hydraulisch, bei EMB-Anlagen elektrome-

chanisch. Im Pkw-Bereich ist nur vom EHB-Konzept bekannt, dass es sich im Serieneinsatz als Betriebsbremse befindet. Bei Fahrzeugen mit Hybridantrieb kann zur Erzeugung kontrollierter Bremsmomente neben den Reibungsbremsen auch der elektrische Antriebsmotor mit seinem generatorischen Moment eingesetzt werden. Im Gegensatz zu den Reibungsbremsen, kann dessen Bremsleistung zumindest teilweise zurückgewonnen werden („rekuperatives“ bzw. „regeneratives Bremsen“). Ist die Betriebsbremse des Hybridfahrzeugs, wie bei einem aktuellen Serien-Modell, als EHB-Anlage ausgeführt, werden die Spannkkräfte bzw. Bremsmomente, vom Pedalwerk entkoppelt, vollständig elektronisch gesteuert. Andere Entwicklungen zielen auf das Konzept der Hybridbremsanlage. Es kann sich zum Beispiel aus einer konventionellen Hilfskraftbremsanlage an der Vorderachse und einem EMB-System an der Hinterachse zusammensetzen (vgl. /20/). Gegenwärtig arbeiten Fahrzeughersteller und Systemlieferanten sowohl an Hilfskraft- als auch an Hybrid- und Fremdkraftbremsanlagen. Daraus begründet sich die gleichermaßen große Aktualität des Themas Bremspedalgefühl für alle drei Konzepte.

## 3.2 Merkmale des Fahrers

Der Fahrer vermittelt den Bremswunsch durch die Betätigung des Bremspedals mit seinem rechten Bein. Die Reaktion erreicht ihn optisch aus der Fahrzeugumgebung und mechanisch-haptisch über das Lenkrad, den Sitz und den Fahrzeugaufbau. Nachfolgend werden wichtige Begriffe und Merkmale des Teilsystems „Fahrer“ beschrieben und diskutiert (vgl. /16/, /24/, /29/, /45/, /46/, /49/).

### 3.2.1 Passiver und aktiver Bewegungsapparat

Die Anatomie des Beins wird kinematisch in Oberschenkel, Unterschenkel und Fuß. Unterteilt. Man unterscheidet ferner zwischen passivem und aktivem Bewegungsapparat. Der passive Bewegungsapparat ist das Skelett, das aus einer Vielzahl von Einzelknochen besteht, die gelenkig oder fest miteinander verbunden sind. Es bildet die mechanische Stütze der Weichteile und ermöglicht eine definierte kinematische Beweglichkeit. Der aktive Bewegungsapparat wird durch Muskeln und Sehnen gebildet. Das besondere Merkmal des Muskelgewebes ist die Kontraktibilität, die bewirkt, dass Zugkräfte entwickelt werden können. Zur Versteifung und Ausführung reversierender Bewegungen besitzen alle Gliedmaßen antagonistisch (ungleichsinnig) wirkende Muskeln. Der mechanische Zustand des Muskels bzw. die Art der Muskelarbeit wird durch die beiden unabhängigen Zustandsgrößen Länge und Spannung charakterisiert. Ändert sich die Länge der Muskeln nicht, spricht man von „statischer Arbeit“. Entsprechend liegt „dynamische Arbeit“ vor, wenn die Zugkräfte mit kinematischen Bewegungen verbunden sind. Zu beachten ist, dass diese Bezeichnungen nicht der technisch-physikalischen Begriffswelt entsprechen, sondern physiologische Merkmale des Menschen bezeichnen. Da Muskeln mechanische Reize wahrnehmen können, sind sie nicht nur Aktuator, sondern auch Sinnesorgan.

Die biomechanische Modellbildung basiert in der Regel auf mechanischen Grundelementen wie Federn, Massen und Dämpfern. Um der Nichtlinearität und dem Adaptionvermögen des Menschen gerecht zu werden, finden u. a. häufig adaptive Modellparameter Verwendung. Insgesamt gilt die biomechanische Modellbildung des aktiven und passiven Bewegungsapparats als anspruchsvoll.



### 3.2.2 Wahrnehmung mechanischer Reize

Die wissenschaftliche Auseinandersetzung mit der Tastwahrnehmung bzw. dem Tastsinn ist durch eine Vielzahl von Begriffen und Begriffskombinationen gekennzeichnet. Dieser Zustand spiegelt den Versuch wider, die Komplexität des Tastsinnes sowie die Reiz- und Wahrnehmungsdimensionen begrifflich zu fassen. Verbreitete Begriffskategorien sind „kinästhetische Wahrnehmung“, „Tiefenwahrnehmung“ und „haptische Wahrnehmung“ (Tabelle 3). Es ist jedoch umstritten, ob sie tatsächlich eigenständige Sinnesqualitäten darstellen. In aktuellen Literaturstellen wird nicht mehr unterschieden, ob die Stimulationen an der Haut, den Gelenken, Sehnen oder Muskeln erfolgen. Sie alle werden dem „Tastsinn“ zugeordnet.

**Tabelle 3:** Wahrnehmungskategorien mechanischer Reize (/16/)

Bezeichnung	Bedeutung
„kinästhetische Wahrnehmung“	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Erfassung von Eigenbewegungen des Körpers im Raum</li> <li>- Verarbeitung von Informationen aus dem Vestibularorgan, den Maculaorganen, den Stellungsrezeptoren in Muskeln/Gelenken und den Mechano-rezeptoren der Haut</li> </ul>
„Tiefenwahrnehmung“	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Erfassung der Körperhaltung unabhängig von äußeren Krafteinwirkungen</li> <li>- Verarbeitung von Informationen aus den Muskelspindeln, den Gelenkrezeptoren, dem Vestibularorgan, den Maculaorganen und den Berührrezeptoren</li> </ul>
„haptische Wahrnehmung“	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Erfassung der Form und Oberflächenkonsistenz von Objekten durch Berühren</li> <li>- Verarbeitung von Informationen aus den Stellungsrezeptoren der Muskeln und Gelenke (speziell der Finger) und den Mechano- sowie Thermorezeptoren der Haut</li> </ul>

In der internationalen Literatur setzen sich die Begriffe „haptisch“ und „taktil“ bzw. *haptic* und *tactile* zunehmend durch. Haptische Wahrnehmung (*haptic perception*) beschreibt alle Wahrnehmungsaktivitäten, die durch selbstständiges und aktives Berühren bzw. Ertasten von Objekten und Raumeigenschaften entstehen. Dagegen bezeichnet die taktile Wahrnehmung (*tactile touch*) passive Stimulationen ohne aktive Bewegung der wahrnehmenden Person. Diesen Definitionen entsprechend werden in der vorliegenden Arbeit alle Merkmale der Pedal- und Bremscharakteristik, die zur Bildung des Bremspedalgefühls beitragen, mit „Haptik“ bezeichnet.

Die Wahrnehmung mechanischer Reize erfolgt mit unterschiedlichen Sinnesorganen. Translatorische und rotatorische Beschleunigungen werden mit den Gleichgewichtsorganen des Innenohrs, den Macula- und Vestibularorganen, wahrgenommen. Sie ermöglichen die räumliche Orientierung und die Aufrechterhaltung des Körpergleichgewichts. Innere Kräfte, die ihren Ursprung in äußeren Kräften oder Trägheitskräften haben können, werden mit den Rezeptoren der Muskeln, Sehnen und Gelenken erfasst. Die Wahrnehmung von äußerem Kontaktdruck und die Erkennung von Oberflächentexturen erfolgen mit den Berührrezeptoren (auch „Mechanorezeptoren“) der Haut. Da auch die Oberflächentemperatur und das Wärmeleitvermögen wichtige Merkmale ertasteter Objekte sind, zählen die Thermorezeptoren der Haut zu den für die haptische Reizerfassung wichtigen Sinnesorganen. Thermo- und Mechanorezeptoren zeichnen sich dadurch aus, dass schnelle Reizänderungen intensiver wahrgenommen werden als langsame Reizänderungen. Des Weiteren wird davon ausge-

gangen, dass neben mechanischen und thermischen auch visuelle Informationen zur haptischen Wahrnehmung beitragen.

Die Wahrnehmung mechanischer Reize ist folglich keine singuläre Sinnesmodalität, sondern das Ergebnis kombinatorischer Reizverarbeitung. Die Folge des subjektiven Erlebens sind unscharfe begriffliche Fassungen wie zum Beispiel „weich“, „rau“, „schwammig“, „hart“ oder „fest“. Zugleich kann ein einzelnes Sinnesorgan zwischen verschiedenen Reizqualitäten unterscheiden. GRUNWALD und KRAUSE (/24/) sprechen deshalb von der „spürbaren Kraft“ und der „spürbaren Mechanik“ eines Bedienelements. Die „spürbare Kraft“ ist die makroskopische Kraft-Weg-Charakteristik, während die „spürbare Mechanik“ vom Kraft-Weg-Zusammenhang im mikroskopischen Bereich gebildet wird. Illustriert wird diese Unterscheidung an der Qualitätswahrnehmung eines Pkw-Aschenbechers. Dessen spürbare Mechanik hängt von der Konstruktion mechanischer Führungen ab und bestimmt subjektive Eindrücke, wie zum Beispiel „hochwertig“ und „solide“ bzw. „minderwertig“ und „billig“, erheblich.

Eigene Erkenntnisse aus der Entwicklung des Forschungsfahrzeugs PEGASY5 bekräftigen diese Einschätzung (s. Kapitel 7.1). So lassen hochfrequente Kraft- bzw. Wegschwankungen in messtechnisch kaum erfassbarer Größenordnung das aktive Bremspedal „rau“ oder „schabend“ erscheinen und prägen den Charakter der haptischen Simulation erheblich. Erst unterhalb des Niveaus von Karosserievibrationen ist die spürbare Mechanik authentisch. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird zur Objektivierung der Pedalcharakteristik ausschließlich das Merkmal „spürbare Kraft“ herangezogen. Darin wird das bestimmende Merkmal des Komfort- und des Sicherheitsempfindens gesehen.

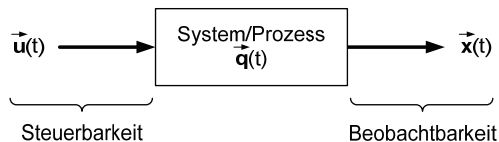
In der Fachliteratur wird der hohe fachliche Stand dieser komplexen Materie betont, zugleich aber beklagt, dass die Praxis des Wissenschaftsgebiets Haptische Wahrnehmung relativ isoliert und uneinheitlich strukturiert dasteht. Da selbst relativ eng umgrenzte Problemstellungen das gesamte Wahrnehmungs- und Verarbeitungssystem berühren, führen eindimensionale Ansätze schnell zur Ernüchterung und Zurückhaltung. Unzutreffend ist jedoch, dass sich nur eine geringe Zahl von Wissenschaftlern diesem Gebiet stellt und auf wenig Wissen zurückgegriffen werden kann (vgl. /24/). Vielmehr behindern „Sprachschwierigkeiten“ den fachlichen Austausch zwischen Ingenieuren, Verhaltensforschern und Medizinern (vgl. /29/). Aus diesem Grund und weil die Literatur zum Bremspedalgefühl bislang keine umfassende Auseinandersetzung mit den Grundlagen der haptischen Wahrnehmung geliefert hat, ist in der interdisziplinären Forschung erhebliches Potenzial zu sehen.

### 3.3 Kybernetische Systeme und Identifikation

Für die Analyse und Parameteridentifikation technischer Systeme stellen die Wissenschaftsgebiete Systemanalyse und Kybernetik ein breites Instrumentarium an experimentellen und theoretischen Methoden bereit (vgl. /27/, /42/, /43/, /51/). Wesentliche Begriffe und Zusammenhänge, auf die in den folgenden Kapiteln zurückgegriffen wird, werden an dieser Stelle kurz beschrieben.

Ein System ist dann „kybernetisch“, wenn es seinen Zustand ändern kann und steuerbar ist. Die zweite Bedingung schließt die erste ein. „Vollständig steuerbar“ ist ein System dann, wenn es innerhalb eines endlichen Zeitintervalls durch die Steuerung des Eingangsvektors  $\bar{u}(t)$  in jeden gewünschten Zustand  $\bar{q}(t)$  überführt werden

kann. Ein System ist „vollständig beobachtbar“, wenn sich der Zustand  $\vec{q}(t)$  aus dem Ausgangsvektor  $\vec{x}(t)$  und dem Eingangsvektor  $\vec{u}(t)$  ermitteln lässt. Steuerbarkeit und Beobachtbarkeit sind die zwei Grundvoraussetzungen der experimentellen Systemidentifikation.



**Bild 23:** Zur Definition der Begriffe „Steuerbarkeit“, „Beobachtbarkeit“ und „kybernetisches System“

Eine verbreitete und bewährte Methodik der Modellbildung ist die Zerlegung des Systems in rückwirkungsfreie Grundelemente und anschließende Verbindung durch Eingangs- und Ausgangssignale. Das rückwirkungsfreie Grundelement heißt „Übertragungsglied“, das Gesamtsystem „Wirkschema“ bzw. „Blockschaltbild“. Die Forderung nach Rückwirkungsfreiheit ist dann erfüllt, wenn das Ausgangssignal keinen Einfluss auf das Eingangssignal hat und die Ausgangssignale durch die Eingänge der angekoppelten Glieder nicht beeinflusst werden. Modelle, die dieser Bedingung genügen, werden auch „Eingang-Ausgang-Modelle“ oder kurz „E/A-Modelle“ genannt.

Ein System, das seinen Zustand nicht sprunghaft, sondern innerhalb einer Übergangsphase ändert, ist ein „trägheitsbehaftetes System“. Andernfalls liegt ein „trägheitsfreies System“ vor. Synonyme Bezeichnungen sind „dynamisches“ bzw. „statisches System“. Obwohl streng genommen jedes reale System trägheitsbehaftet ist, wird ein solches, bei dem aufgrund des vernachlässigbar kleinen Übergangsverhaltens die Ausgangsgröße praktisch verzögerungsfrei dem Eingangssignal folgt, als trägheitsfreies System angesehen. Diese Annahme ist auch dann zulässig, wenn nur der quasistationäre Gleichgewichtszustand betrachtet wird. Andernfalls ist zwischen „stationärem“ und „Übergangs-“ bzw. „Folgeverhalten“ zu unterscheiden.

Ein System ist dann „linear“, wenn das Superpositionsgesetz anwendbar ist. Unterschieden wird dabei zwischen „statischer“ und „dynamischer Linearität“ bzw. „statischer“ und „dynamischer Nichtlinearität“. Statisch nichtlineare Übertragungsglieder können häufig um einen Arbeitspunkt linearisiert werden. Bei dynamischer Nichtlinearität ist diese Approximation nicht möglich. Im Gegensatz zur Klasse der nichtlinearen Systeme steht für die Klasse der linearen ein umfangreiches mathematisches Instrumentarium zur Verfügung. Falls möglich, sollte die Systembeschreibung daher mit linearen, nichtlinearen trägheitsfreien oder linearen trägen Übertragungsgliedern erfolgen. Näherungsweise ist die Trägheit der nichtlinearen Glieder zu vernachlässigen oder sie sind in trägheitsfreie nichtlineare und linear träge Übertragungsglieder aufzuspalten und rückwirkungsfrei miteinander zu koppeln. Die Zulässigkeit ist in jedem Einzelfall zu überprüfen. Kann ein System nicht linearisiert werden, weil es bereits im Kleinsignalbereich nichtlinear ist oder über einen größeren Aussteuerbereich gültig sein soll, ist die Bildung eines nichtlinearen Modells notwendig. Für die Auswahl der Identifikationsmethodik ist diese Unterscheidung folgenreich, weil bei nichtlinearen Systemen das breite Spektrum linearer Methoden nicht angewendet

werden kann. Da eine universell anwendbare Modellbeschreibung nicht existiert, muss bei nichtlinearen Systemen eine zweckmäßige Modellstruktur angenommen werden.

Methodisch wird zwischen „theoretischer“ (auch: „analytischer“) und „experimenteller Systemidentifikation“ unterschieden. Bei der theoretischen Systemidentifikation wird das Modell aus der physikalischen Anschauung heraus unter Nutzung mathematischer Hilfsmittel entwickelt. Dagegen basiert die experimentelle Systemidentifikation ausschließlich auf gemessenen Eingangs-, Ausgangs- und ggf. auch Zustandsgrößen. Empfehlenswert ist, komplexe Systeme in möglichst einfache Teilsysteme zu zerlegen und getrennt zu identifizieren. Die dazu notwendigen A-priori-Informationen über die Systemstruktur können z. B. aus der theoretischen Identifikation gewonnen werden. Zweckmäßig ist die Kombination beider Methoden. Betrifft die Identifikation nur die Modellparameter, spricht man von „Parameteridentifikation“.

Modelle, die die Wechselwirkung zwischen Eingangs- und Ausgangsgrößen in Form von Wertetafeln oder Kennlinien beschreiben, sind „nichtparametrische Modelle“. Sie haben keine bestimmte Struktur und sind das Ergebnis von „Black-Box-Verfahren“. „Parametrische Modelle“ entstehen in der Regel aus der theoretischen Modellbildung. Das Ergebnis sind mathematische Gleichungen mit einer endlichen Anzahl von Parametern oder Kennlinien. Die Auswahl eines zweckmäßigen Verfahrens richtet sich nach der Zielstellung der Identifikation. Die Literatur liefert hierzu ein breites Spektrum an Verfahren und Richtlinien, die den Anwender vor die Herausforderung stellen, das für seine Aufgabenstellung zweckmäßigste Verfahren auszuwählen.

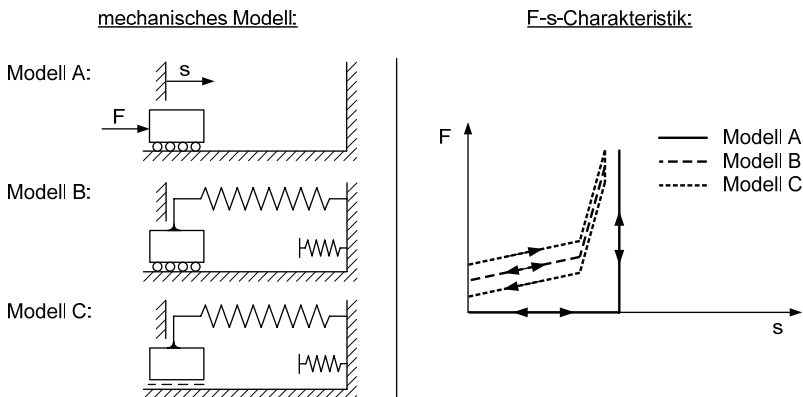
## 4 Mechanische Mensch-Maschine-Interaktion

Die Literaturrecherche ergab, dass weder die theoretische *Closed-Loop*-Modellbildung der mechanischen Mensch-Maschine-Interaktion noch die Beschreibung der Wechselwirkungen in unmittelbarer Umgebung von mechanischen Schnittstellen bzw. Bedienelementen gelöste Aufgaben sind. Daher werden den nachfolgenden Kapiteln zunächst grundsätzliche Überlegungen zur mechanischen Mensch-Maschine-Interaktion mit aktiven und passiven Bedienelementen vorangestellt.

Ein aktives Bedienelement dient der haptischen Simulation unterschiedlicher Kraft-Weg-Charakteristiken. Es zeichnet sich dadurch aus, dass eine der beiden mechanischen Größen Kraft oder Weg elektronisch erfasst, verarbeitet und die jeweils andere Größe im geschlossenen Regelkreis durch ein aktives Stellelement energetisch rückgekoppelt bzw. „reflektiert“ wird. Bei einem passiven Bedienelement gibt es keine aktive energetische Rückkopplung.

### 4.1 Passive Bedienelemente

Die Charakteristik eines Bedienelements wird durch die Größen Kraft und Weg bestimmt und ist nach BUBB (/16/) für die Wiedererkennung und Bediensicherheit von außerordentlicher Bedeutung. Grundsätzlich sollte angestrebt werden, den F-s-Zusammenhang so zu gestalten, dass er der initiierten Funktion entspricht. Diese Empfehlung kann beispielsweise bei diskreten Schaltfunktionen mit einer mechanischen Rastierung erfüllt werden. In Kapitel 2.7 wurde bereits erwähnt, dass das Wirkschema ein weit verbreiteter theoretischer Ansatz zur Beschreibung der Mensch-Maschine-Interaktion ist. Nahezu ausnahmslos wird darin die reale Schnittstelle zugleich auch zur Schnittstelle zwischen zwei Übertragungsgliedern. Ein einfaches Gedankenexperiment weist jedoch nach, dass der Mensch sowohl zu quasistationären kraft- als auch zu weggesteuerten Betätigungen in der Lage und die mechanische Mensch-Maschine-Interaktion nicht vergleichbar mit dem unidirektionalen Signalfuss kybernetischer Systeme und Übertragungsgliedern ist. Dazu zeigt Bild 24 drei Modelle eines Bedienelements mit dem Freiheitsgrad  $f=1$ .



**Bild 24:** Modelle eines mechanischen Bedienelements

Im Modell A kann der masselose Körper reibungsfrei verschoben werden, bis er auf einen starren Anschlag trifft. Dagegen werden Körper und Anschlag in den Modellen B und C elastisch abgestützt. Zusätzlich tritt im Modell C zwischen Körper und Führung coulombsche Reibung auf. Die F-s-Zusammenhänge einer vollständigen Be- und Entlastung zeigt das rechte Diagramm. Es ist offensichtlich, dass der Mensch in allen drei Fällen problemlos in der Lage wäre, jeden Arbeitspunkt des F-s-Zusammenhangs stabil einzustellen und ein entsprechendes Bedienelement in der Praxis keine grundsätzlichen Probleme bereiten würde. Modell A ist jedoch nicht ausschließlich entweder mit der Eingangsgröße Kraft oder der Eingangsgröße Weg steuer- und aus diesem Grund nicht als kybernetisches System bzw. Übertragungsglied darstellbar. Demgegenüber kann Modell B in beiden Varianten kybernetisch beschrieben werden, Modell C dagegen nur mit der Kraft als Eingangsgröße. Ein Beispiel aus der Kraftfahrzeugtechnik für ein nicht ausschließlich mit der Betätigungskraft steuerbares Bedienelement ist das Kupplungspedal. Aufgrund des Monotoniewechsels des F-s-Zusammenhangs ist der Zusammenhang  $s=f(F)$  nicht eindeutig (vgl. /13/). Im Einzelfall kann es folglich zulässig und zweckmäßig sein, ein mechanisches Bedienelement durch ein E/A-Modell bzw. ein Übertragungsglied zu beschreiben. Allgemeingültig anwendbar ist diese Methodik jedoch nicht. In dieser Problematik wird die Ursache für die miteinander nicht zu vereinbarende Vielfalt an Wirkschemata zur mechanischen Mensch-Maschine-Interaktion gesehen (s. Kapitel 2.7).

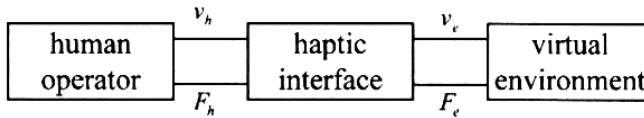
## 4.2 Aktive Bedienelemente

Die theoretische Auseinandersetzung mit der mechanischen Mensch-Maschine-Interaktion erlangt unmittelbare praktische Bedeutung, wenn sie zur konzeptionellen Grundlage aktiver Haptiksimulatoren wird. Dass die Konzeption und Konstruktion eines Pedalhaptiksimulators anspruchsvoll ist, zeigte sich an der Entwicklung des aktiven Bremspedals für das Forschungsfahrzeug PEGASYS (s. Kapitel 7.1). Unzulänglichkeiten werden vom Fahrer sehr sensibel wahrgenommen, äußern sich in fehlender Authentizität oder in Einschränkungen des simulierbaren Parameterbereichs. Daher liefert nicht nur die Anwendung, sondern auch die Entwicklung dieser Technologie wichtige Erkenntnisse zur mechanischen Interaktion zwischen Mensch und Maschine und zur Wahrnehmung mechanischer Reize. Da sich zunehmend mehr Forscher und Unternehmen mit dieser Thematik beschäftigen, wurde eine einordnende Literaturrecherche durchgeführt, deren wesentliche Ergebnisse nachfolgend wiedergegeben werden (vgl. /33/, /16/). Einzelheiten zur Entwicklung und Funktionsweise des PEGASYS-Haptiksimulators sind in Kapitel 7.1.4 beschrieben.

Anwendungen für Haptiksimulatoren sind beispielsweise Handmanipulatoren und Trainingsgeräte der minimalinvasiven Chirurgie, Eingabegeräte im Bereich der wissenschaftlichen Visualisierung sowie Bedienelemente für Luftfahrzeuge und mobile Arbeitsmaschinen. Privatanwendern begegnet diese Technologie als *Force-Feedback*-Joystick und -Lenkrad für die Interaktion mit dem PC oder als multimodales Eingabegerät im Pkw. Beispiele aus der Automobilforschung sind die aktiven Bremspedale in den Forschungsfahrzeugen von BILL und LEBER (/10/, /11/, /12/, /32/) sowie von DAIROU ET AL. (/18/). Berichtet wird ferner über Forschungsfahrzeuge mit *Sidestick*-Steuerung (vgl. /16/) und mit aktivem Lenkgefühlssimulator (vgl. z. B. /39/).

Grundsätzlich bestehen Haptiksimulatoren aus einem Modell zur virtuellen Beschreibung der mechanischen Eigenschaften der nachzubildenden Schnittstelle (*virtual*

*environment*) und einem mechanischen Aktuator (*haptic interface*). Ein entsprechendes Netzwerkmodell zeigt Bild 25.



**Bild 25:** Netzwerkmodell zur Beschreibung aktiver Haptiksimitatoren (/33/)

Die zwei wichtigsten Qualitätskriterien für die haptische Simulation (*haptic rendering*) sind die Regelgüte (*rendering fidelity*) und die Stabilität (*stability robustness*). Entspricht das Ergebnis der haptischen Simulation exakt dem realen Vorbild, liegt „vollständige Transparenz“ vor (*ideal transparency*). Sie ist praktisch jedoch nicht zu erreichen.

Alle recherchierten Haptiksimitatoren basieren auf festem E/A-Zusammenhang, so dass bei ihnen die steuernde Größe entweder nur die Kraft oder nur der Weg ist. Haptisch rückgekoppelt bzw. „reflektiert“ wird die jeweils andere Größe. Alle in /33/ vorgestellten Anwendungen und der Pedalhaptiksimitator von DAIROU ET AL. basieren auf Kraftreflexion, die mit elektrischen Aktuatoren realisiert wird. BILL und LEBER verwenden dagegen zur Kraftreflexion einen hydraulischen Aktuator. Demgegenüber basiert die in /16/ beschriebene *Sidestick*-Steuerung auf Wegreflexion.

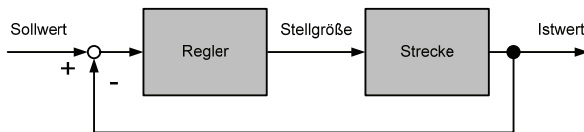
An funktionelle Grenzen gelangt die Haptiksimitation bei einer sehr hohen Sensitivität zwischen der Eingangs- und der Ausgangsgröße. Bei Kraftreflexion ergibt sie sich bei sehr hohen und dementsprechend bei Wegreflexion bei sehr geringen  $dF/ds$ -Gradienten. Die Folge sind Stabilitätsprobleme, deren Lösungsansätze meist mit einer Abschwächung der haptischen Transparenz (*haptic distortion*) verbunden sind. Die Grenzlagen robuster Haptiksimitation sind daher wichtige Qualitäts- und Differenzierungsmerkmale von Haptiksimitatoren. Bei kraftreflektierender Simulation eines virtuellen Feder-Dämpfer-System liegen sie folglich bei hohen und bei wegreflektierender Simulation bei geringen Steifigkeiten und Dämpfungen. Maßnahmen zur Erhöhung der Regelgüte und Stabilität sind u. a. eine geringe Zeitdiskretisierung der Signalverarbeitung und eine steife mechanische Konstruktion mit geringer Reibung und Masseträgheit.

## 5 Bremsbetätigungsvorgang

Die Abbremsung eines Pkw zeichnet sich durch eine kontinuierliche Wechselwirkung zwischen Fahrer und Fahrzeug aus. Nachfolgend wird der Bremsvorgang theoretisch dargestellt. An Betrachtungen des Gesamtsystems „Fahrer-Fahrzeug-Umwelt“ schließt sich die Auseinandersetzung mit den Teilsystemen „Fahrzeug“ und „Fahrer“ an.

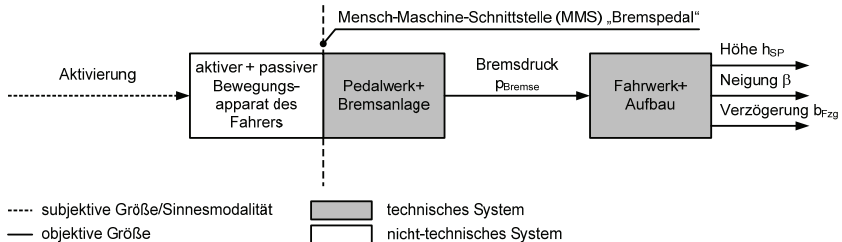
### 5.1 Regelkreis „Fahrer-Fahrzeug-Umwelt“

Grundsätzlich können die während des Bremsens ablaufenden Vorgänge dem Erkennen, Bewerten oder Agieren zugeordnet werden. Sie wiederholen sich kontinuierlich und entsprechen einem geschlossenen Regelkreis (Bild 26).



**Bild 26:** Schematische Darstellung eines einschleifigen Regelkreises

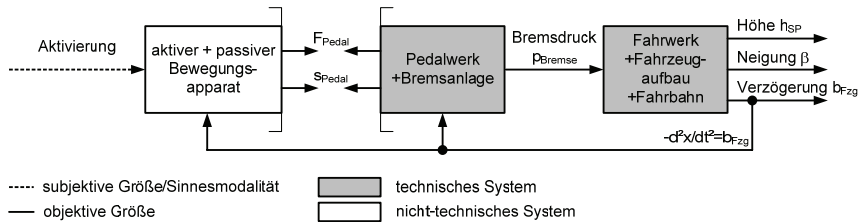
Das Streckenmodell des Systems „Fahrer-Fahrzeug“ zeigt Bild 27.



**Bild 27:** Streckenmodell des Systems „Fahrer-Fahrzeug“

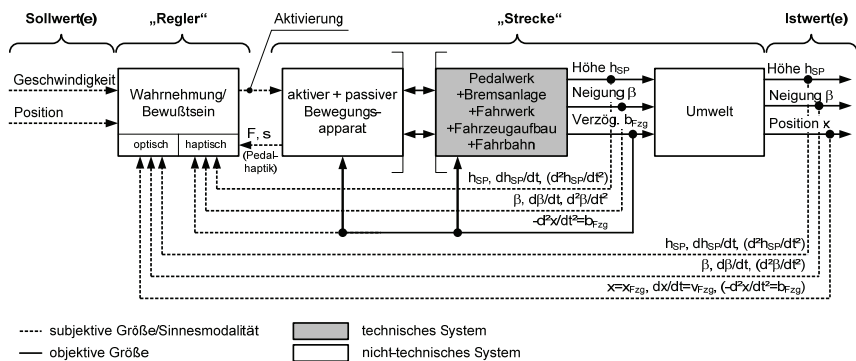
Die unabhängige Eingangsgröße des Modells ist eine mit „Aktivierung“ bezeichnete Größe. Sie aktiviert den menschlichen Bewegungsapparat und hängt ausschließlich vom Willen des Fahrers ab. Die Umgebung der Mensch-Maschine-Schnittstelle ist wegen der nicht gewährleisteten Rückwirkungsfreiheit in einem Übertragungsglied zusammengefasst. Dessen Ausgangsgröße ist der Bremsdruck, den das Übertragungsglied „Fahrwerk-Aufbau“ rückwirkungsfrei in die Bewegungs- und Positionsgrößen des Fahrzeugaufbaus wandelt. Da eine kybernetische Trennung der Blöcke „aktiver + passiver Bewegungsapparat des Fahrers“ und „Pedalwerk + Bremsanlage“ nicht allgemeingültig möglich ist, erfolgt die Trennung durch gedankliches Aufschneiden. Aus diesen Überlegungen ergibt sich unter Berücksichtigung der Trägheitskraftmitkopplung des Pedals und des Beins die schematische Darstellung nach Bild 28 (s. Kapitel 5.3).





**Bild 28:** Aufgeschnittenes Streckenmodell mit Trägheitskraftmitkopplung

Der geschlossene Regelkreis entsteht durch die Rückkopplung mechanischer und optischer Reize zum Fahrer (Bild 29). Der allgemeinen Struktur des Regelkreises entsprechend ist er der „Regler“.

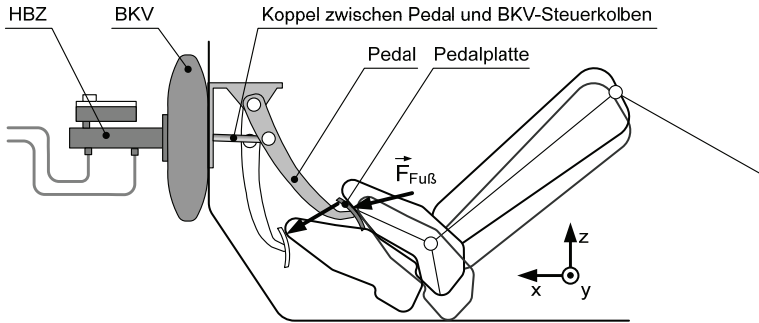


**Bild 29:** Fahrer-Fahrzeug-Umwelt-Regelkreis zur Beschreibung von Abbremsungen

Rückkopplungen zum Fahrer sind tatsächlich aber nur dann gegeben, wenn die jeweilige Größe bzw. ihre zeitlichen Ableitungen für ihn wahrnehmbar sind und sein Verhalten beeinflussen. Größen, die haptisch oder optisch vermutlich nicht wahrgenommen werden können, sind in Bild 29 in Klammern gesetzt. Eine weitere Differenzierung erfolgt an dieser Stelle nicht, jedoch ist zu empfehlen diese Aufgabe in zukünftige Forschungsvorhaben zu integrieren.

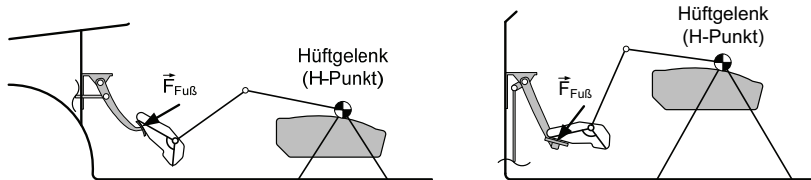
## 5.2 Kinematik der Pedalbetätigung

Die Hauptaufgabe des Pedalwerks besteht darin, die Fußkraft  $\vec{F}_{Fu\beta}$  und die Fußbewegung in ergonomisch optimaler Weise in die zum Druckaufbau notwendige HBZ-Kolbenkraft und HBZ-Kolbenverschiebung zu wandeln. Schematisch zeigt Bild 30 die Anordnung eines hängenden Pkw-Bremspedals und die Stellung des betätigenden Fahrerbeins. Die kinematischen Verhältnisse werden u. a. von der Anthropometrie des Fahrers sowie der Position des Sitzes und des Pedalwerks bestimmt. Zu unterscheiden ist dabei zwischen Betätigungen mit auf dem Karosserieboden abgestützter und nicht abgestützter Ferse.



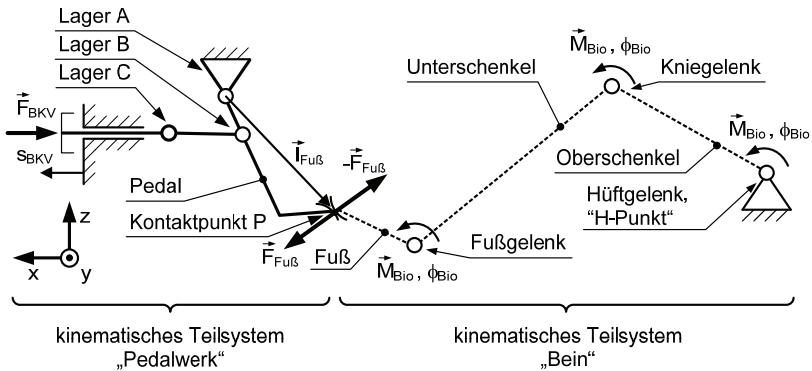
**Bild 30:** Pedalwerk mit hängendem Pedal und kinematische Stellung des Beins

Bild 31 illustriert schematisch kinematische Unterschiede zwischen Pkw und Nkw.



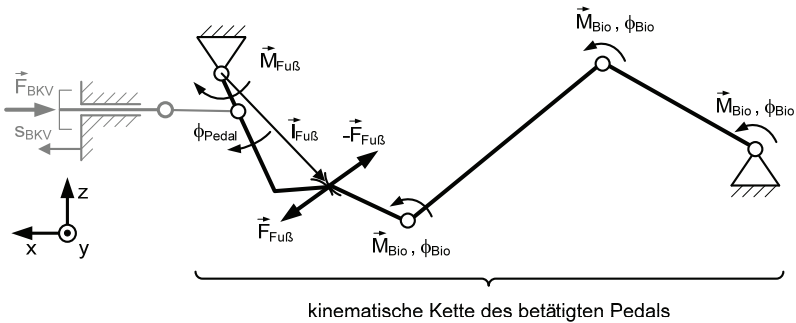
**Bild 31:** Ergonomische Unterschiede zwischen Pkw (links) und Nkw (rechts)

Für grundsätzliche Betrachtungen können das Pedalwerk und das Bein als kinematisches Starrkörpersystem betrachtet und in die x-z-Ebene projiziert werden. Nach dieser Modellvorstellung entspricht das Teilsystem „Pedalwerk“ einer Schubkurbel, das Teilsystem „Bein“ dagegen einer offenen kinematischen Kette mit drehgelenkig verbundenen Koppellementen (Bild 32).



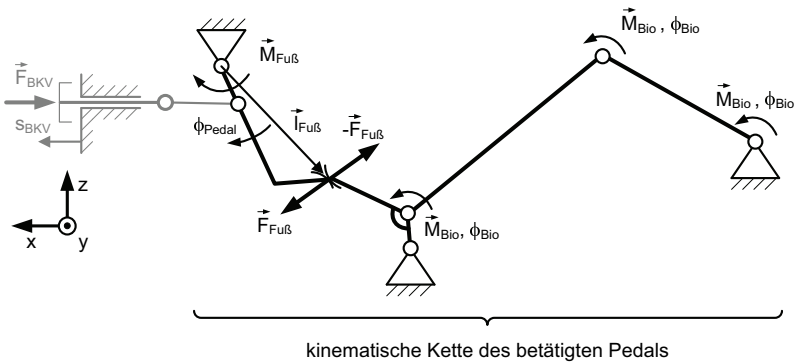
**Bild 32:** Kinematisches Modell des Systems „Fahrzeugaufbau-Pedalwerk-Fahrerbein“

Wird das Pedal vom Fahrer betätigt, verbinden sich beide unabhängigen kinematischen Ketten. An der Koppelstelle wirkt die Fußkraft  $\vec{F}_{Fu\beta}$ . Bei nicht auf dem Fahrzeugboden abgestützter Ferse und reinem Wälzkontakt zwischen Fuß und Pedalplatte besitzt diese kinematische Kette den Freiheitsgrad  $f=2$ , wird dagegen Wälzen und Gleiten zugelassen, den Freiheitsgrad  $f=3$  (Bild 33).



**Bild 33:** Geschlossene kinematische Kette des Systems „Fahrzeugaufbau-Pedalwerk-Fahrerbein“ bei nicht auf dem Fahrzeugboden abgesetzter Ferse

Sofern die auf dem Karosserieboden abgestützte Ferse nicht gleitet, ist der Kontaktpunkt zwischen Ferse und Fahrzeugboden ein zusätzliches Drehgelenk des Fußes. Das resultierende System hat den Freiheitsgrad  $f=1$ , wenn zwischen Fuß und Pedalplatte Gleiten und Wälzen möglich ist (Bild 34).



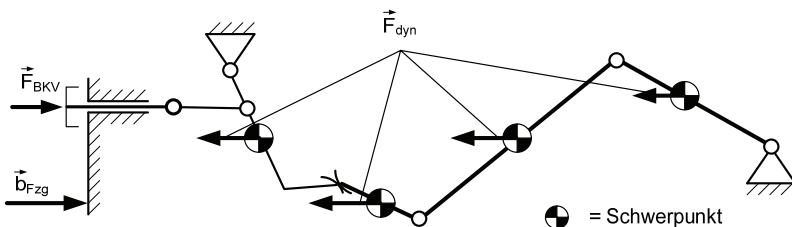
**Bild 34:** Geschlossene kinematische Kette des Systems „Fahrzeugaufbau-Pedalwerk-Fahrerbein“ bei abgestützter Ferse

Das System „Fahrzeugaufbau-Pedalwerk-Fahrerbein“ besitzt einerseits objektiv beschreibbare, fahrzeugspezifische und andererseits fahrerindividuelle Merkmale. Fahrzeugspezifisch ist die Pedalcharakteristik. Sie kann anhand der skalaren Größen Moment  $M_{Fu\beta}$  und Pedalwinkel  $\phi_{Pedal}$  eindeutig beschrieben werden (s. Kapitel 5.4). In der Praxis hat es sich jedoch durchgesetzt, an Stelle von Moment und Winkel Kraft („Pedalkraft“) und Weg („Pedalweg“) zu verwenden. Die Ursache ist vermutlich darin zu sehen, dass der Fahrer das Pedal mit einer äußeren Einzelkraft belastet und die

Pedaldrehung eher als translatorische und weniger als rotatorische Bewegung wahrnimmt. Diese Sichtweise erscheint zweckmäßig, allerdings erfordert eine darauf aufbauende objektive Beschreibung der Pedalcharakteristik den eindeutigen Zusammenhang zwischen den Größen Kraft und Moment sowie zwischen Weg und dem Winkel. Fahrerindividuelle Merkmale sind innere und äußere Kräfte und Momente sowie kinematische Stellungsgrößen des Teilsystems „Fahrerbein“. Besondere Bedeutung kommt hierbei dem Fußkraftvektor  $\vec{F}_{\text{Fuß}}$  zu, da er Betrag und Richtung der vom Fahrer tatsächlich auf die Pedalstruktur ausgeübten Belastung bzw. der von ihm erbrachten Anstrengung ausdrückt. Zwischen dem Betrag dieses Vektors und dem Pedalmoment gibt es keinen eindeutigen Zusammenhang, so dass die objektive Charakterisierung der Pedalcharakteristik und die Ermittlung der äußeren Anstrengung des Fahrers zwei verschiedene Aufgabenstellungen sind.

### 5.3 Trägheitskraftmitkopplung

Da sowohl das Bein des Fahrers als auch das Pedalwerk der Bremsanlage massebehaftet sind, verursacht die Fahrzeugverzögerung selbstverstärkende dynamische Trägheitskräfte. Kybernetisch entspricht dieser Zusammenhang einer Mitkopplung, die mit zunehmender Intensität zur Instabilität führt (Bild 35).



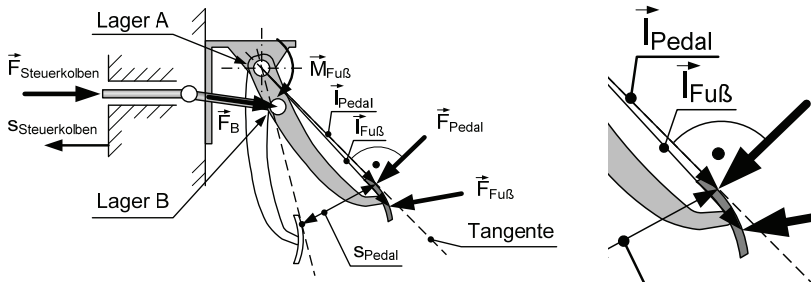
**Bild 35:** Trägheitskraftmitkopplung am abgebremsten Fahrzeug

Die Trägheitskraft des Pedals bewirkt, dass der Bremsdruck trotz gleicher äußerer Pedalbelastung am abgebremsten Fahrzeug höher ist als am stehenden Fahrzeug (Anlage 2). Dieser Effekt ist fahrzeugspezifisch unterschiedlich stark ausgeprägt. Rechnerische Abschätzungen zeigen, dass die Pedalmasse moderner Mittelklasse-Pkw eine Erhöhung der Bremswirkung um ca. 2-6 % verursacht. Demgegenüber ist die Trägheitskraftmitkopplung des Beins und der Kleidung (z. B. Schuhwerk) ein individuelles Merkmal, das die Beinmuskulatur entlastet. Einige Autoren thematisieren diesen Effekt, kommen jedoch zu unterschiedlichen Schlussfolgerungen. MITSCHKE ET AL. (/34/) sehen in der Mitkopplung des „Verzögerungsfußes“ das bestimmende Kriterium für die obere Grenze der Bremswirkung, da die Dosierbarkeit einer Abbremsung mit zunehmender Intensität der Mitkopplung abnimmt. LEBER (/32/) hält diesen Zusammenhang ebenfalls für beachtenswert und stellt fest, dass das „Stellglied Bein“ wegen seiner Trägheit nicht optimal ist. Er empfiehlt die Untersuchung alternativer Bedienkonzepte, wie z. B. die Joystick-Steuerung. Dagegen kommt WEIßE (/58/) anhand einer rechnerischen Abschätzung zu dem Schluss, dass die Trägheitskraft des Beins vernachlässigbar gering ist. Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit gemessene Bremswirkung moderner Pkw ist jedoch um ein Vielfaches höher als der seiner Rechnung zugrunde liegende Wert (s. Kapitel 6). Den eigenen Messungen zufolge kann der Anteil der Trägheitskraft des Fahrerbeins an der Ge-

sambetätigungskraft oberhalb des Springers bis zu 21,0 % betragen. Untersuchungen zur subjektiven Wahrnehmung können deshalb die Mitkopplung des Fahrerbeines nicht pauschal vernachlässigen. Konsequenzen ergeben sich auch für die Messung der Pedalkraft. Bei schweren, auf der Pedalplatte angeordneten Kraftaufnehmern kann in Abhängigkeit von der geforderten Genauigkeit eine rechnerische Korrektur erforderlich sein (s. Kapitel 8.9.2).

#### 5.4 Objektive Definition der Pedalcharakteristik

**Pedalkraft** Da das Pedal eine Drehbewegung um die Achse des Lagers A ausführt, sind für die Belastung der Bremsanlage nur die Komponenten äußerer Kräfte maßgebend, die ein auf dieses Lager bezogenes Moment verursachen (Bild 36).



**Bild 36:** Zur Definition der Pedalkraft und des Pedalwegs

Das vom Fahrer durch die Fußkraft  $\vec{F}_{\text{Fuß}}$  verursachte Moment wird mit  $\vec{M}_{\text{Fuß}}$  bezeichnet. Es charakterisiert die Belastung der Bremsanlage objektiv eindeutig. Mit dem Abstandsvektor  $\vec{l}_{\text{Fuß}}$ , der die Relativlage des Kraftangriffspunkts zum Lager A beschreibt, gilt in vektorieller Schreibweise folgender Zusammenhang:

$$\vec{M}_{\text{Fuß}} = \vec{l}_{\text{Fuß}} \times \vec{F}_{\text{Fuß}} \quad (\text{Gl. 1})$$

Für den Betrag des Moments gilt:

$$|\vec{M}_{\text{Fuß}}| = |\vec{l}_{\text{Fuß}} \times \vec{F}_{\text{Fuß}}| \quad (\text{Gl. 2})$$

Vorgeschlagen wird, die objektive Belastung der Bremsanlage bzw. des Pedals durch die Pedalkraft  $\vec{F}_{\text{Pedal}}$  und den Abstandsvektor  $\vec{l}_{\text{Pedal}}$  auszudrücken. Beide Vektoren zeichnet aus, dass sie senkrecht aufeinander stehen (Bild 36). Unter dieser Bedingung ist der Betrag des Moments  $\vec{M}_{\text{Fuß}}$  gleich dem Produkt der Beträge beider Vektoren:

$$|\vec{M}_{\text{Fuß}}| = |\vec{l}_{\text{Pedal}} \times \vec{F}_{\text{Pedal}}| \quad (\text{Gl. 3})$$

$$|\vec{M}_{\text{Fuß}}| = l_{\text{Pedal}} \cdot F_{\text{Pedal}} \quad (\text{Gl. 4})$$

Somit ist bei bekanntem Betrag bzw. Länge des Abstandsvektors der Betrag der Pedalkraft ein eindeutiges objektives Maß für die verzögerungsrelevante Pedal- bzw. Bremsanlagenbeanspruchung. Der Angriffspunkt der Pedalkraft ist im Rahmen der vorliegenden Arbeit der Kontaktpunkt einer tangential an der Pedalplatte anliegenden Gerade, die durch das Lager A verläuft.

**Pedalweg** Zur Definition des Pedalwegs  $s_{\text{Pedal}}$  wird die Sehnenlänge der Bahnkurve des Angriffspunkts der Pedalkraft vorgeschlagen.

Bei bekanntem Abstand  $l_{\text{Pedal}}$  charakterisieren die Größen  $F_{\text{Pedal}}$  und  $s_{\text{Pedal}}$  den verzögerungsrelevanten Pedalzustand eindeutig.

## 5.5 Übertragungsverhalten des Pedalwerks

Das quasistationäre Übertragungsverhalten des Pedalwerks wird durch die Übersetzung  $i_{\text{Pedal}}$  und die differenzielle Übersetzung  $i_{\text{Pedal,diff}}$  charakterisiert. Beide Größen sind nichtlinear vom Pedalweg abhängig und wie folgt definiert:

$$i_{\text{Pedal}} = \frac{s_{\text{Pedal}}}{s_{\text{Steuerkolben}}} \quad (\text{Gl. 5})$$

$$i_{\text{Pedal,diff}} = \frac{ds_{\text{Pedal}}}{ds_{\text{Steuerkolben}}} \quad (\text{Gl. 6})$$

Bei vernachlässigbarer Reibung kann der Zusammenhang zwischen Pedalkraft und Steuerkolbenkraft mit der differenziellen Übersetzung ausgedrückt werden. Da der Pedalweg  $s_{\text{Pedal}}$  als Sehnenlänge und nicht als Bogenlänge definiert ist, beschreibt die folgende Gleichung diesen Zusammenhang nicht exakt sondern näherungsweise:

$$i_{\text{Pedal,diff}} = \frac{F_{\text{Steuerkolben}}}{F_{\text{Pedal}}} \quad (\text{Gl. 7})$$

Für das Pedalwerk eines typischen Mittelklasse-Pkw ergeben rechnerische Abschätzungen, dass die Reibung in den Lagern A und B den Kraftaufwand um maximal 1 % erhöht. Der Einfluss der Pedalträchtigkeit auf den Kraftfluss innerhalb des Pedalwerks kann bei Komfortbremsungen ebenfalls vernachlässigt werden, da die auf die Pedalplatte bezogene Pedalmasse nur ca. 10 % beträgt und dynamische Kräfte folglich gering sind.

## 5.6 Messung der Pedalcharakteristik

### 5.6.1 Zum aktuellen Stand der Technik

In der industriellen Praxis werden häufig einaxiale Kraftaufnehmer mit flächiger Krafteinleitung eingesetzt. Bei ihnen besteht jedoch zwischen der Messgröße  $F_{\text{mess}}$  und dem Moment  $M_{\text{FuB}}$  kein eindeutiger Zusammenhang, so dass die Pedalkraft  $F_{\text{Pedal}}$  nicht eindeutig bestimmt werden kann. Die experimentelle Bestätigung wurde mit dem Forschungsfahrzeug PEGASYS erbracht (s. Kapitel 7.1.4.1). Die Messung der Pedalcharakteristik dieses Fahrzeugs mit dem Standardmessverfahren eines

Bremsanlagenherstellers lieferte für mehrere, aufeinander folgende, quasistationäre Pedalbetätigungen Unterschiede im F-s-Verlauf von mehr als 20 %, obwohl sie objektiv nicht vorhanden waren (Anlage 3). Auf diesen Aufnehmern basierende Messverfahren sind daher hinsichtlich Objektivierung der Pedalcharakteristik als kritisch anzusehen. Auf die bekannten Messverfahren mit DMS trifft diese Einschätzung ebenfalls zu.

Die Messung des Pedalwegs  $s_{\text{Pedal}}$  ist weniger anspruchsvoll. Mit rotatorischen oder translatorischen Aufnehmern kann problemlos ein eindeutiger Zusammenhang zwischen Messgröße und Pedalweg hergestellt werden. Die Forderung nach Objektivität reduziert sich bei der Pedalwegmessung auf die Existenz und Einheitlichkeit einer Definition.

### 5.6.2 Messung der Pedalkraft und des Pedalwegs

**Pedalkraft** Wird angenommen, dass Lagerreibung sowie dynamische Kräfte und Momente vernachlässigbar sind, wird der Zusammenhang zwischen äußeren und inneren Kräften und Momenten des Pedalwerks ausschließlich von der Geometrie und der kinematischen Stellung des Pedalwerks bestimmt. Unter dieser Voraussetzung liefern die Gesetze der Statik mehrere Varianten zur Messung und Berechnung der Pedalkraft  $F_{\text{Pedal}}$  anhand innerer und äußerer Kräfte und Momente im Kraftfluss zwischen Pedalplatte und BKV-Steuerkolben. Im Anhang sind vier verschiedene Varianten beschrieben, von denen drei im Rahmen der vorliegenden Arbeit angewendet wurden (Anlage 4). Das Prinzip der Pedalkraftmessung im Forschungsfahrzeug PEGASYS entspricht Variante 1, ein Messsystem zur Messung der Pedalkraft bei nichtautomatisierter Pedalbetätigung (fußbetätigte Messungen) basiert auf Variante 3 und der Pedalkraftmessung mit einer Pedalbetätigungsautomatik („Bremsroboter“) liegt Variante 4 zugrunde.

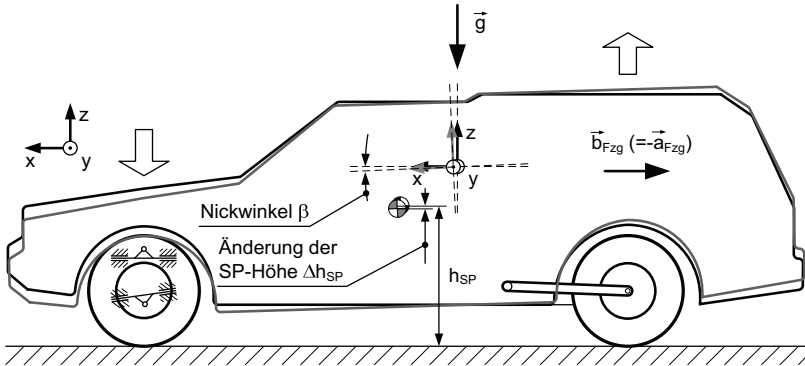
**Pedalweg** Zur Messung des Pedalwegs wird im Forschungsfahrzeug PEGASYS ein rotatorischer, bei allen anderen Messungen ein translatorischer Aufnehmer eingesetzt.

### 5.6.3 Messung der Fußkraft

Die Fußkraft  $\vec{F}_{\text{Fuß}}$  ist die tatsächlich vom Fahrer auf das Pedal ausgeübte Kraft. Es handelt sich um einen linienflüchtigen Vektor, der mit drei skalaren Parametern eindeutig spezifiziert ist und für dessen experimentelle Bestimmung somit drei Messstellen erforderlich sind. Zwei Beispiele der prinzipiellen Art und Anordnung der Messstellen sind im Anhang skizziert (Anlage 5). Der Einsatz von Druckmessfolie zur Messung des Kontaktdrucks zwischen Fuß und Pedalplatte ist nur dann zweckmäßig, wenn ausschließlich die normal zur Pedalplatte wirkende Kraftkomponente interessiert und die tangentiale, „schiebende“ Kraftkomponente vernachlässigt werden kann.

### 5.7 Messung der Aufbaureaktion

Die Fahrzeugverzögerung  $\vec{b}_{\text{Fzg}}$  ist zweifellos die wichtigste zum Fahrer rückgekoppelte Größe der Aufbaureaktion beim Bremsen (Bild 37).



**Bild 37:** Bremsnicken am verzögerten Fahrzeug

Im stationären Gleichgewichtszustand ist die Fahrzeugverzögerung an jeder Stelle des Fahrzeugaufbaus identisch. Hat sich der Aufbau und mit ihm der Beschleunigungsaufnehmer infolge des Bremsnickens geneigt, entsteht eine statische Messabweichung. Liegt die Messachse am stehenden Fahrzeug horizontal, beträgt diese Abweichung bei einem Nickwinkel von beispielsweise  $\beta=1^\circ$  ca.  $\Delta b_{\text{mess}}/g=1.7\%$  (Anlage 6). Zwischen den beiden stationären Zuständen des ungebremsten und des gebremsten Fahrzeugs liegt die Übergangsphase, die sich durch eine instationäre Dreh- und Vertikalbewegung des Aufbaus auszeichnet. Während dieser Phase sind Betrag und Richtung der Verzögerung im aufbaufesten Koordinatensystem ortsabhängig und zeitveränderlich.

In der vorliegenden Arbeit wird zur Beschreibung der Aufbaureaktion die Fahrzeugverzögerung herangezogen. Für Komfortbremsungen wird darin die maßgebliche Größe der Fahrerrückkopplung gesehen. Verwendet wurde ein kapazitiver Beschleunigungsaufnehmer, der an der Sitzschiene eines Frontsitzes montiert und so ausgerichtet wurde, dass bei stehendem, vollständig ausgerüstetem und mit dem Fahrer besetzten Fahrzeug die Messachse horizontal liegt. Vernachlässigt werden die statischen Messfehler infolge des Bremsnickens und die dynamischen Messfehler infolge der instationären Nick- und Vertikalbewegung. Sie werden bei Komfortbremsungen als gering eingeschätzt (s. Kapitel 7.2.5). Zur Ermittlung des Übertragungsverhaltens der Bremsanlage wurde der Bremsdruck des Radzylinders einer Vorderradbremse gemessen.



## 6 Analyse der Pedal- und Bremscharakteristik

### 6.1 Zielstellung

Das Ziel ist ein physikalisch-mathematisches Parametermodell, das die Pedal- und Bremscharakteristik von Mittelklasse-Pkw anhand der Größen Pedalkraft  $F_{\text{Pedal}}$ , Pedalweg  $s_{\text{Pedal}}$ , Bremsdruck  $p_{\text{Brems}}$  und Fahrzeugverzögerung  $b_{\text{FzG}}$  umfassend beschreibt. Dessen Gültigkeit soll mindestens für Normalfahrtsituationen, so genannte „Komfortbremsungen“, im Stadtverkehr umfassend gegeben sein. Ferner bildet das Modell die Grundlage für ein mathematisches Modell, das im Forschungsfahrzeug PEGASYS Bestandteil des Systems zur haptischen Simulation der Pedal- und Bremscharakteristik ist (s. Kapitel 7.1). Da die Funktionsstruktur der Haptiksimulation auf einer unabhängigen Eingangsgröße basiert, muss das PEGASYS-Modell den Zusammenhang zwischen Kraft und Weg als E/A-Modell mit entweder nur der Pedalkraft oder nur dem Pedalweg als Eingangsgröße abbilden (s. Kapitel 4.2).

### 6.2 Parameterbereich

Das Betätigungs- und Bremsverhalten wurde mittels Probandenfahrversuchen objektiviert (s. Kapitel 7.2.5). Das Resultat sind Kennwerte, die Aufschluss über die durchschnittliche Dynamik, Dauer und Intensität von Komfortbremsungen im Stadtverkehr geben. Zu unterscheiden sind zwei Kennwertgruppen. Kennwerte, die von der Pedal- und Bremscharakteristik weitestgehend unabhängig sind, fasst Tabelle 4 zusammen. Die zweite Gruppe sind stark von der aktivierten Charakteristik abhängige und folglich fahrzeugspezifische Kennwerte. Sie sind in Tabelle 5 zusammengefasst.

**Tabelle 4:** Kennwerte des Betätigungs- und Bremsverhaltens bei Komfortbremsungen im Stadtverkehr, die wenig von der Pedal- und Bremscharakteristik abhängen

Kennwert	Charakteristik B	
	Mittelwert*	Bereich*
<b>Intensität:</b>		
Maximum** der Fahrzeugverzögerung $b_{\text{FzG}}$	1.96 m/s <sup>2</sup>	<4.10 m/s <sup>2</sup>
<b>Dynamik und Dauer:</b>		
Maximum** der Pedalantrittsgeschwindigkeit $v_{\text{Pedal}}$	102 mm/s	<200 mm/s
Maximum** der Entlastungsgeschwindigkeit $v_{\text{Pedal}}$	205 mm/s	<400 mm/s
maximale Pedalgeschwindigkeit belastender Modulationsbewegungen $v_{\text{Pedal}}$	36 mm/s	<75 mm/s
maximale Pedalgeschwindigkeit entlastender Modulationsbewegungen $v_{\text{Pedal}}$	65 mm/s	<91 mm/s
Betätigungsdauer** $\Delta t$	3.8 s	<12 s
<b>Tribologie der Reibpaarung:</b>		
arithmetisches Mittel** der Scheibentemperatur $T_{\text{Brems}}$	89 °C	24...170 °C
Änderung** der Scheibentemperatur $\Delta T_{\text{Brems}}$	6 °C	<30 °C

\* bezogen auf die Häufigkeitsverteilung des Kennwerts

\*\* bezogen auf die einzelne Abbremsung

Das Betätigungs- und Bremsverhalten im Komfortbereich zeichnet aus, dass die pro Abbremsung maximal erreichte Fahrzeugverzögerung im Mittel  $b_{\text{FzG}}=2.0 \text{ m/s}^2$  und maximal  $b_{\text{FzG}}=4.0 \text{ m/s}^2$  beträgt. Die bei Antritt und vollständigem Lösen des Bremspedals maximal erreichte Pedalgeschwindigkeit liegt bei  $v_{\text{Pedal}}=200 \text{ mm/s}$  bzw.

$v_{\text{Pedal}}=400$  mm/s, im Mittel bei  $v_{\text{Pedal}}=102$  mm/s bzw.  $v_{\text{Pedal}}=205$  mm/s. Die Pedalgeschwindigkeiten während des Modulierens sind dagegen deutlich geringer. Da die schnellen Entlastungsbewegungen des vollständigen Lösenes vermutlich keine kontrollierten Verzögerungsmodulationen darstellen, wird es als zweckmäßig angesehen, die obere Grenze des Komfortbereichs bei einer Pedalgeschwindigkeit von  $v_{\text{Pedal}}=200$  mm/s zu sehen. Geschwindigkeiten innerhalb dieses Bereichs werden im Folgenden mit „gering“ und „moderat“, alle darüber liegenden mit „hoch“ bezeichnet. Das geringe Temperaturniveau der Bremsscheibe lässt erwarten, dass eine Reibwertänderung infolge Fading nicht auftritt. Die in Tabelle 5 zusammengefassten, von der Pedal- und Bremscharakteristik abhängigen Kennwerte, basieren auf Messungen mit einer Pedal- und Bremscharakteristik, die dem Serienstand des PEGASYS-Grundfahrzeugs entspricht.

**Tabelle 5:** Kennwerte des Betätigungs- und Bremsverhaltens bei Komfortbremsungen im Stadtverkehr, die erheblich von der Pedal- und Bremscharakteristik abhängen

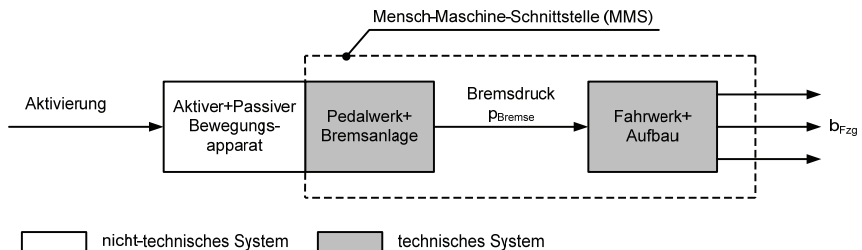
Kennwert	Charakteristik B	
	Mittelwert*	Bereich*
<b>Intensität:</b>		
Maximum** des Bremsdrucks $p_{\text{Brems}}$	15.1 bar	<25 bar
Maximum** der Pedalkraft $F_{\text{Pedal}}$	61.2 N	<110 N
Maximum** des Pedalwegs $s_{\text{Pedal}}$	37.6 mm	<60 mm

\* bezogen auf die Häufigkeitsverteilung des Kennwerts

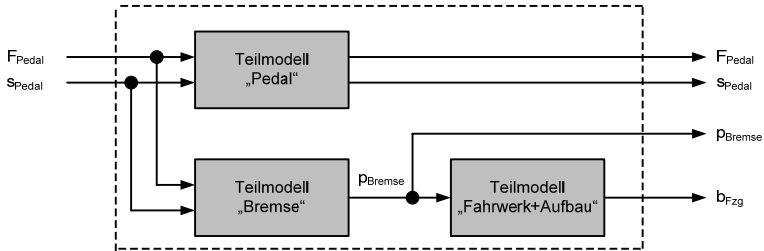
\*\*bezogen auf die einzelne Abbremsung

### 6.3 Grundlagen der Modellbildung

Das Streckenmodell des Systems „Fahrer-Fahrzeug“ wird an der Schnittstelle Bremspedal aufgetrennt und der Bereich Fahrzeug in die Teilmodelle „Pedal“, „Bremse“ und „Fahrwerk+Aufbau“ unterteilt (s. Kapitel 5.1, Bild 38, Bild 39). Im Folgenden wird die experimentelle Identifikation für diese Teilmodelle getrennt durchgeführt.



**Bild 38:** Streckenmodell des Systems „Fahrer-Fahrzeug“



**Bild 39:** Modellansatz zur Beschreibung der Pedal- und Bremscharakteristik

Die Größen Pedalkraft und Pedalweg sind zunächst sowohl Eingangs- als auch Ausgangsgrößen des Teilmodells „Pedal“. Da die Festlegung einer zweckmäßigen Modellstruktur anhand von Messungen leichter möglich ist, wird die Überführung des Teilmodells in ein Übertragungsglied, erst nach den Identifikationsmessungen vorgenommen. Zur grundsätzlichen Vorgehensweise der experimentellen Systemidentifikation stellt dieses Vorgehen keinen Widerspruch dar, weil Vorversuche gezeigt haben, dass das Pedal mit guter Qualität stabil sowohl kraft- als auch weggeregelt betätigt werden kann.

## 6.4 Durchführung

Experimentell identifiziert wurden mehrere moderne Mittelklasse-Pkw mit Laufleistungen zwischen 5.000 km und 100.000 km. Die Fahrzeuge waren mit Scheibenbremsen und hydraulischen, vakuumunterstützten Hilfskraftbremsanlagen ausgerüstet. Ergänzende Labormessungen fanden an einem Schwungmassenbremsenprüfstand statt. Um an stehenden und abgebremsten Fahrzeugen reproduzierbare Pedalbetätigungen durchführen zu können, wurde eine hydraulische Betätigungsautomatik entwickelt (Bild 40). Die mit ihr erreichte Qualität kraft- und weggeregelter Pedalbetätigungen erwies sich als deutlich höher, als die von professionellen Versuchsfahrern erreichbare.



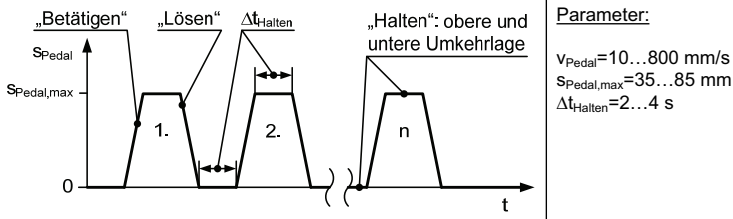
**Bild 40:** Hydraulische Betätigungsautomatik („Bremsroboter“, links: Prototyp, rechts: überarbeitete Ausführung)

Das Bremspedal wurde am stehenden Fahrzeug grundsätzlich weggeregelt, am abgebremsten Fahrzeug kraftgeregelt betätigt. Messgrößen waren Pedalweg, Pedal-

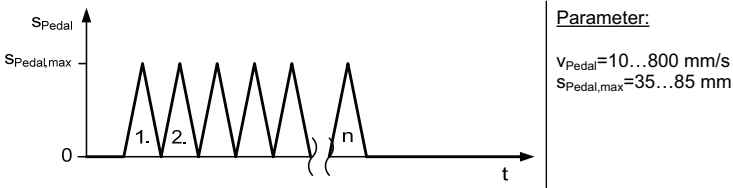
kraft, RZ-Druck einer Vorderradbremse, Absolutdruck der BKV-Arbeits- und der BKV-Unterdruckkammer, Fahrzeuggeschwindigkeit und Fahrzeugverzögerung. Vor den Messungen am fahrenden Fahrzeug wurde die Bremsscheibentemperatur mit einem Handmessgerät überprüft.

### Pedalbetätigung am stehenden Fahrzeug:

Zur Analyse der Fahrzeugreaktion beim Antritt und beim vollständigen Lösen wurde das Pedal trapezförmig (Zyklus „Trapez“) und dreieckförmig (Zyklus „Dreieck“) betätigt. Die trapezförmigen Betätigungen zeichnet aus, dass sich die Bremsanlage zu Beginn jeder Bewegungsphase im stationären Gleichgewicht befindet. Dieser Ausgangszustand stellt sich bei unmittelbar aufeinander folgenden, dreieckförmigen Betätigungen, wie sie im realen Fahrgeschehen durch ständig wechselnde Pedalpositionen oder nur kurzzeitige Pedalbetätigungen vorkommen können, nicht ein (Bild 41, Bild 42).

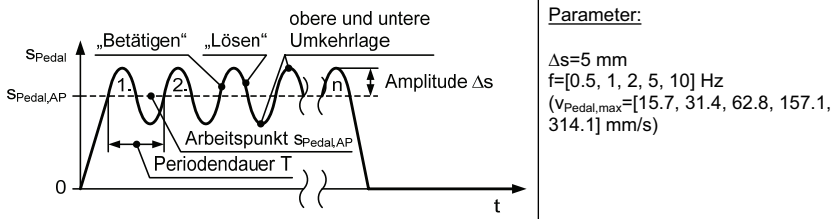


**Bild 41:** Zyklus „Trapez“: trapezförmig weggeregelter Betätigungen



**Bild 42:** Zyklus „Dreieck“: dreieckförmig weggeregelter Betätigungen

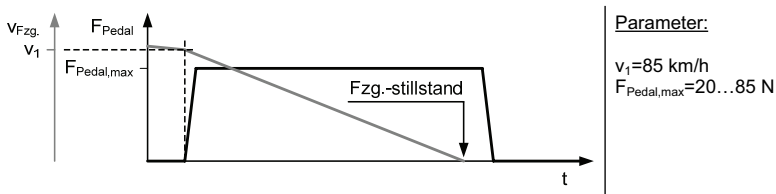
Zur Analyse kleiner Auslenkungen an unterschiedlichen Arbeitspunkten wurde das Pedal periodisch sinusförmig betätigt (Zyklus „Sinus“, Bild 43).



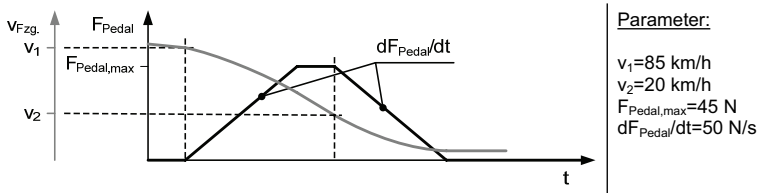
**Bild 43:** Zyklus „Sinus“: sinusförmig weggeregelter Betätigungen

Pedalbetätigung am fahrenden Fahrzeug:

Der Zusammenhang zwischen der Pedalbetätigung und der Aufbaureaktion sowie der Einfluss der Fahrzeugbewegung auf die Pedalcharakteristik wurden durch Messung am abgebremsten Fahrzeug ermittelt. Nach der Beschleunigung des Fahrzeugs auf eine ausreichend hohe Geschwindigkeit betätigte der Fahrer die Kupplung und startete die Messung. Der jeweilige Betätigungszyklus wurde vom System nach dem Unterschreiten der Geschwindigkeit  $v_1$  selbstständig ausgelöst. Angewendet wurden zwei verschiedene Zyklen. Den Zyklus „Halten“ zeichnet aus, dass sich die Pedalkraft sprunghaft erhöht und bis zum Fahrzeugstillstand konstant bleibt (Bild 44), während beim Zyklus „Trapez“ das Pedal rampenförmig belastet und noch vor dem Fahrzeugstillstand rampenförmig vollständig entlastet wird (Bild 45). Die maximal zulässige Ausgangstemperatur der Brems Scheiben betrug  $T_{\text{Bremsse}}=100\text{ }^\circ\text{C}$ .



**Bild 44:** Zyklus „Halten“: kraftgeregelte Betätigung mit konstanter Pedalkraft



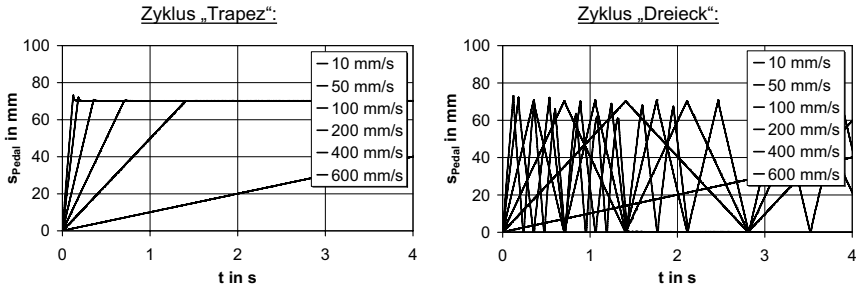
**Bild 45:** Zyklus „Trapez“: trapezförmig kraftgeregelte Betätigung

Sofern die in den folgenden Kapiteln beschriebenen Messergebnisse und Erkenntnisse nicht für alle untersuchten Fahrzeuge gelten, wird darauf ausdrücklich hingewiesen. Ergänzende Ergebnisse sind in den Anhang aufgenommen. Um den Parameterbereich statischer und dynamischer Merkmale benennen bzw. abgrenzen zu können, werden Messungen sowohl mit der für Komfortbremsungen typischen als auch mit darüber liegender Pedalgeschwindigkeit angegeben und diskutiert.

## 6.5 Teilmodell „Pedal“

### 6.5.1 Messungen

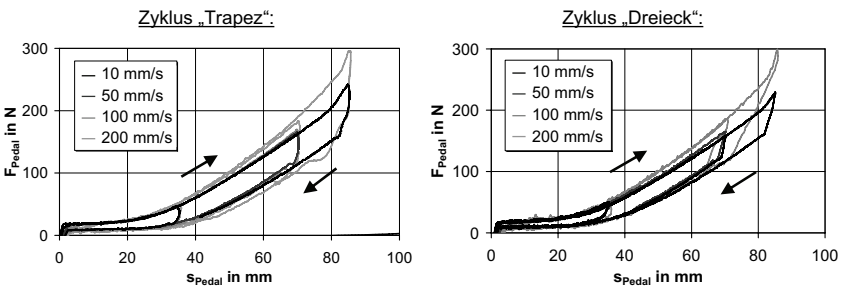
Bild 46 zeigt beispielhaft Messungen des zeitlichen Pedalwegverlaufs bei trapez- und dreieckförmiger Betätigung mit unterschiedlicher Dynamik.



**Bild 46:** Zeitlicher Verlauf des Pedalwegs trapez- und dreieckförmiger Pedalbetätigungen ( $s_{\max}=70$  mm)

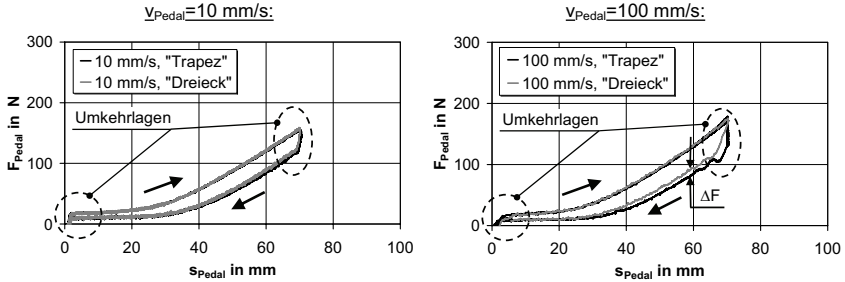
#### F-s-Zusammenhang bei geringer und moderater Betätigungsdynamik (Anlage 7+8):

Der F-s-Zusammenhang ist bis  $v_{\text{Pedal}}=100$  mm/s unabhängig von der Betätigungsdynamik. Qualitativ zeichnet er sich durch eine progressive Grundtendenz und eine deutlich ausgeprägte Hysterese aus. Bei höheren Geschwindigkeiten vergrößert sich dynamisch, bleibt aber bis  $v_{\text{Pedal}}=200$  mm/s vergleichsweise gering (Bild 47).



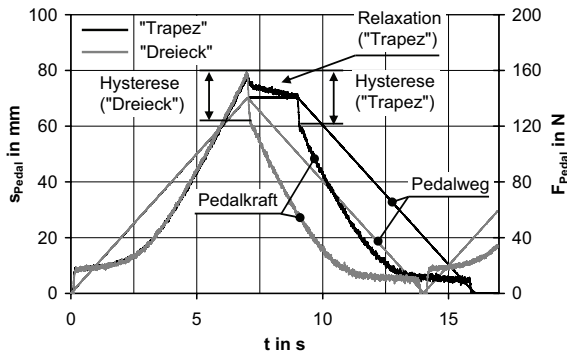
**Bild 47:** F-s-Zusammenhang bei trapezförmiger und dreieckförmiger Betätigung mit geringer und moderater Dynamik

Bild 48 zeigt den Einfluss der Haltezeit  $\Delta t_{\text{Halten}}$ . Bei sehr geringer Pedalgeschwindigkeit ist sie vernachlässigbar gering (linkes Diagramm). Verharrt das Pedal zwischen den Bewegungsphasen in Ruhe (Zyklus „Trapez“), verlaufen die  $dF/ds$ -Gradienten in beiden Umkehrlagen auch bei höheren Pedalgeschwindigkeiten vergleichsweise steil. Folgen die Bewegungsphasen unmittelbar aufeinander (Zyklus „Dreieck“), verringern sich die Gradienten mit zunehmender Pedalgeschwindigkeit (rechtes Diagramm). Des Weiteren wird deutlich, dass die Pedalkraft während des Entlastens auf höherem Niveau verläuft als beim Zyklus „Trapez“. Das Resultat ist eine etwas geringere F-s-Hysterese.



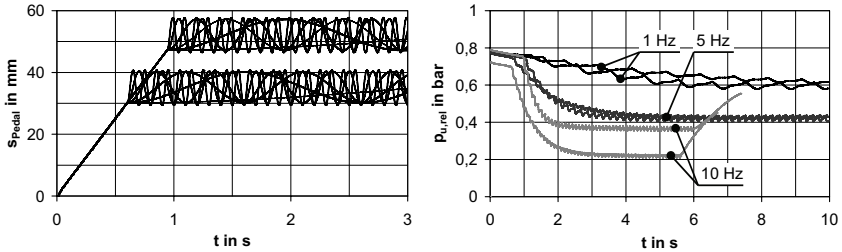
**Bild 48:** Einfluss der Haltezeit auf den F-s-Zusammenhang in den Umkehrlagen

Bei Verharren des Pedals in der oberen Umkehrlage zeigt die Pedalkraft Relaxation (Bild 49). Da der Hystereseeunterschied zwischen beiden Zyklen deutlich geringer ausfällt als die Relaxationshöhe, ist der Einfluss der Relaxation auf die Höhe der F-s-Hysteresis als gering einzuschätzen.

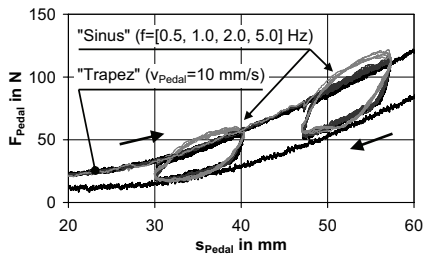


**Bild 49:** Zeitlicher Verlauf des Pedalwegs und der Pedalkraft bei trapez- und dreieckförmiger Betätigung mit geringer Dynamik

Bild 50 und Bild 51 zeigen sinusförmige Betätigung an zwei verschiedenen Arbeitspunkten. Der mittlere Verlauf und die Hysteresis entsprechen qualitativ dem F-s-Zusammenhang trapez- und dreieckförmiger Betätigungen. Sie stimmen aber bei keiner Messung exakt überein. Die Abweichungen sind fahrzeugindividuell unterschiedlich stark ausgeprägt, aber überwiegend gering. Bereits bei sehr geringer Betätigungsdynamik ( $f=0.5$  Hz) ist der  $dF/ds$ -Gradient in beiden Umkehrlagen relativ flach. Dieser Gradient verringert sich mit steigender Frequenz und erhöht sich mit steigendem Pedalweg. Im rechten Diagramm von Bild 50 ist die Abnahme des Relativdrucks der BKV-Unterdruckkammer im Verlauf der Messung deutlich erkennbar. Da sich der F-s-Zusammenhang dennoch kaum ändert, hat das Unterdruckniveau nur geringen Einfluss auf die Pedalcharakteristik.

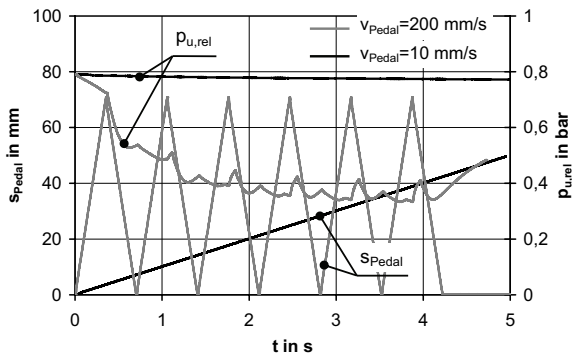


**Bild 50:** Zeitlicher Verlauf des Pedalwegs (links) und des Relativdrucks der BKV-Unterdruckkammer (rechts) bei sinusförmiger Betätigung mit geringer und moderater Dynamik



**Bild 51:** F-s-Zusammenhang bei sinusförmiger Betätigung mit geringer und hoher Dynamik

Bild 52 zeigt die zeitlichen Verläufe des Pedalwegs und des Relativdrucks bei unmittelbar aufeinander folgenden, großen Pedalauslenkungen (Zyklus „Dreieck“), Bild 53 die entsprechenden F-s-Zusammenhänge.

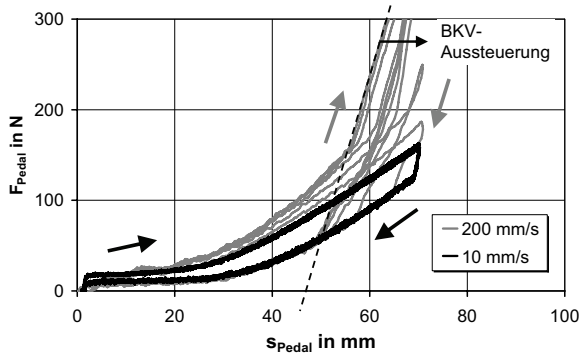


**Bild 52:** Zeitlicher Verlauf des Pedalwegs und des Relativdrucks der BKV-Unterdruckkammer bei dreieckförmiger Betätigung mit geringer und moderater Dynamik

Mit fallendem Relativdruck verringert sich der BKV-Aussteuerpunkt, zugleich steigt das Pedalkraftniveau während der Betätigungsphase. Diese Kraftzunahme ist fahrzeugindividuell unterschiedlich stark ausgeprägt und teilweise fast nicht vorhanden.

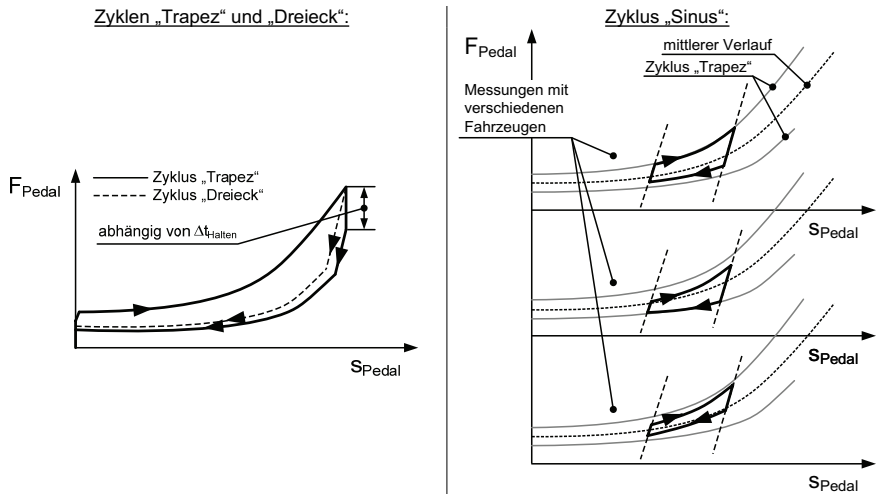


Auf den Kraftverlauf während der Entlastung hat das Unterdrückniveau keinen Einfluss. Für Bremsungen im Komfortbereich wird dem Einfluss des Unterdrucks aber nur geringe Bedeutung beigemessen, weil sehr große Auslenkungen und mehrere, unmittelbar aufeinander folgende Antritt- und Lösebewegungen und damit nennenswerte Unterdruckschwankungen im realen Fahrgeschehen nicht vorkommen.



**Bild 53:** F-s-Zusammenhang bei dreieckförmiger Betätigung mit geringer und moderater Dynamik

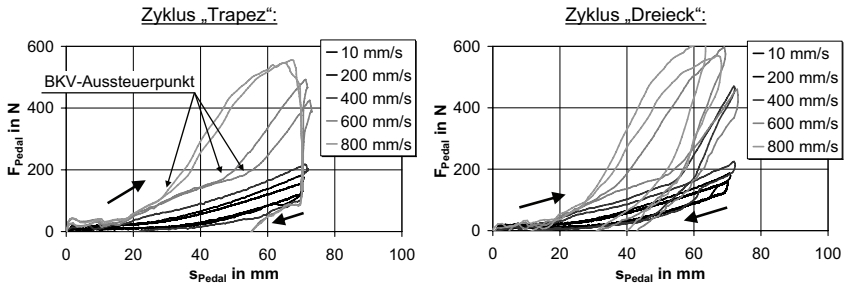
Bild 54 fasst die Merkmale des F-s-Zusammenhangs eines stehenden Fahrzeugs bei geringer bis moderater Betätigungsdynamik schematisch zusammen.



**Bild 54:** Schematische Darstellung des F-s-Zusammenhangs bei geringer und moderater Dynamik

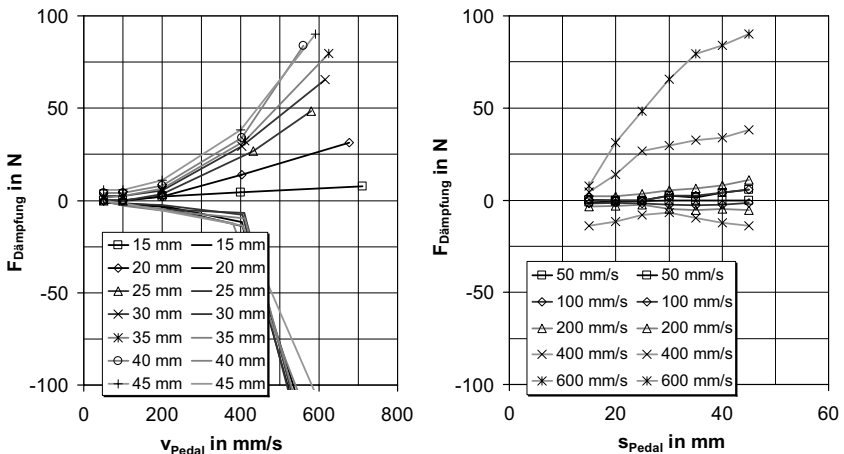
F-s-Zusammenhang bei hoher Betätigungsdynamik:

Ab  $v_{\text{Pedal}}=200$  mm/s vergrößert sich die F-s-Hysterese dynamisch. Der dynamische Kraftzuwachs während der Betätigungsphase entsteht insbesondere nach der Überwindung des Totwegs und nimmt im weiteren Verlauf mit dem Pedalweg nichtlinear zu (Bild 55: linkes Diagramm). Während der Entlastungsphase ist die dynamische Veränderung des F-s-Verlaufs deutlich geringer, insbesondere dann, wenn in der oberen Umkehrlage nicht verharnt wird (Bild 55: rechtes Diagramm).



**Bild 55:** F-s-Zusammenhang bei trapezförmiger und dreieckförmiger Pedalbetätigung mit geringer bis hoher Dynamik

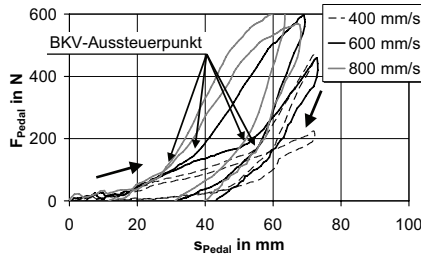
Bild 56 zeigt die Abhängigkeit der dynamischen Kraft von der Pedalgeschwindigkeit und vom Pedalweg bei trapezförmiger Betätigung.



**Bild 56:** Dynamische Dämpfungskraft in Abhängigkeit von der Pedalgeschwindigkeit (links) und dem Pedalweg (rechts)

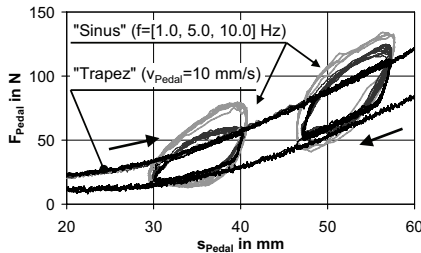
Bis  $v_{\text{Pedal}}=400$  mm/s ist die dynamische Kraft der Betätigungsbewegung deutlich größer als die der Entlastungsbewegung. Beim Entlasten mit  $v_{\text{Pedal}}=600$  mm/s ist sie jedoch bereits so groß, dass der Druckkontakt an der Pedalplatte aufgehoben wird.

Bei unmittelbarer Bewegungsumkehr (Zyklus „Dreieck“) verläuft die Pedalkraft während der Entlastungsbewegung im oberen Pedalwegbereich über dem Verlauf der langsamen Betätigung. Zwei schnell aufeinander folgende Betätigungen zeigen, dass es sich um eine Steifigkeitszunahme handelt, die auf die Absenkung des BKV-Aussteerpunkts zurückzuführen ist (Bild 57).



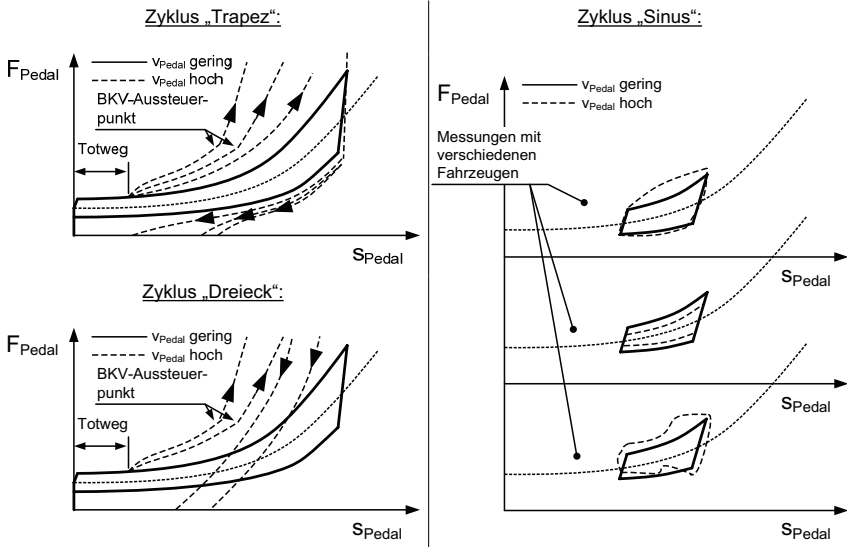
**Bild 57:** F-s-Zusammenhang bei dreieckförmiger Pedalbetätigung mit hoher Dynamik

Bei sinusförmiger Pedalbetätigung mit hoher Dynamik unterscheidet sich die Hysteresebildung nicht nur quantitativ, sondern auch qualitativ erheblich vom F-s-Zusammenhang großer Auslenkungen mit geringer Dynamik. Eine für alle Fahrzeuge qualitativ einheitliche Tendenz ist nicht erkennbar. Bild 58 zeigt beispielhaft Messungen, bei denen sich die Hysteresese mit der Betätigungsfrequenz vergrößert.



**Bild 58:** F-s-Zusammenhang bei sinusförmiger Pedalbetätigung mit geringer und hoher Dynamik

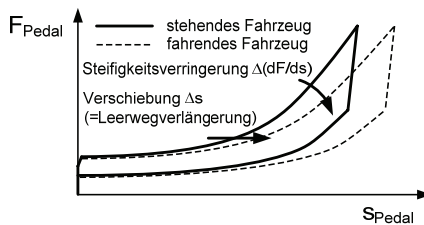
Bild 59 fasst die Merkmale des F-s-Zusammenhangs eines stehenden Fahrzeugs bei hoher Betätigungsdynamik schematisch zusammen.



**Bild 59:** Schematische Darstellung des F-s-Zusammenhangs bei hoher Betätigungsdynamik

Unterschied zwischen stehendem und abgebremstem Fahrzeug:

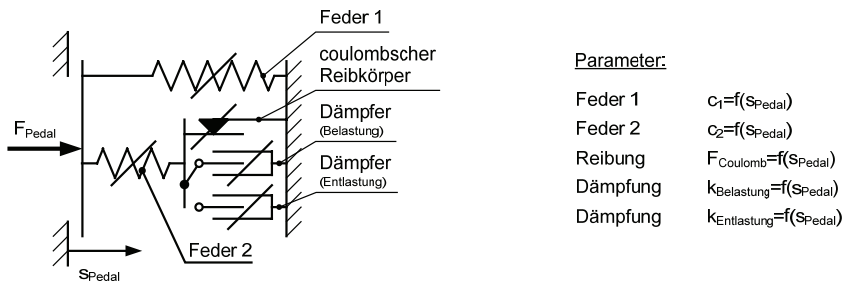
Bild 60 zeigt die zwei wesentlichen Unterschiede zwischen der Pedalcharakteristik eines stehenden und eines abgebremsten Fahrzeugs. Am abgebremsten Fahrzeug ist der Leerweg höher und die Pedalsteifigkeit geringer. Die Leerwegerhöhung wird vermutlich von den Lüftspielen zwischen Brems scheiben und Belägen verursacht, während die Verringerung der Pedalsteifigkeit das Resultat der Trägheitskraftmitkopplung des Pedalwerks, der BKV-Komponenten und der Zusatzmasse des Messsystems ist. Im Gegensatz zur Intensität der Trägheitskraftmitkopplung ist das Lüftspiel kein in gleicher Höhe reproduzierbares Fahrzeugmerkmal, es unterliegt erheblichen Schwankungen. Schematisch zusammengefasst ist dieses Ergebnis in Bild 60. Beispielmessungen befinden sich im Anhang (Anlage 9).



**Bild 60:** Schematische Darstellung des Unterschieds zwischen stehendem und abgebremstem Fahrzeug

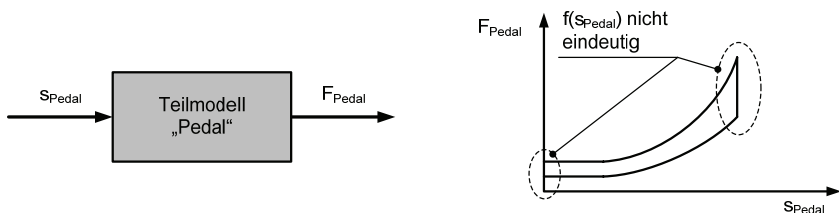
## 6.5.2 Modellbildung

Die typischen Merkmale des F-s-Zusammenhangs bei Komfortbremsungen sind die Rückstellkraft, die progressive Steifigkeit, die Hysterese und die Neigung des  $dF/ds$ -Gradienten in den Umkehrlagen. Wird die Abhängigkeit des  $dF/ds$ -Gradienten von der Haltezeit in der Umkehrlage und von der Pedalgeschwindigkeit vernachlässigt, sind alle Merkmale der Pedalcharakteristik statischer Natur und können mit der parallelen Anordnung einer Feder und eines erweiterten coulombschen Reibkörpers beschrieben werden (Bild 61). Die Federsteifigkeiten  $c_1$  und  $c_2$  sowie die coulombsche Reibkraft  $F_{\text{Coulomb}}$  sind nichtlinear vom Pedalweg abhängig. Da der dynamische Anteil der F-s-Hysterese für Komfortbremsungen von geringer Bedeutung ist, wird es als ausreichend angesehen, das Modell mit je einem Standarddämpfer für die Be- und Entlastungsphase zu ergänzen. Die beiden Dämpfungskoeffizienten  $k_{\text{Belastung}}$  und  $k_{\text{Entlastung}}$  sind ebenfalls nichtlinear vom Pedalweg abhängig.

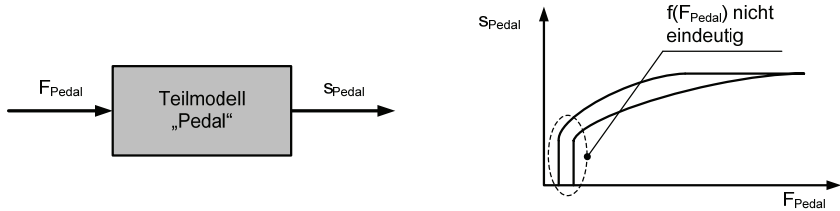


**Bild 61:** Teilmodell „Pedal“

Aus der Forderung nach Steuerbarkeit resultiert die Notwendigkeit eines eindeutigen Zusammenhangs zwischen Eingangs- und Ausgangsgröße. Prinzipiell gibt es die zwei Möglichkeiten, den funktionellen Zusammenhang zwischen Pedalkraft und -weg in der Form  $F=f(s)$  oder  $s=f(F)$  auszudrücken (Bild 62 und Bild 63).



**Bild 62:** E/A-Modell mit der Eingangsgröße Pedalweg



**Bild 63:** E/A-Modell mit der Eingangsgröße Pedalkraft

Da bei keinem Fahrzeug im F-s-Zusammenhang unendlich hohe oder unendlich geringe  $dF/ds$ -Gradienten gemessen wurden, sind beide funktionellen Zusammenhänge eindeutig. Es kann daher derjenige gewählt werden, der sich mit einem aktiven Haptiksimulator besser umsetzen lässt. Für die mobile Anwendung erwies sich der wegreflektierende servohydraulische Linearantrieb u.a. aus Effizienzgründen als besser geeignet als ein kraftreflektierender Druckregler (s. Kapitel 7.1.4). Der PEGASYS-Haptiksimulator basiert daher auf Wegreflexion, wie sie Bild 63 schematisch zeigt. Die mathematische Darstellung des Modells in dieser Form führt auf Differenzialgleichungen.

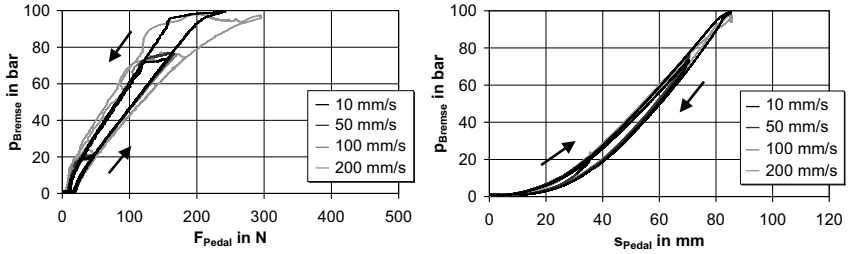
## 6.6 Teilmodell „Brems“

### 6.6.1 Messungen

Der Zusammenhang zwischen der Pedalbetätigung und dem Bremsdruck kann als p-F- oder p-s-Zusammenhang ausgedrückt werden. Nachfolgend werden beide Formen diskutiert.

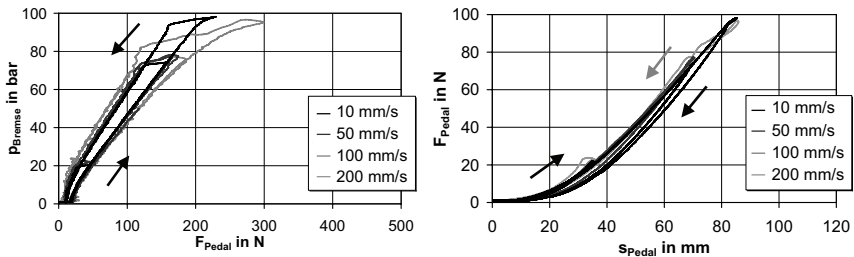
#### p-F- und p-s-Zus.-hang bei geringer und moderater Betät.-dynamik (Anlage 7+8):

Der p-F-Zusammenhang verläuft nach der Überwindung der Ansprechkraft zunächst mit hohem  $dp/dF$ -Gradienten (Springer), der sich anschließend verringert und bis zum BKV-Aussteuerpunkt konstant bleibt (Bild 64, linkes Diagramm). Charakteristisch ist eine ausgeprägte linksläufige Hysterese, die sich ab ca.  $v_{\text{Pedal}}=100$  mm/s mit zunehmender Pedalgeschwindigkeit vergrößert. Der p-s-Zusammenhang verläuft nach der Überwindung des Totwegs progressiv und zeichnet sich durch eine rechtsläufige, sichelförmige Hysterese aus (Bild 64, rechtes Diagramm). Oberhalb  $v_{\text{Pedal}}=100$  mm/s nimmt die Hysterese des p-s-Zusammenhangs im Gegensatz zum p-F-Zusammenhang mit zunehmender Pedalgeschwindigkeit leicht ab.



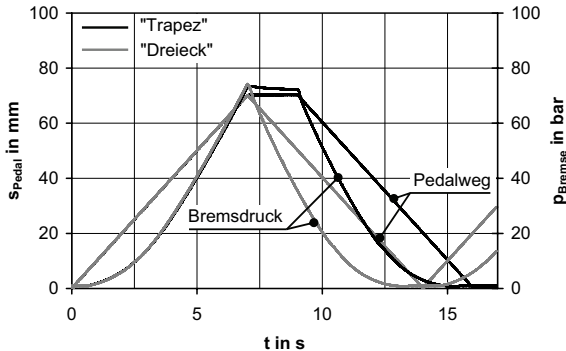
**Bild 64:** p-F- (links) und p-s-Zusammenhang (rechts) bei trapezförmiger Pedalbetätigung mit geringer und moderater Dynamik

Die p-F-Zusammenhänge dreieckförmiger und trapezförmiger Pedalbetätigungen unterscheiden sich kaum (Bild 65). Im p-s-Zusammenhang ändert sich die Hysterese dagegen deutlich. Ab  $v_{\text{Pedal}}=50$  mm/s beginnt die Verringerung und ab  $v_{\text{Pedal}}=100$  mm/s ist die Hysterese nahezu nicht mehr vorhanden.



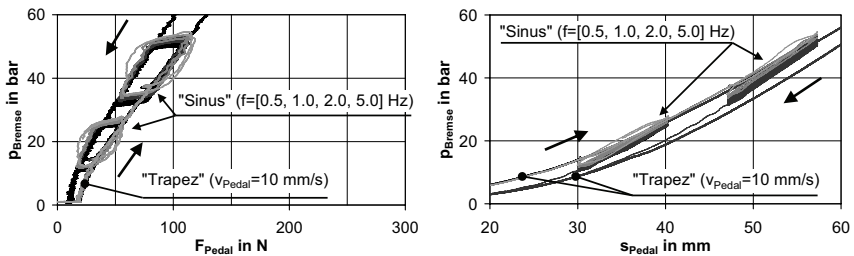
**Bild 65:** p-F- (links) und p-s-Zusammenhang (rechts) bei dreieckförmiger Betätigung mit geringer und moderater Dynamik

Der Bremsdruck zeigt in der oberen Umkehrlage ebenfalls Relaxation, die jedoch deutlich geringer ausgeprägt ist als bei der Pedalkraft (Bild 66).



**Bild 66:** Zeitlicher Verlauf des Pedalwegs und des Bremsdrucks bei trapezförmiger und dreieckförmiger Pedalbetätigung mit geringer Dynamik

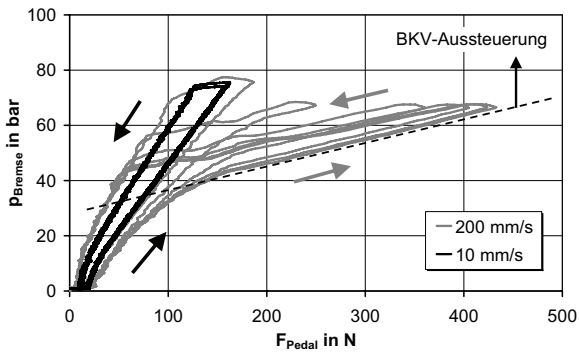
Den p-F- und p-s-Zusammenhang bei sinusförmiger Betätigung zeigt Bild 67. Der p-F-Zusammenhang entspricht bis zu einer Frequenz von  $f=2$  Hz ( $v_{\text{Pedal,max}}=63$  mm/s) jenem bei trapezförmiger Betätigung mit geringer Dynamik. Oberhalb dieser Frequenz können geringe Hysteresevergrößerungen auftreten. Der p-s-Zusammenhang ist dagegen nahezu hysteresefrei. Fahrzeugindividuell unterschiedlich groß bildet sich eine Hysterese aus, die jedoch deutlich geringer ist als bei den großen Auslenkungen der trapezförmigen Betätigung. Im Bereich der Umkehrlagen kann der  $dp/ds$ -Gradient fahrzeugabhängig leicht abflachen. Dieser Bereich entspricht im F-s-Diagramm exakt dem Pedalwegabschnitt des  $dF/ds$ -Gradienten der Umkehrlagen. Da sich auch bei diesen Messungen sowohl der p-F- als auch der p-s-Zusammenhang bei unmittelbar aufeinander folgenden Pedalbewegungen kaum verändert, ist die Höhe des Unterdruckniveaus von untergeordneter Bedeutung.



**Bild 67:** p-F- (links) und p-s-Zusammenhang (rechts) bei sinusförmiger Betätigung mit geringer und moderater Dynamik

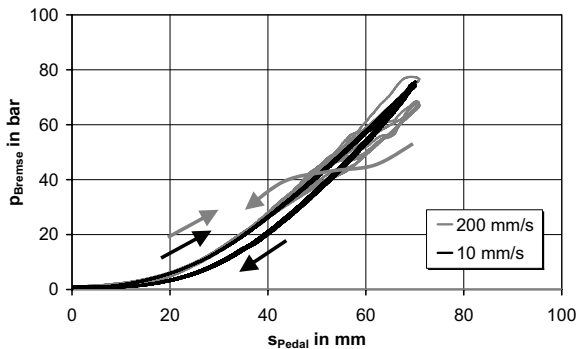
Bild 68 zeigt den p-F-Zusammenhang bei unmittelbar aufeinander folgenden dreieckförmigen Pedalbetätigungen. Das asymptotische Fallen des Unterdrucks bewirkt eine ähnliche Veränderung wie beim F-s-Zusammenhang. Die Betätigungskraft steigt, während die Entlastungskraft dem quasistationären Verlauf entspricht. Hinsichtlich subjektiver Relevanz der unterdruckabhängigen Veränderungen gilt die gleiche Einschätzung wie für den F-s-Zusammenhang, sie werden als vernachlässigbar angesehen.





**Bild 68:** p-F-Zusammenhang bei dreieckförmiger Betätigung mit geringer und moderater Dynamik

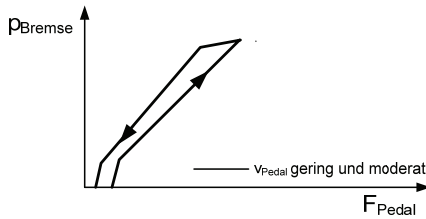
Bild 69 zeigt den entsprechenden p-s-Zusammenhang. Im Gegensatz zum F-s- und p-F-Zusammenhang ist der p-s-Zusammenhang unterhalb des BKV-Aussteuerungspunkts völlig unabhängig vom Unterdruck.



**Bild 69:** p-s-Zusammenhang bei dreieckförmiger Betätigung mit geringer und moderater Dynamik

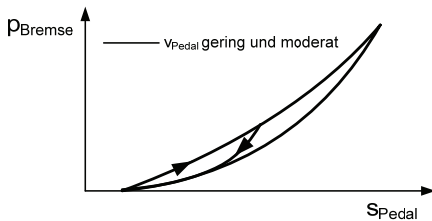
Bild 70 und Bild 71 fassen die Merkmale trapezförmiger und dreieckförmiger Betätigungen mit geringer und moderater Dynamik schematisch zusammen.

Zyklus „Trapez“ und Zyklus „Dreieck“:

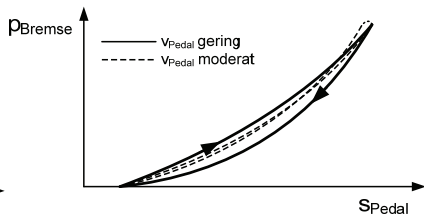


**Bild 70:** Schematische Darstellung des p-F-Zusammenhangs bei geringer und moderater Dynamik

Zyklus „Trapez“:

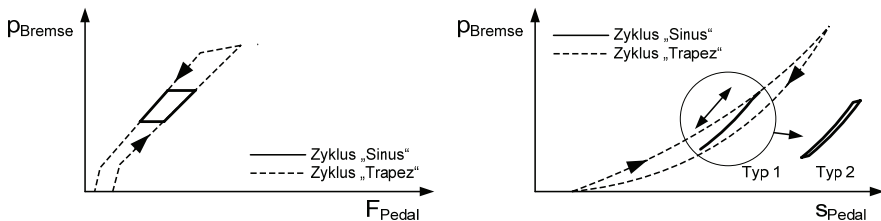


Zyklus „Dreieck“:



**Bild 71:** Schematische Darstellung des p-s-Zusammenhangs bei geringer und moderater Betätigungsdynamik

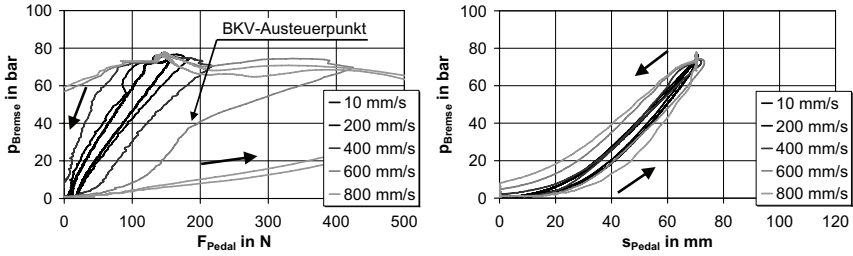
Bild 72 fasst die Merkmale sinusförmiger Betätigungen schematisch zusammen.



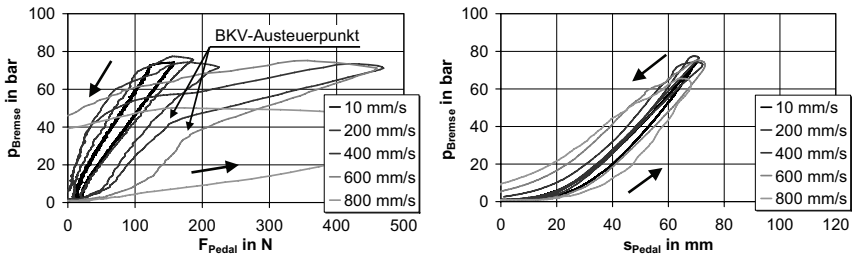
**Bild 72:** Schematische Darstellung des p-F- (links) und des p-s-Zusammenhangs (rechts) bei sinusförmiger Pedalbetätigung mit geringer und moderater Dynamik

p-F- und p-s-Zusammenhang bei hoher Betätigungsdynamik:

Ab  $v_{Pedal}=200$  mm/s vergrößert sich die rechtsläufige Hysterese des F-s-Zusammenhangs mit zunehmender Betätigungsdynamik. Ähnlich verhält sich nun auch die Hysterese des p-s-Zusammenhangs. Die linksläufige Hysterese verschwindet bei  $v_{Pedal}=200$  mm/s vollständig und nimmt oberhalb dieser Geschwindigkeit rechtsläufigen Charakter an (Bild 73).

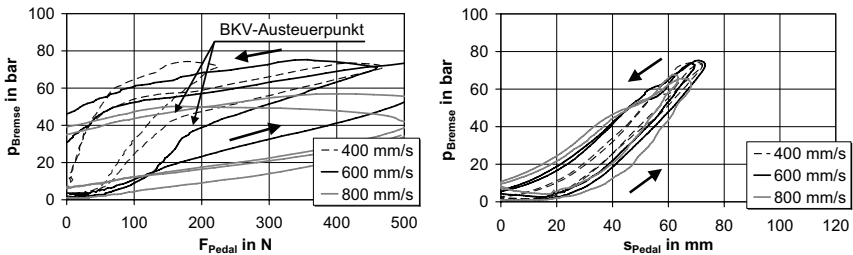


**Bild 73:** p-F- (links) und p-s-Zusammenhang (rechts) bei trapezförmiger Betätigung mit geringer und hoher Dynamik



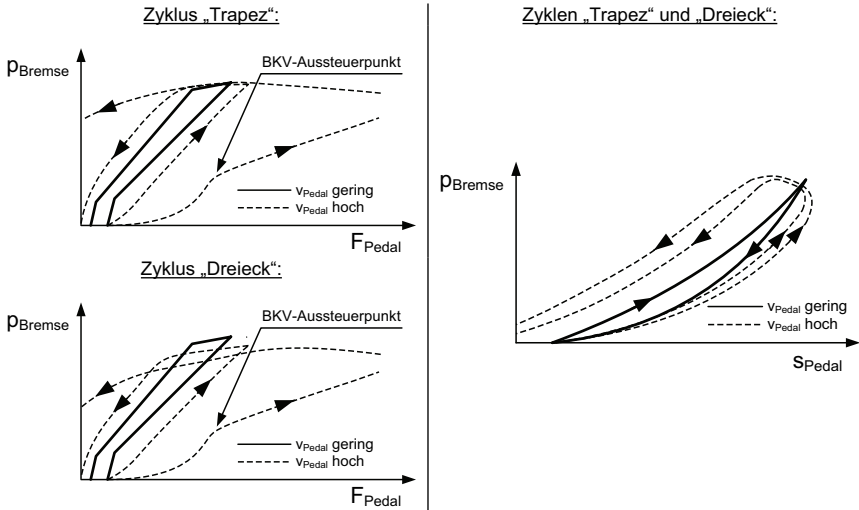
**Bild 74:** p-F- (links) und p-s-Zusammenhang (rechts) bei dreieckförmiger Betätigung mit geringer und hoher Dynamik

Wie beim F-s-Zusammenhang ist auch beim p-F-Zusammenhang an zwei aufeinander folgenden, dynamischen Betätigungen das Erreichen des BKV-Aussteuerpunkts besonders deutlich erkennbar ist (Bild 75).



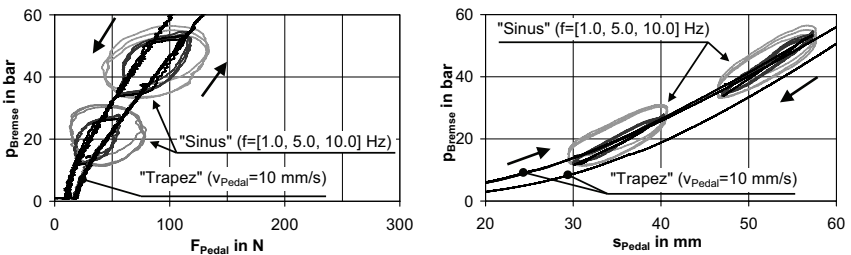
**Bild 75:** F-s- (links) und p-F-Zusammenhang (rechts) bei dreieckförmiger Betätigung mit hoher Dynamik

Da der Bremsdruck der RZ nach dem Ende der ersten Betätigung nicht vollständig abgebaut ist, sind auch die p-s-Zusammenhänge der ersten und zweiten Betätigung nicht identisch. Unterhalb der BKV-Aussteuerung hat das Unterdruckniveau auf den p-s-Verlauf aber nur geringen Einfluss. Bild 76 fasst die Merkmale des p-F- und p-s-Zusammenhangs bei trapez- und dreieckförmiger Betätigung mit hoher Dynamik schematisch zusammen.



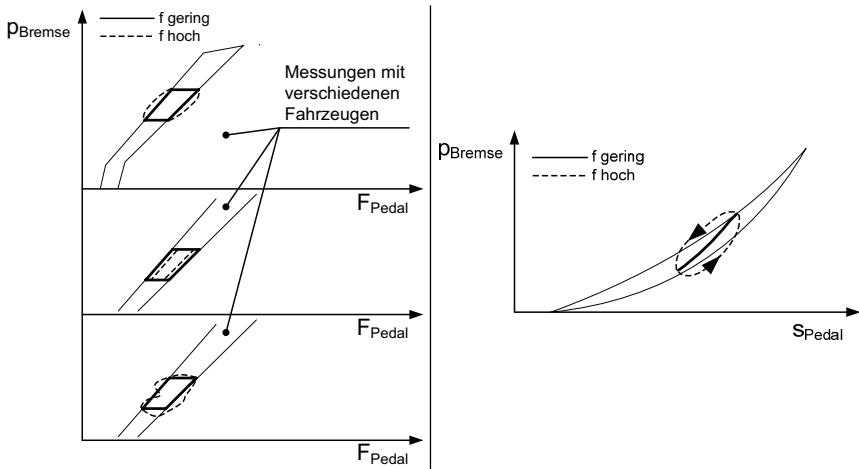
**Bild 76:** Schematische Darstellung des p-F- (links) und des p-s-Zusammenhangs (rechts) bei dreieckförmiger Betätigung mit moderater und hoher Betätigungsdynamik

Bei sinusförmigen Betätigungen mit hoher Dynamik zeigt der p-F-Zusammenhang ähnlich dem F-s-Zusammenhang keine für alle vermessenen Fahrzeuge allgemeingültige Charakteristik. Auf den p-s-Zusammenhang trifft diese Einschätzung jedoch nicht zu. Er bildet stets eine linksläufige Hysterese, die sich mit zunehmender Betätigungsdynamik vergrößert (Bild 77).



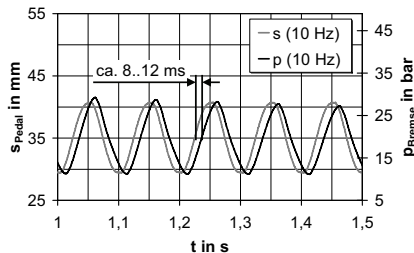
**Bild 77:** p-F- (links) und p-s-Zusammenhang (rechts) bei sinusförmiger Betätigung mit geringer und hoher Dynamik

Bild 78 fasst die Merkmale des p-F- und des p-s-Zusammenhangs bei sinusförmiger Betätigung mit hoher Dynamik zusammen.



**Bild 78:** Schematische Darstellung des p-F- (links) und des p-s-Zusammenhangs (rechts) bei sinusförmiger Betätigung mit hoher Dynamik

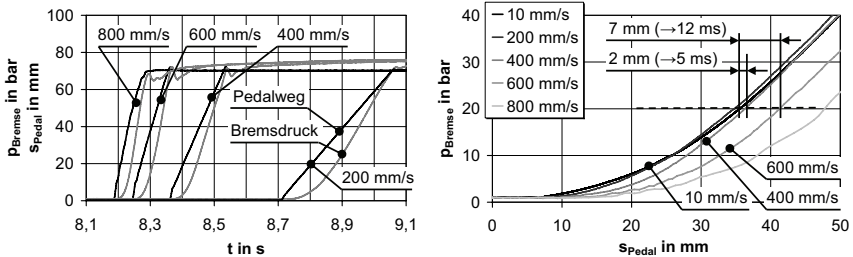
Für die Verkehrssicherheit ist das dynamische Übertragungsverhalten zwischen den Pedalgrößen und dem Bremsdruck von besonderer Bedeutung. Da der p-s-Zusammenhang eine nur geringe Hysterese und Kurvenkrümmung aufweist, liegen die Voraussetzungen zur Linearisierung um Arbeitspunkte und für Analysen im Frequenzbereich vor. Bild 79 zeigt einen Ausschnitt des zeitlichen Verlaufs der Größen Pedalweg und Bremsdruck. Bei  $f=10$  Hz ist eine dynamische Hysteresevergrößerung erkennbar, die sich im Zeitbereich als Laufzeitunterschied von ca.  $\Delta t=8\dots 12$  ms äußert. Nach Aussagen von Versuchsfahrern sind Laufzeitunterschiede erst ab  $\Delta t=30$  ms subjektiv relevant, so dass der Zusammenhang zwischen Pedalweg und Bremsdruck an diesem Arbeitspunkt und bei dieser Dynamik vermutlich als proportional und verzögerungsfrei wahrgenommen würde.



**Bild 79:** Zeitlicher Verlauf des Pedalwegs und des Bremsdrucks bei sinusförmiger Betätigung mit hoher Dynamik

Für die Verkehrssicherheit wichtiger als das dynamische Übertragungsverhalten an einem Arbeitspunkt ist der zeitliche Verlauf des Druckaufbaus beim Antritt. Da die Betätigungsdynamik praktisch nicht unendlich hoch sein kann, wird er nicht allein vom dynamischen sondern auch vom quasistationären Übertragungsverhalten der

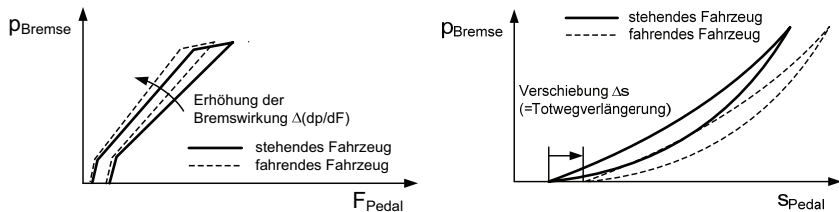
Bremsanlage bestimmt (z. B. Totweg). Die Kennwerte Ansprechzeit und Schwelldauer charakterisieren folglich keine isolierte Eigenschaft des Fahrzeugs, sondern eine Eigenschaft des Systems Fahrer-Fahrzeug. Das dynamische Übertragungsverhalten der Bremsanlage kann isoliert werden, indem nicht nur das Ausgangssignal (Bremsdruck) sondern auch das nicht sprungförmige Eingangssignal (Pedalweg) betrachtet wird. Zweckmäßig sind standardisierter Eingangssignale, wie z. B. Betätigungen mit konstanter Pedalgeschwindigkeit (Bild 80: linkes Diagramm). Der im p-s-Diagramm ersichtliche dynamische Verlustweg zwischen quasistationärem und dynamischem p-s-Zusammenhang kann bei konstanter Pedalgeschwindigkeit direkt zur Verlustzeit, als Kennwert für das dynamische Übertragungsverhalten, umgerechnet werden (Bild 80: rechtes Diagramm). Beispielhaft ergibt sich für die abgebildete Messung am Arbeitspunkt  $p_{\text{Bremsse}}=20$  bar bei einer Betätigung mit  $v_{\text{Pedal}}=400$  mm/s eine Verlustzeit von  $\Delta t=5$  ms und mit  $v_{\text{Pedal}}=600$  mm/s von  $\Delta t=12$  ms.



**Bild 80:** Zeitlicher Verlauf des Pedalwegs und des Bremsdrucks bei trapezförmiger Betätigung mit geringer und hoher Dynamik (links) und p-s-Zusammenhang (rechts)

Unterschied zwischen stehendem und abgebremstem Fahrzeug:

Bild 81 zeigt die wesentlichen Unterschiede zwischen der Bremscharakteristik eines stehenden und eines abgebremsten Fahrzeugs. Am p-F-Zusammenhang ist eine Erhöhung der Bremswirkung erkennbar, am p-s-Zusammenhang die vom F-s-Zusammenhang bekannte Erhöhung des Totwegs. Beispielmessungen befinden sich im Anhang (Anlage 10).

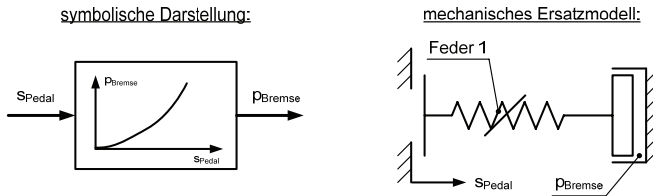


**Bild 81:** Schematische Darstellung des Unterschieds zwischen stehendem und abgebremstem Fahrzeug

Die Ursachen sind auch hier in der Trägheitskraftmitkopplung des Pedalwerks und im Lüftspiel zwischen Belag und Scheibe zu sehen.

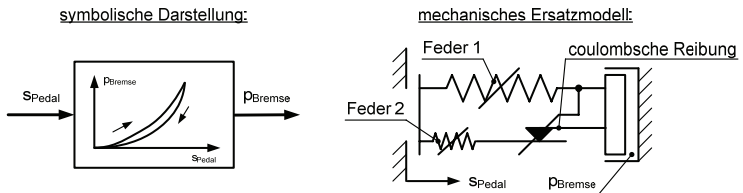
## 6.6.2 Modellbildung

Da sich die sichelförmige, rechtsläufige p-s-Hysterese nur bei sehr geringen Pedalgeschwindigkeiten, großen Pedalauslenkungen und ausgeprägten Haltezeiten in der oberen Umkehrlage ausbildet, ist sie im realen Fahrbetrieb von geringer Bedeutung. Auch dynamische Effekte sind im Komfortbereich nur schwach ausgebildet. Der p-s-Zusammenhang stellt sich daher näherungsweise hysterese- und trägheitsfrei dar und kann mit einer einzelnen, nichtlinearen Kennlinie beschrieben werden. Da die Bremscharakteristik in dieser Form einfacher zu beschreiben ist als auf der Basis des p-F-Zusammenhangs, wird ihr der Vorzug gegeben (Bild 82).



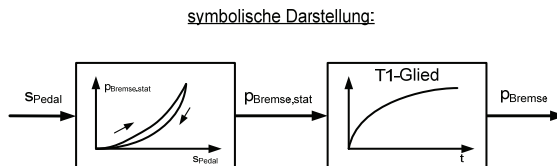
**Bild 82:** Teilmodell „Bremsen“ ohne statische und dynamische Hysterese

Die sichelförmige, rechtsläufige p-s-Hysterese kann durch die Erweiterung des mechanischen Ersatzmodells mit einem erweiterten coulombschen Reibkörper, dessen Reibkraft nichtlinear von der Kraft der Feder 1 abhängt, beschrieben werden (Bild 83).



**Bild 83:** Teilmodell „Bremsen“ mit statischer, aber ohne dynamische Hysterese

Zur näherungsweisen Berücksichtigung dynamischer Laufzeitunterschiede zwischen Pedalweg und Bremsdruck wird diesem Modell ein Verzögerungsglied 1. Ordnung hinzugefügt (Bild 84).



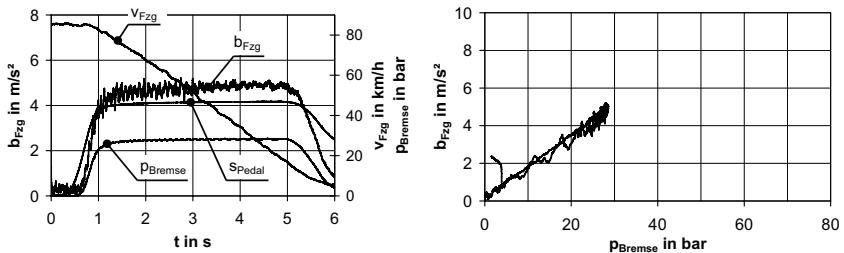
**Bild 84:** Teilmodell „Bremsen“ mit statischer und dynamischer Hysterese

## 6.7 Teilmodell „Fahrwerk+Aufbau“

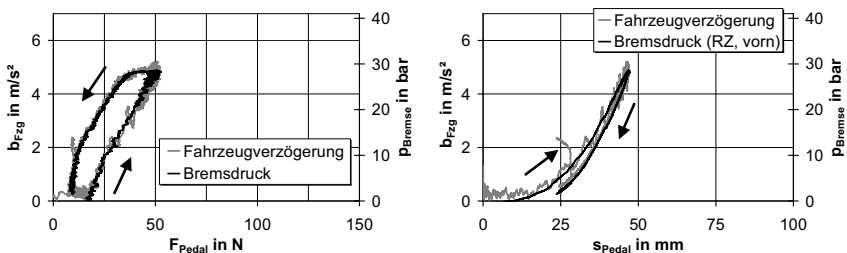
Das Teilmodell „Fahrwerk+Aufbau“ beschreibt den Zusammenhang zwischen Bremsdruck und Fahrzeugverzögerung. Bei Leistungsbremungen ist der quasi-stationäre b-p-Zusammenhang nichtlinear abhängig von der Gleitgeschwindigkeit zwischen Belag und Scheibe sowie von deren Temperatur (/15/). Die Analyse des Bremsverhaltens im Stadtverkehr hat für die einzelne Pedalbetätigung ergeben, dass die mittlere Brems Scheibentemperatur durchschnittlich  $T_{\text{Bremsse}}=89^\circ\text{C}$ , maximal  $T_{\text{Bremsse}}=170^\circ\text{C}$  und die Änderung der Scheibentemperatur bzw. der Fahrzeuggeschwindigkeit durchschnittlich  $\Delta T_{\text{Bremsse}}=23^\circ\text{C}$  bzw.  $\Delta v_{\text{FZG}}=17\text{ km/h}$  betragen. Nicht-lineares Verhalten ist aufgrund dieser geringen Werte in nur geringer Ausprägung zu erwarten. Nach Literaturangaben sind Zeitverluste zwischen Spannkraft- und Bremsmomentaufbau ebenfalls nicht zu erwarten und auch die Dynamik der Reifenverformung kann vernachlässigt werden (vgl. /3/). Die nachfolgenden Messungen zeigen zudem, dass bei Komfortbremsungen auch die Dynamik der Aufbaubewegung keinen nennenswerten Zeitverlust zwischen Bremsdruck und Fahrzeugverzögerung verursacht.

### 6.7.1 Messungen

Bild 85 und Bild 86 zeigen Messungen einer trapezförmig kraftgeregelten Anpassungsbremung (Zyklus „Trapez“) mit einer maximalen Fahrzeugverzögerung von  $b_{\text{FZG}}=5\text{ m/s}^2$ . Die Messungen bestätigen, dass der b-p-Zusammenhang in guter Näherung linear ist. Fahrzeugspezifisch tritt eine unterschiedlich stark ausgeprägte, aber geringe b-p-Hysterese auf.



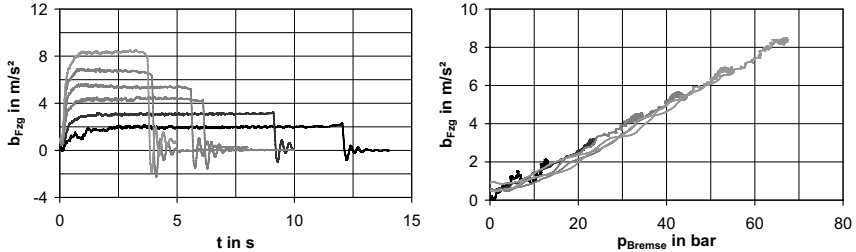
**Bild 85:** Zeitlicher Verlauf des Bremsvorgangs (links) und b-p-Zusammenhang bei trapezförmig kraftgeregelter Betätigung (rechts)



**Bild 86:** b-F- (links) und b-s-Zusammenhang (rechts) bei trapezförmig kraftgeregelter Betätigung

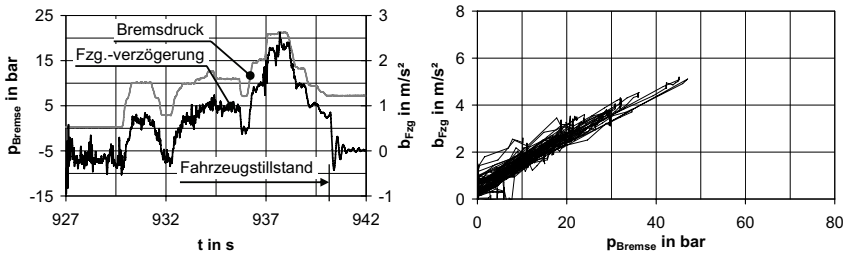


Stoppbremsungen mit konstanter Pedalkraft führen zum gleichen Ergebnis. Zwar zeigen einzelne Fahrzeuge in Teilbereichen des b-p-Zusammenhangs nichtlineares Verhalten, dies wird jedoch auf die vergleichsweise hohe Leistungs- bzw. Energieumsetzung zurückgeführt, die bei Komfortbremsungen im Stadtverkehr nicht auftritt (Bild 87, Anlage 11).



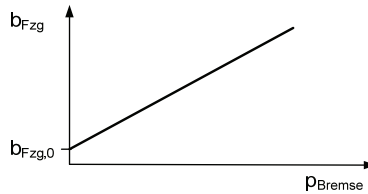
**Bild 87:** Automatisierte Abbremungen mit konstanter Pedalkraft (Zyklus „Halten“)

Der b-p-Zusammenhang während einer Fahrt mit dem Forschungsfahrzeug PEGASYS im Stadtverkehr ist in Bild 88 dargestellt. Das linke Diagramm zeigt einen Ausschnitt des zeitlichen Verlaufs, das rechte Diagramm den b-p-Zusammenhang der gesamten Fahrt. Diese Messungen bestätigen den linearen Ansatz ebenfalls.



**Bild 88:** Zeitlicher Verlauf des Bremsdrucks (Ausschnitt) und b-s-Zusammenhang einer Fahrt im öffentlichen Straßenverkehr mit dem Forschungsfahrzeug PEGASYS

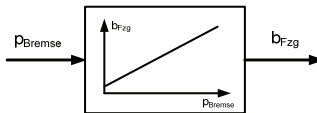
Der Einfluss der Scheiben- bzw. Belagtemperatur wurde an einem Fahrzeug und unter Laborbedingungen an einem Schwungmassenbremsenprüfstand anhand des Zusammenhangs zwischen Bremsdruck und Scheibenmoment (p-M-Zusammenhang) untersucht. Demnach tritt unterhalb einer Ausgangstemperatur der Bremscheibenoberfläche von  $T=200\text{ °C}$  keine signifikante Änderung der Bremswirkung ein (Anlage 12). Das Ergebnis, dass der b-p-Zusammenhang bei Komfortbremsungen linear und hysteresefrei ist, fasst Bild 89 schematisch zusammen.



**Bild 89:** Schematische Darstellung des b-p-Zusammenhangs bei geringer und moderater Betätigungsdynamik

## 6.7.2 Modellbildung

Der Zusammenhang zwischen Bremsdruck und Fahrzeugverzögerung kann durch ein lineares, trägheitsfreies Übertragungsglied beschrieben werden. Die Modellparameter sind u. a. abhängig vom Fahrzeugtyp, von der Beladung und von den Witterungsbedingungen.



**Bild 90:** Teilmodell „Fahrwerk+Aufbau“

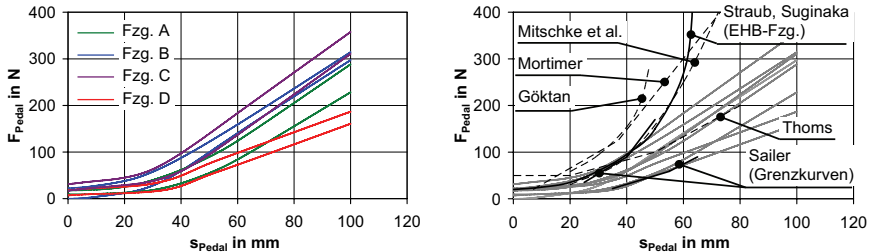
## 6.8 Zusammenfassung

Die Teilmodelle „Pedal“, „Bremse“ und „Fahrwerk+Aufbau“ bilden ein Gesamtmodell, das die Pedal- und Bremscharakteristik von Komfortbremsungen umfassend beschreibt. Da dynamische Merkmale und Relaxation im Komfortbereich von geringer Bedeutung sind, dominieren nichtlineare, trägheitsfreie Übertragungsglieder. Die Unterschiede der mittleren Verläufe und der statischen Hysteresen zwischen Betätigungen mit kleinen und großen Auslenkungen werden vernachlässigt, da sie überwiegend gering sind. Es wird empfohlen, die subjektive Relevanz der Unterschiede und deren objektive Charakteristik in zukünftigen Forschungsvorhaben detailliert herauszuarbeiten. Die Ergebnisse werden zeigen, ob eine stärkere Differenzierung zwischen großen und kleinen Auslenkungen erforderlich ist. Dabei sollte Messungen am abgebremsten Fahrzeug besondere Bedeutung zukommen.

Nachfolgend sind die Parameter der trägheitsfreien Übertragungsglieder von vier aktuellen Mittelklasse-Pkw zusammengestellt. Ausgangspunkt sind die Pedal- und Bremscharakteristiken der stehenden Fahrzeuge, anschließend werden die Korrekturwerte zur Ermittlung der Pedal- und Bremscharakteristik des abgebremsten Fahrzeugs angegeben.

**Teilmodell „Pedal“** Das linke Diagramm von Bild 91 zeigt die gemessenen quasistationären F-s-Zusammenhänge, im rechten Diagramm sind sie den Empfehlungen aus der Literatur gegenübergestellt. Während die Messungen den Grenzkurven von SAILER (/44/) gut entsprechen, sind die Kennlinien von GÖKTAN (/22/), MORTIMER und SEGEL (zitiert in /34/), MITSCHKE ET AL. (/34/) sowie von STRAUB und SUGINAKA (/50/)

deutlich steiler und beschreiben gerade den für Komfortbremsungen wichtigen unteren Wertebereich nicht. Die Kennlinie von THOMS (zitiert in /34/) ist zwar flacher, weist aber eine sehr hohe Pedalrückstellkraft auf.



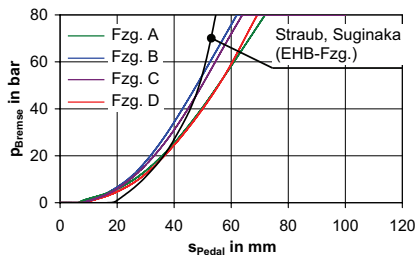
**Bild 91:** Teilmodell „Pedal“, stehendes Fahrzeug: quasistationärer F-s-Zusammenhang moderner Mittelklasse-Pkw (links) und Vergleich mit Empfehlungen aus der Literatur (rechts)

Tabelle 6 enthält die Federsteifigkeiten des erweiterten coulombschen Reibkörpers. Es handelt sich bei den angegebenen Werten um die arithmetischen Mittel der vier  $dF/ds$ -Gradienten in den Umkehrlagen der sinusförmigen Betätigungen.

**Tabelle 6:** Modell „Pedal“, stehendes Fahrzeug: Parameter  $c_2$  (Mittelwert)

Fahrzeug	Parameter $c_2$ in N/mm
A	25
B	16
C	keine Auswertung möglich
D	14

**Teilmodell „Bremse“** Die p-s-Kennlinie des Teilmodells „Bremse“ zeigt Bild 92.



**Bild 92:** Teilmodell „Bremse“, stehendes Fahrzeug: quasistationärer p-s-Zusammenhang moderner Mittelklasse-Pkw und Vergleich mit Empfehlungen aus der Literatur

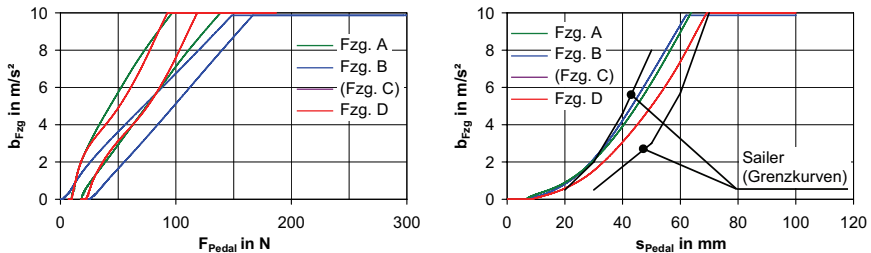
**Teilmodell „Fahrwerk+Aufbau“** Der Parameter  $b_{Fzg,0}$  erwies sich bei allen Messungen als gering und wird vernachlässigt. Den Zusammenhang zwischen Fahrzeugverzögerung und Bremsdruck beschreibt daher der  $db/dp$ -Gradient (Tabelle 7). Die

angegebenen Werte gelten für mit einer Person besetzte Fahrzeuge und einer Zuladung von ca. 150 kg.

**Tabelle 7:** Teilmodell „Fahrwerk+Aufbau“:  $db/dp$ -Gradient

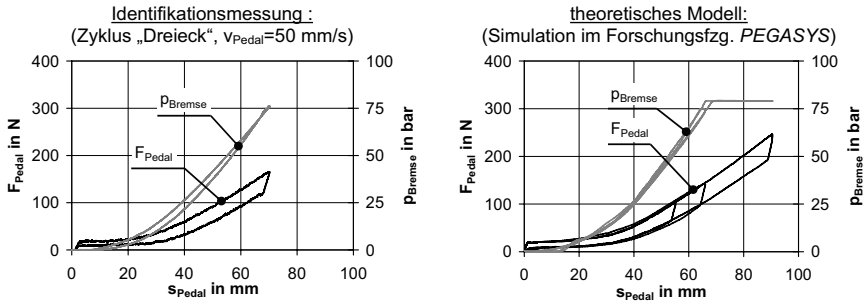
Fahrzeug	$db/dp$ in $m/s^2/\text{bar}$
A	0.154
B	0.123
C	keine Auswertung möglich
D	0.125

**Gesamtmodell** Aus diesen Parametern resultieren folgende quasistationären b-F- und b-s-Zusammenhänge (Bild 93).



**Bild 93:** Gesamtmodell, stehendes Fahrzeug: Quasistationärer b-F- (links) und b-s-Zusammenhang (rechts) und Vergleich mit Empfehlungen aus der Literatur

**Validierung** Die Gültigkeit des Modells bestätigt der Vergleich von Identifikationsmessungen mit der auf diesem Modell basierten haptischen Simulation von Pedalbetätigungen im Forschungsfahrzeug PEGASYS (Bild 94, s. auch Kapitel 7.1.6). Bereits das in PEGASYS implementierte vereinfachte Teilmodells „Pedal“ liefert eine sehr gute Übereinstimmung. Der relative Unterschied des p-s-Zusammenhangs resultiert aus der Skalierung des Modells „Bremse“ zur Anpassung der PEGASYS-Bremswirkung an das der Messung zugrunde liegende Fahrzeug und ist keine Modellungenauigkeit.



**Bild 94:** Experimenteller Nachweis der Modellgüte (stehendes Fahrzeug)

**Unterschied zwischen stehendem und abgebremstem Fahrzeug** Die Pedal- und Bremscharakteristik abgebremster Fahrzeuge zeichnet sich durch einen höheren Leer- und Totweg, eine geringere Pedalsteifigkeit und eine höhere Bremswirkung aus. Tabelle 8 fasst die Unterschiede zusammen. Zu beachten ist, dass die Tot- und Leerwegerhöhung variiert und die angegebenen Werte deshalb das Ergebnis arithmetische Mittelung mehrerer Messungen sind. Der Einfluss der Masseträgheit des Messsystems auf die Bremswirkung und die Pedalsteifigkeit wurde mit drei Prozentpunkten abgeschätzt und jeweils herausgerechnet.

**Tabelle 8:** Parameter zur Berechnung der Pedal- und Bremscharakteristik des abgebremsten Fahrzeugs aus den Modellparametern des stehenden Fahrzeugs

Fahrzeug	Modelle „Pedal“ und „Bremse“		
	Leer- und Totweg in mm	Pedalsteifigkeit $dF/ds$ (oberhalb des Totwegs) in %	Bremswirkung $db/dF$ in %
A	+6 mm	-17 %	+17 %
B	+8 mm	-10 %	+10 %
C	keine Auswertung möglich	keine Auswertung möglich	keine Auswertung möglich
D	+/-0 mm	-8 %	+8 %

Mit Berücksichtigung der Leer- und Totwegerhöhung liegen die b-s-Zusammenhänge überwiegend innerhalb der Grenzen von SAILER, sind aber tendenziell flacher als die angegebenen Bereichsgrenzen (Bild 93).

## 7 Subjektiv-Objektiv-Untersuchungen

Das Ziel der Subjektiv-Objektiv-Untersuchungen besteht darin, mittels Probandenfahrversuchen das Fahrer- und Fahrzeugverhalten beim Bremsen zu objektivieren sowie grundlegende Zusammenhänge zwischen den objektiven Merkmalen der Pedal- und Bremscharakteristik und dem erlebten Bremspedalgefühl aufzudecken. Die Umsetzung ist mit zwei Anforderungen verbunden:

- 1.) hohe Quantität: Aufgrund der Komplexität des Themas und der Forderung nach statistisch belastbaren Erkenntnissen müssen zahlreiche Probandenfahrversuche effizient durchführbar sein.
- 2.) hohe Qualität: Die Ergebnisse sollen auf die Fahrzeugführung von Serienfahrzeugen im realen Verkehrsgeschehen übertragbar sein.

### 7.1 Das Forschungsfahrzeug PEGASYS

Diese beiden Anforderungen erfüllt das Forschungsfahrzeug *PEGASYS (Pedal-Gefühl-Analyse-System)*. Dessen besonderes Merkmal ist die Fähigkeit zur modellbasierten Änderung der Pedal- und Bremscharakteristik. Die Änderung wird augenblicklich wirksam und ist auch während der Fahrt gefahrlos möglich.

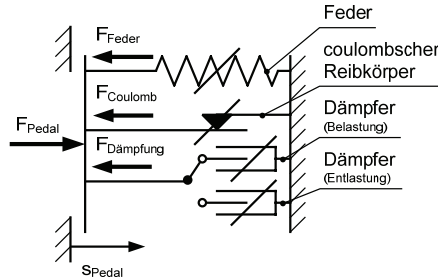


Bild 95: Forschungsfahrzeug PEGASYS

#### 7.1.1 Modellbasierte Pedal- und Bremscharakteristik

Die haptische Simulation der Pedal- und Bremscharakteristik basiert auf einem mathematischen Modell, das den Zusammenhang zwischen der Eingangsgröße Pedalkraft und den Ausgangsgrößen Pedalweg und Bremsdruck statisch und dynamisch beschreibt. Es setzt sich aus den zwei Teilmodellen „Pedal“ und „Brems“ zusammen.

**Teilmodell „Pedal“** Das Teilmodell „Pedal“ ist eine leicht vereinfachte Variante des in Kapitel 6.5 beschriebenen Modells der Pedalcharakteristik (Bild 96). Es besteht aus einer Feder, einem coulombschen Reibkörper und einem richtungsabhängigen Dämpfungselement. Es wird im Weiteren als „3-Elemente-Modell“ bezeichnet. Alle Modellelemente sind wegabhängig nichtlinear parametrierbar. Der Dämpfungskoeffizient der Entlastung ergibt sich aus dem Dämpfungskoeffizienten der Belastung durch die Multiplikation mit einem Faktor.



**Bild 96:** Teilmodell „Pedal“ zur virtuellen Beschreibung der Pedalcharakteristik

Zur Herleitung der mathematischen Berechnungsvorschrift wird vom Kräftegleichgewicht am Angriffspunkt der Pedalkraft ausgegangen:

$$F_{\text{Pedal}} = F_{\text{Feder}} + F_{\text{Coulomb}} + F_{\text{Dämpfung}} \quad (\text{Gl. 8})$$

Daraus entsteht folgende Differenzialgleichung:

$$F_{\text{Pedal}} = F_{\text{Feder}}(s_{\text{Pedal}}) + F_{\text{Coulomb}}(s_{\text{Pedal}}) \cdot \text{sign}(\dot{s}_{\text{Pedal}}) + k \cdot \dot{s}_{\text{Pedal}} \quad (\text{Gl. 9})$$

Der Dämpfungskoeffizient  $k$  ist richtungsabhängig wie folgt definiert:

$$k = \begin{cases} k_{\text{Belastung}} & \text{für } \dot{s}_{\text{Pedal}} \geq 0 \\ k_{\text{Entlastung}} & \text{für } \dot{s}_{\text{Pedal}} < 0 \end{cases} \quad (\text{Gl. 10})$$

Die Parametrierung des Teilmodells „Pedal“ beinhaltet somit drei Kennlinien und einen Kennwert:

$$F_{\text{Feder}} = f(s_{\text{Pedal}}) \quad (\text{Gl. 11})$$

$$F_{\text{Coulomb}} = f(s_{\text{Pedal}}) \quad (\text{Gl. 12})$$

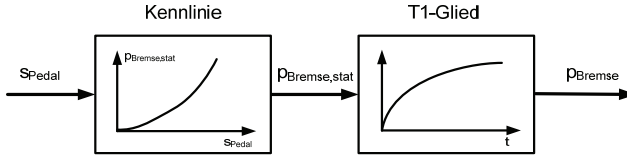
$$k_{\text{Belastung}} = f(s_{\text{Pedal}}) \quad (\text{Gl. 13})$$

$$k_{\text{BE}} = k_{\text{Entlastung}} / k_{\text{Belastung}} \quad (\text{Gl. 14})$$

Für die Steifigkeit der Feder gilt:

$$c_{\text{Feder}} = dF_{\text{Feder}} / ds_{\text{Pedal}} \quad (\text{Gl. 15})$$

**Teilmodell „Bremse“** Das Teilmodell „Bremse“ setzt sich zusammen aus einem trägheitsfreien Übertragungsglied, das den statischen Zusammenhang zwischen Pedalweg und Bremsdruck hysteresefrei beschreibt, und einem trägheitsbehafteten Übertragungsglied (T1-Glied) zur Berücksichtigung dynamischer Laufzeitunterschiede zwischen Pedalweg und Bremsdruck (Bild 97).



**Bild 97:** Teilmodell „Bremse“ zur virtuellen Beschreibung der Bremscharakteristik

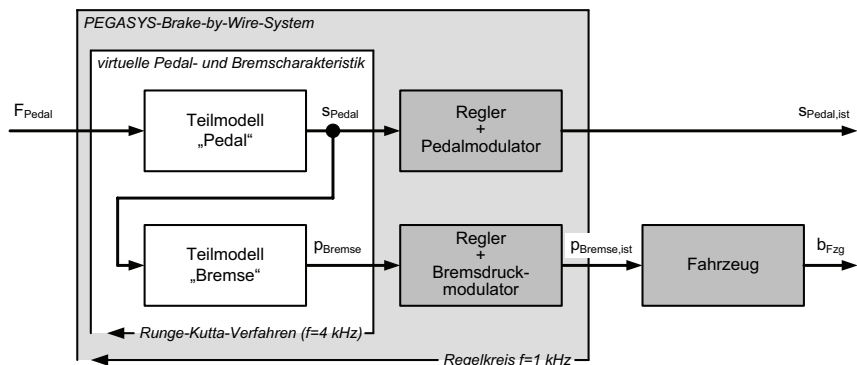
Mathematisch beschrieben wird es durch folgende Gleichungen:

$$p_{\text{Bremse,stat}} = f(s_{\text{Pedal}}) \quad (\text{Gl. 16})$$

$$p_{\text{Bremse}} = p_{\text{Bremse,stat}} + \frac{1}{T} \dot{p}_{\text{Bremse,stat}} \quad (\text{Gl. 17})$$

Die Parametrierung des Teilmodells „Bremse“ beinhaltet somit eine Kennlinie und einen Kennwert. Zur korrekten Wiedergabe des b-F-Zusammenhangs ist die statische p-s-Kennlinie entsprechend zu skalieren. Die Kennlinien beider Teilmodelle sind fünf- oder siebenstufige Polygonzüge, die mittels Bezier-Algorithmus geglättet werden (/9/, Anlage 13). Dem Modell der Pedal- und Bremscharakteristik, das von einem Echtzeit-Computer numerisch berechnet wird, werden sie als Look-up-Table mit einer Schrittweite von  $\Delta s=0.1$  mm übergeben (vgl. 7.1.2). Alternativ kann die Parametrierung des p-s-Zusammenhangs auch über den p-F-Zusammenhang erfolgen. Der p-s-Zusammenhang wird in diesem Fall von der Parametriersoftware automatisch aus dem F-s-Zusammenhang der Feder des Teilmodells „Pedal“ ermittelt.

**Funktionsstruktur** Bild 98 zeigt die Funktionsstruktur des Forschungsfahrzeugs PEGASYS. Die steuernde Eingangsgröße ist die Pedalkraft, die abhängigen Ausgangsgrößen und zugleich die Sollwerte für den wegreflektierenden Pedal- und den Bremsdruckmodulator sind der Pedalweg und der Bremsdruck.

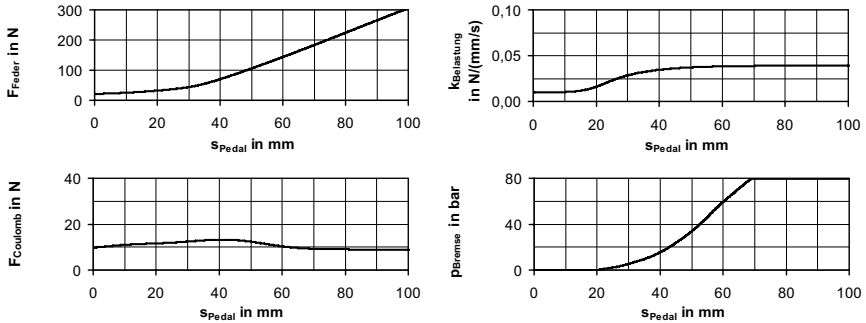


**Bild 98:** Funktionsschema der Haptiksimulation von PEGASYS

Das DGL-System des Modells wird in Echtzeit numerisch mit einer Schrittweite von  $\Delta t=0.25$  ms gelöst. Die Zykluszeit des Reglers beträgt  $\Delta t=1$  ms (/59/). Mit diesen



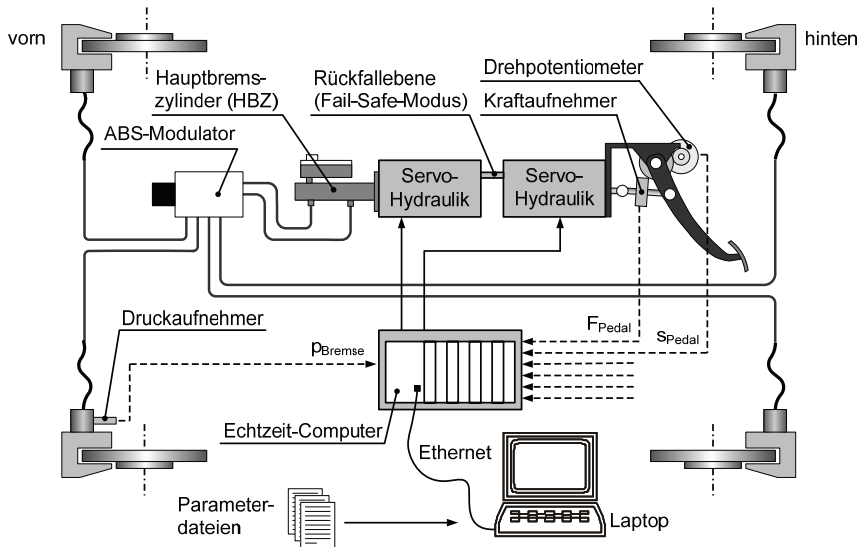
Werten gelingt es, bei stabilem numerischen Lösungsalgorithmus und Regler eine Pedalhaptik mit geringer systemimmanenter Grunddämpfung authentisch darzustellen. Größere Werte verursachen stets eine Zunahme der spürbaren Dämpfung. Beispielhaft sind die Look-up-Tables für die Pedal- und Bremscharakteristik eines modernen Mittelklasse-Pkw in Bild 99 dargestellt.



**Bild 99:** Look-up-Tables der virtuellen Pedal- und Bremscharakteristik eines Mittelklasse-Pkw

### 7.1.2 Technische Umsetzung

Zur voneinander unabhängigen Modulation des Bremsdrucks und des Pedalwegs wurde der BKV entfernt und der HBZ sowie das Pedalwerk mit je einem servohydraulischen Modulator verbunden (Bild 100, Anlage 14).



**Bild 100:** Struktur des PEGASYS-Brake-by-Wire-Systems

Das Ergebnis ist eine Fremdkraftbremsanlage mit aktivem Pedal. Aus Sicherheitsgründen verfügt das System über einen hydraulischen Fail-Safe-Modus (=Muskelkraftbetrieb). Aktiviert wird er durch einen Taster in der Mittelkonsole.

### 7.1.3 Zusatzfunktionen

Das Forschungsfahrzeug PEGASYS besitzt zwei Zusatzfunktionen. Zum einen kann dem Fahrer über das Bremspedal zusätzliches haptisches Feedback vermittelt werden (Modus „Haptisches Feedback“), zum anderen können die Parameter der Pedal- und Bremscharakteristik an eine Führungsgröße gekoppelt und adaptiv verändert werden (Modus „Adaptivität“).

Im Modus „Haptisches Feedback“ wird entweder dem Pedalsollwert ein zeitlich-periodischer Signalverlauf oder der Pedalcharakteristik eine Korrekturfunktion überlagert. Die Überlagerung beginnt mit dem Überschreiten und endet mit dem Unterschreiten eines virtuellen Bremsdruckschwellwertes. Während dieser Phase bleibt der tatsächliche Bremsdruck begrenzt, so dass sich der Fahrzeugaufbau verhält, als wäre der maximale Kraftschluss zwischen Reifen und Fahrbahn erreicht. Die Simulation adaptiver Pedal- und Bremscharakteristiken erfolgt in Abhängigkeit von der Fahrzeug- oder der Pedalantrittsgeschwindigkeit. Maßgebend ist hierbei die Momentangeschwindigkeit im Augenblick des Pedalantritts. Die Modellparameter und Lookup-Tables der virtuellen Pedal- und Bremscharakteristik sind in diesem Modus nicht konstant, sondern das Ergebnis der linearen Interpolation zwischen zwei Parameterdateien. Die Wichtung hängt vom Momentanwert der führenden Größe ab (Anlage 15).

### 7.1.4 Pedalhaptikmodulator

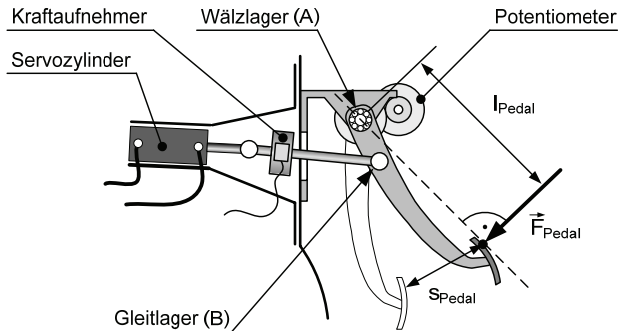
Der Pedalhaptiksimitator ist ein wegreflektierender, servohydraulischer Aktuator, der vollaktiv, d. h. ohne unterstützende passive mechanische Elemente, das Modell der Pedalcharakteristik mechanisch umsetzt. Aufgrund der niedrigen Wahrnehmungsschwellen des Menschen erfordern authentische Simulationen eine sehr hohe Regelgüte. Diese Forderung gilt insbesondere für dynamische Regelabweichungen, die auf ein Minimum reduziert werden müssen. Auf wesentliche konzeptionelle und konstruktive Einzelheiten der teilweise aufwendigen technischen Umsetzung wird im Folgenden detailliert eingegangen.

#### 7.1.4.1 Pedalkraft- und Pedalwegmessung

Bei geringem momentanem  $dF/ds$ -Gradient besteht zwischen der Eingangsgröße Kraft und der Ausgangsgröße Weg eine sehr hohe Verstärkung. In diesem Fall haben bereits geringe Fehler der Pedalkraftmessung intensive Reaktionen des Reglers zur Folge, die sich in haptischen Störungen äußern können. Eine hohe Qualität der haptischen Simulation setzt daher insbesondere eine hohe Qualität des Kraftsignals voraus.

**Pedalkraftmessung** Zur Messung der Pedalkraft wird ein querkraftkompensierter Präzisionskraftaufnehmer verwendet. Da das Pedal haptisch und optisch nicht verändert werden durfte, ist er in die Koppel zwischen Pedal und Servozylinder integriert (Bild 101). Dieses Messprinzip entspricht der Variante 1 der in Anlage 4 dargestellten Prinzipien. Damit aus der gemessenen Koppelkraft die Pedalkraft in der erforderli-

chen Qualität ermittelt werden kann, mussten Signalstörungen unterschiedlicher Herkunft auf ein sehr geringes Niveau minimiert werden.



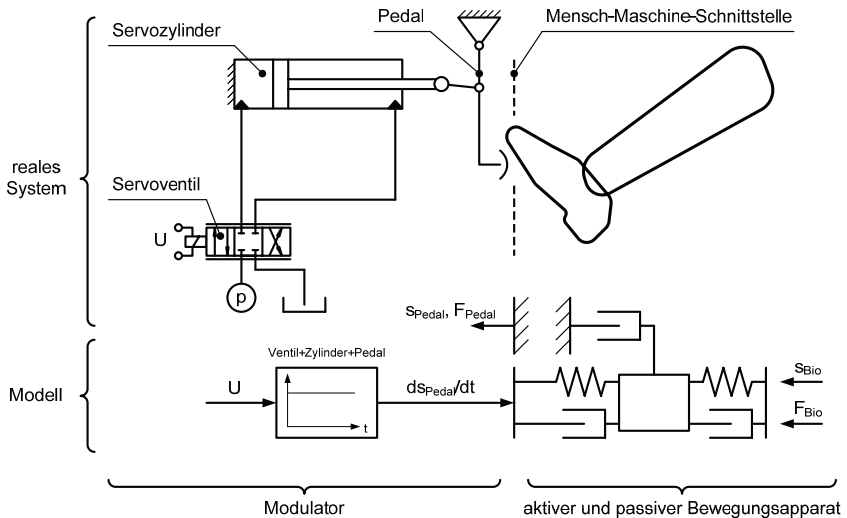
**Bild 101:** Vollaktives Pedalwerk zur Haptiksimitation

Zu den wesentlichen Störquellen zählen die Reibung des Lagers A, die dynamische Trägheitskraft des Pedals sowie elektrische Störungen durch leitungs- und luftgebundene elektromagnetische Einstreuungen. Die Minimierung der Reibung des ursprünglich als Gleitlager ausgeführten Lagers A gelang durch die Ausführung als Kugellager. Am Gleitlager verursacht die Unstetigkeit des Reibkraftverlaufs stationäre Schwingungen oder ruckartige Irritationen des Regelkreises. Die Trägheitskraft des Pedals erwies sich zunächst als problematisch, weil sie als Rückkopplung das Messsignal überlagert und den Regler destabilisiert. Zwar kann mittels Signalfilterung der Regler stabilisiert werden, jedoch erhöht diese Maßnahme die Untergrenze der simulierbaren Dämpfung und stellt deshalb keine geeignete Lösung dar. Bereits ein Tiefpassfilter 1. Ordnung (digitaler Tiefpass,  $f=1$  kHz) mit einer Zeitkonstante von nur  $T=5$  ms verschlechtert die haptische Transparenz spürbar. Als wirkungsvolles Verfahren zur Isolation des statischen Messsignalanteils erwiesen sich die Messung der Pedalbeschleunigung und die rechnerische Kompensation des dynamischen Anteils. Darauf konnte jedoch später verzichtet werden, nachdem sich die Beschleunigungsmaxima des Zylinderkolbens infolge einer hydraulischen Strukturänderung deutlich verringerten (s. Kapitel 7.1.4.2). Nicht nur niederfrequente, sondern auch hochfrequente elektromagnetische Einstreuungen erwiesen sich als Störquelle, weil die Dynamik des hydraulischen Pedalmodulators ausreichend hoch ist, um auch sehr dynamischen Sollwertvorgaben zu folgen. Das Resultat sind elektrische Signalstörungen, die dem Fahrer als fühl- und hörbares „mechanisches Schaben“ und bei stochastischen Störungen als Stoß vermittelt werden. Dieses Problem wurde durch den Einsatz eines Trägerfrequenzverstärkers, durch die vollständige Entkopplung des Bordnetzes und von Leistungsverbrauchern vom Spannungspotenzial der Messelektronik sowie durch die Abschirmung wesentlicher Störquellen und -senken gelöst.

**Pedalwegmessung** Der Pedalweg wird mit einem Drehpotentiometer gemessen. Zu achten ist hierbei insbesondere auf die völlige Spielfreiheit der gesamten Messstreckenkinematik. Hinsichtlich elektromagnetischer Störempfindlichkeit wurden bis auf den Trägerfrequenzverstärker dieselben Maßnahmen umgesetzt wie für die Kraftmessung. Ein Gleichspannungsverstärker erwies sich als ausreichend.

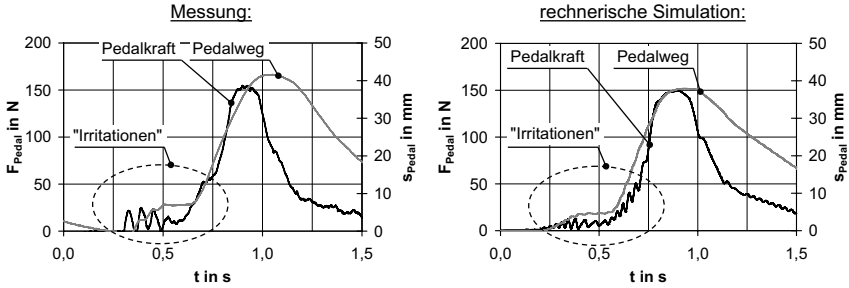
### 7.1.4.2 Hydraulische Aktuierung

Infolge der passiven und aktiven Trägheit des menschlichen Bewegungsapparats ist eine dynamische Stellbewegung des Modulators mit einer Änderung der Kontaktkraft zwischen Pedal und Fuß verbunden (=Fußkraft). Deshalb ist die Wechselwirkung zwischen aktivem Pedalmodulator und Fahrer auch bei exakter Messung der Pedalkraft nicht rückwirkungsfrei. Das Resultat der Rückwirkungen können spürbare haptische Störungen sein. Ein einfaches Modell der Schnittstellenumgebung zur Beschreibung dieser Wechselwirkung zeigt Bild 102.



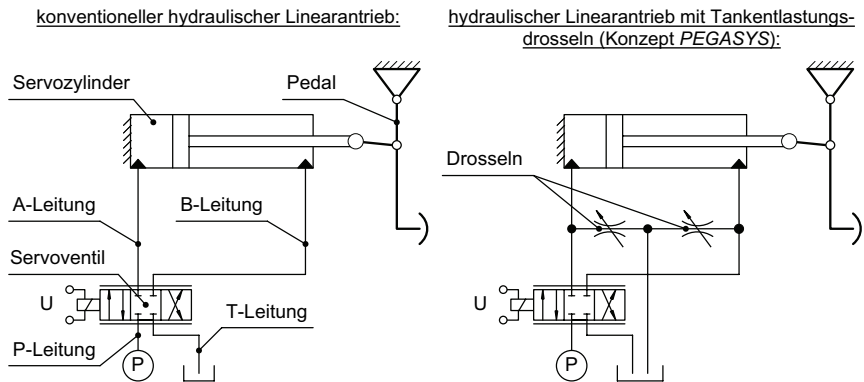
**Bild 102:** Modellierung der Interaktion zwischen wegreflektierendem hydraulischem Pedalhaptiksimulator und Fahrerfuß

Untersuchungen an einem stationären Laboraufbau des Pedalhaptikmodulators zeigten, dass haptische Störungen erst oberhalb einer virtuellen Pedalsteifigkeit von  $c_{Feder}=2.0 \text{ N/mm}$  oder bei hoher künstlicher Dämpfung nicht mehr auftreten. Beide Maßnahmen führen aber zu unzulässigen Einschränkungen des geforderten Parameterbereichs oder der Authentizität. Bemerkenswert ist, dass diese Rückwirkungen mit dem vergleichsweise einfachen biomechanischen Modell von Bild 102 durch Simulationsrechnungen qualitativ reproduziert werden können (Bild 103, Anlage 16, Anlage 17).



**Bild 103:** Messung und Simulationsrechnung der Interaktion zwischen wegreflektierendem Pedalhaptikmodulator und Fahrerfuß (konventioneller hydraulischer Linearantrieb)

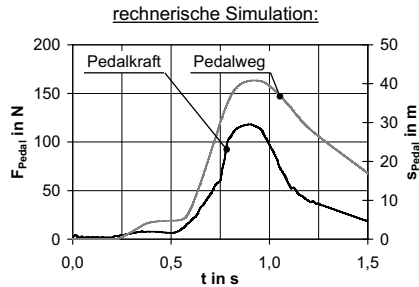
Die unabhängige Eingangsgröße des Simulationsmodells ist der Weg  $s_{Bio}$  (s. Bild 102). Ihr zeitlicher Verlauf entspricht dem gemessenen Pedalweg  $s_{Pedal}$ , aus dem die Irritationen durch Nachbearbeitung entfernt wurden. Die numerische Simulation reproduziert die Beobachtung, dass mit fallender Steifigkeit der virtuellen Pedalcharakteristik und steigender Steifigkeit des Teilmodells „Bein“ die Irritationen zunehmen. In der Literatur zur aktiven Haptiksimulation wird vorgeschlagen, diese Rückwirkungen auf der Basis eines Biomechanikmodells rechnerisch zu kompensieren (vgl. /33/). Da die Tragfähigkeit dieses Vorschlags nicht nachgewiesen wurde, die präzise Modellierung und Simulation des realen Teilsystems „Bein“ komplex erscheint und die Modellparameter individuell variieren, ist dieses Konzept nicht verfolgt worden. Als tragfähige Lösung erwies sich eine hydraulische Strukturänderung. Durch je eine zusätzliche Tankentlastungs-drossel in der A- und B-Leitung zwischen Servoventil und Servozylinder konnten die Irritationen im spezifizierten Parameterbereich vollständig eliminiert werden. Bild 104 zeigt das ursprüngliche Konzept (linkes Schema) und das modifizierte Konzept *PEGASYS* (rechtes Schema).



**Bild 104:** Konzepte für die hydraulische wegreflektierende Pedalhaptiksimulation

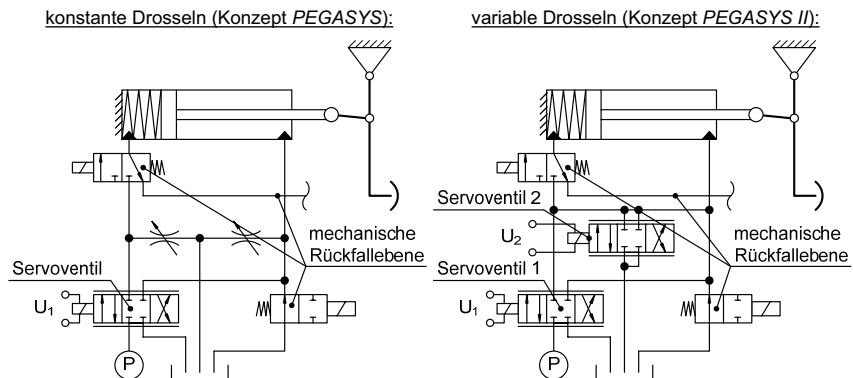
Der Funktionsnachweis wurde zunächst durch rechnerische Simulation und anschließend am Laboraufbau erbracht (Bild 105, Anlage 16, Anlage 17). Niedrige

Untergrenzen der simulierbaren Pedalsteifigkeit und Dämpfung werden mit geringen Drossel-Druckwiderständen und einer geringen Pedalmasse erreicht. Des Weiteren verringerten sich die Beschleunigungsspitzen des Zylinderkolbens mit diesem Konzept so weit, dass die Trägheitskraftkompensation ersatzlos entfallen könnte. Diesen Vorteilen stehen jedoch die Nachteile einer höheren hydraulischen Leistungsaufnahme, einer geringeren beherrschbaren Pedalkraft und einer stark nichtlinearen hydraulischen Strecke gegenüber. Letzteres hat einen komplexeren Regler und eine aufwändigere Parametrierung zur Folge.



**Bild 105:** Messung und Simulationsrechnung der Interaktion zwischen wegreflektierendem Pedalhaptikmodulator und Fahrerfuß (Konzept *PEGASYS*)

Die Dimensionierung der Drosseln ist ein Kompromiss zwischen hoher Simulationsgüte geringer  $dF/ds$ -Gradienten und geringer Leistungsaufnahme bei hoher Pedalkraft. Dieser Kompromiss entfällt, wenn die Drosseln steuerbar sind und arbeitspunktabhängig angepasst werden können. Das dementsprechende Hydraulikkonzept *PEGASYS II* zeigt das rechte Schema von Bild 106.



**Bild 106:** Wegreflektierende Pedalhaptikmodulatoren (Konzept *PEGASYS* und *PEGASYS II*)

Der Funktionsnachweis des Konzepts *PEGASYS II* wurde durch die Anwendung in einem weiteren Forschungsfahrzeug erbracht.

### 7.1.4.3 Regler

Wesentliche Voraussetzungen für eine authentische Haptiksimulation sind, dass keine hoch- und niederfrequenten Schwingungen auftreten und bei dynamischer Folgeregelung kein Über- oder Unterschwingen auftritt. Daraus ergeben sich zentrale Ziele des Reglerentwurfs. Unter mehreren unterschiedlich komplexen Reglern lieferte ein nichtlinearer P-Regler die besten Ergebnisse (Bild 107).

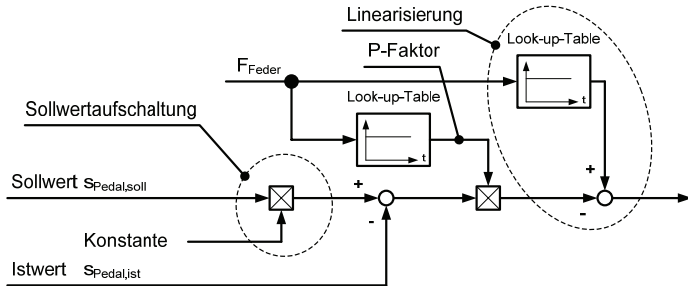


Bild 107: Regler des Pedalmodulators

Eine hohe statische und dynamische Regelgüte wird u. a. mit Linearisierung, arbeitspunktabhängigen Reglerparametern und Sollwertaufschaltung erreicht. Die optimalen Parameter und die Kennlinien (Look-up-Table) wurden experimentell ermittelt.

### 7.1.5 Bremsdruckmodulator

Geregelt wird der RZ-Druck einer Vorderradbremse durch die servohydraulische Betätigung des HBZ-Kolbens (Bild 108).

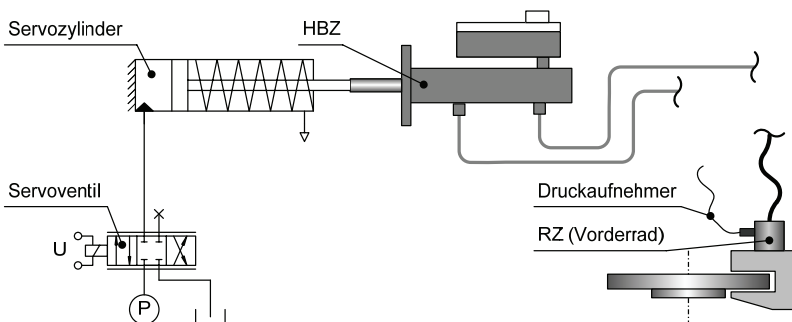
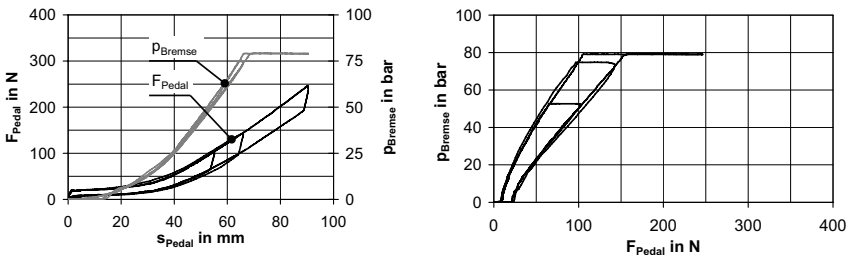


Bild 108: Bremsdruckmodulator

Der Regler setzt sich aus mehreren nichtlinearen Gliedern zusammen, ist aber in seiner Grundstruktur ebenfalls ein P-Regler. Die Regeldynamik kann mit komplexeren Strukturen und/oder einer unterlagerten Wegregelung erhöht werden, jedoch erwies sich die erreichte Qualität für den vorliegenden Anwendungsfall als ausreichend.

### 7.1.6 Funktionsnachweis

Versuchs- und Normalfahrer bewerten die Simulation der Pedal- und Bremscharakteristik realer Pkw durch PEGASYS als absolut authentisch. Bild 109 zeigt beispielhaft die gemessenen F-s-, p-s- und p-F-Zusammenhänge einer Pedalbetätigung mit der virtuellen Pedal- und Bremscharakteristik eines Mittelklasse-Pkw. Darüber hinausgehende Messungen an den Grenzen des Parameterbereichs und der Nachweis der Regelgüte können dem Anhang entnommen werden (Anlage 18, Anlage 19). Die leichte Abflachung in den Umkehrlagen ist eine systemimmanente, reproduzierbare Eigenschaft. Sie entspricht dem 3-Elemente-Modell zwar nicht exakt, ist jedoch sehr realitätsnah.



**Bild 109:** PEGASYS-Simulation der Pedal- und Bremscharakteristik eines Mittelklasse-Pkw

Der haptisch von PEGASYS authentisch darstellbare Parameterbereich der virtuellen Pedal- und Bremscharakteristik ist in Tabelle 9 zusammengestellt.

**Tabelle 9:** Parameterbereich der virtuellen Pedal- und Bremscharakteristik

Modulator	Parameter	Wertebereich
Pedalmodulator	Steifigkeit	$c_{Feder} > 0.20 \text{ N/mm}$
	Dämpfung	$k_{Belastung}$ und $k_{EA}$ : beliebig Grunddämpfung: $k_0 = 0.015 \text{ N/mm}$
	Reibung	$F_{Coulomb}$ : beliebig Grundhysterese: $F_{Coulomb,0} = \pm 2.5 \text{ N}$
	Pedalkraft	$F_{Pedal} \leq 500 \text{ N}$
Bremsdruckmodulator	Bremsdruck	$p_{Bremse} \leq 80 \text{ bar}$

Obwohl die aktive Pedalhaptiksimulation auf Lageregelung basiert, wird es als unzweckmäßig angesehen, die Güte der Simulation ausschließlich anhand der Pedalposition bzw. des Pedalwegs zu bewerten. Aussagekräftiger erscheint es, den Soll-Ist-Vergleich arbeitspunktabhängig auf der Grundlage des F-s-Zusammenhangs vorzunehmen, indem entweder die Größe Pedalweg oder die Größe Pedalkraft bewertet wird. Wenn der Fahrer bei geringer Pedalsteifigkeit „über den Weg moduliert“ und die Pedalkraft als Rückkopplung empfindet, erscheint die Differenz zwischen der Ist-Kraft und der zur Ist-Position gehörenden Soll-Kraft als die aussagekräftigere Größe. Bei hoher Pedalsteifigkeit ist umgekehrt zu verfahren. In Tabelle 10 sind die Regelabweichungen der Größen Pedalkraft, Pedalweg und Bremsdruck für unterschiedliche Parametrierungen und Betätigungsgeschwindigkeiten zusammengefasst. Gekennzeichnet sind die zur Bewertung der Regelgüte empfohlenen Werte.



Tabelle 10: Regelgüte des PEGASYS-Pedal- und Bremsdruckmodulators

Größe	Regelabweichung		
	„hartes“ Pedal $C_{Feder}=20.0 \text{ N/mm}$ $dp/ds=4.0 \text{ bar/mm}$	„weiches“ Pedal $C_{Feder}=0.5 \text{ N/mm}$ $dp/ds=0.5 \text{ bar/mm}$	
	$dF_{Pedal}/dt=350 \text{ N/s}$	$v_{Pedal}=200 \text{ mm/s}$	$v_{Pedal}=700 \text{ mm/s}$
Pedalweg $s_{Pedal}$	0.3 %*	(7.0 %)	(12.0-18.0 %)
Pedalkraft $F_{Pedal}$	(2.0 %)	0.4-0.6 %*	2.0 %*
Bremsdruck $p_{Brems}$	5.0 %*	2.0 %*	5.0 %*

\* - zur Bewertung der Regelgüte von PEGASYS empfohlener Kennwert

Im Fail-Safe-Modus erreicht das Fahrzeug bei einer Pedalkraft von  $F_{Pedal}=500 \text{ N}$  eine Fahrzeugverzögerung von  $b_{Fzg}=0.42 \text{ g}$  ( $4.12 \text{ m/s}^2$ ) und damit den gesetzlich vorgeschriebenen Mindestwert von  $b_{Fzg}=0.30 \text{ g}$  ( $2.94 \text{ m/s}^2$ ). Die mechanische Belastbarkeit des Pedalwerks inkl. des Kraftaufnehmers liegt bei mindestens  $F_{Pedal}=2000 \text{ N}$  und entspricht damit Richtlinien von Fahrzeugherstellern.

## 7.2 Probandenfahrversuche

### 7.2.1 Inhalt

Die im Folgenden beschriebenen Probandenfahrversuche umfassen folgende Schwerpunkte:

- Einfluss sekundärer Fahrzeugmerkmale auf die subjektive Bewertung
- Einfluss objektiver Einzelparameter der Pedal- und Bremscharakteristik auf die subjektive Bewertung (Pedalgefühl)
- Ermittlung der Intensität, der Dynamik und der Dauer durchschnittlicher Pedalbetätigungen und Abbremsungen im Stadtverkehr
- Charakterisierung des zeitlichen Verlaufs von Pedalbetätigungen
- Vergleich von Versuchsergebnissen unter künstlichen und realen Verkehrsbedingungen
- subjektive Wirkung von Pedalreibung und -dämpfung
- Potenzial adaptiver Pedal- und Bremscharakteristiken zur Steigerung des Komfort- und Sicherheitsempfindens
- Grundsatzuntersuchungen zum Wertungsverhalten
- Vergleich objektiver Bewertungsverfahren des Bremspedalgefühls mit eigenen Erprobungsergebnissen
- Grundsatzuntersuchungen zur haptischen Informationsvermittlung durch das Bremspedal

### 7.2.2 Ablauf

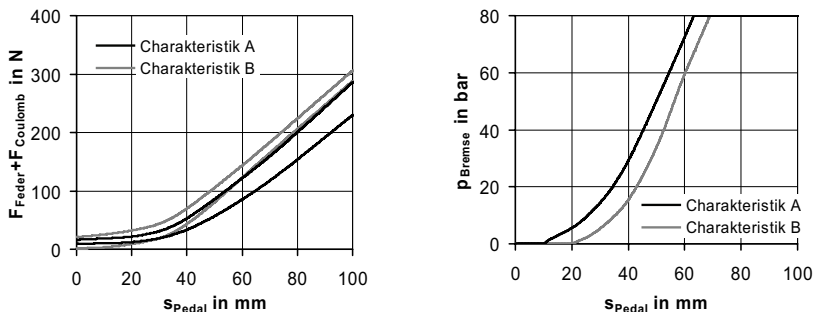
Die Fahrversuche wurden in den Jahren 2002 bis 2004 durchgeführt und fanden ausschließlich mit dem Forschungsfahrzeug PEGASYS statt. Bei allen Versuchen standen jedem Probanden 60 Minuten zur Verfügung. Gefahren wurde in Begleitung eines Beifahrers, der das Brake-by-Wire-System bediente und ggf. die Befragung des Probanden bereits während der Fahrt vornahm. Angestrebt wurde eine Teilnehmerzahl von jeweils mindestens 20 Probanden in einer gemischten Altersstruktur.

Die erste Versuchsreihe fand auf nichtöffentlichem Gelände statt, alle weiteren im öffentlichen Straßenverkehr (Anlage 21, Anlage 20). Die abgesperrte Strecke war ein ca. 2 km langer Abschnitt des nicht genutzten Teils eines Flugplatzes, der so beschildert wurde, dass die Fahrerhandlung mehrere Fahrspurwechsel, Anpassungsbremungen, Stoppbremsungen und Parkiersituationen umfasste. Die Streckenführung im öffentlichen Straßenverkehr wurde je nach Anforderungen unterschiedlich zusammengestellt. Sie beinhaltete Parkflächen, verkehrsberuhigte Zonen, ebene Strecken und Gefälle sowie Stadt-, Überland- und Autobahnverkehr. Fahrversuche zur ABS-Rückwirkung bei Gefahrbremungen wurden auf nichtöffentliches Gelände verlegt.

Die Probanden erhielten einige Tage vor der Versuchsdurchführung schriftliche Vorinformationen, einen Zeit- und Ablaufplan sowie den Fragebogen zur Voransicht. In jedem Fall wurden die Kriterien „Komfort“ und „Sicherheit“ bewertet, im Einzelfall wurden Fragenkomplexe ergänzt (Anlage 22, Anlage 23). Die Bewertung erfolgte entweder absolut oder im relativen Vergleich zwischen zwei Charakteristiken anhand siebenstufiger Skalen.

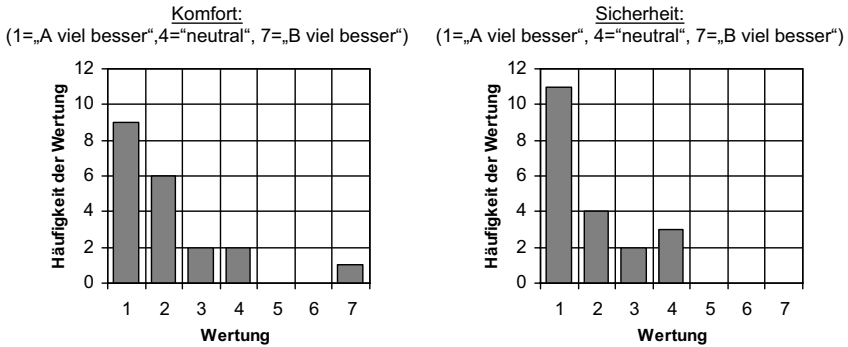
### 7.2.3 Einfluss des Systemträgers auf das Subjektivurteil

Wird das Bremspedalgefühl eines Fahrzeugs (=“Systemträger“) beurteilt, besteht die Gefahr, dass das Ergebnis von Wahrnehmungen überlagert wird, die nicht auf Merkmale der Pedal- und Bremscharakteristik, sondern auf sekundäre Fahrzeugeigenschaften zurückzuführen sind. Um die Bedeutung dieser Unsicherheit einzuordnen, wurden mit dem Forschungsfahrzeug PEGASYS die zwei objektiv und subjektiv unterschiedlichen Pedal- und Bremscharakteristiken A und B in demselben Fahrzeug unter vergleichbaren Verkehrsbedingungen bewertet (Bild 110).



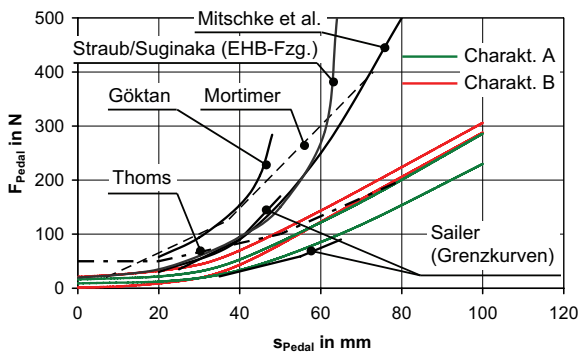
**Bild 110:** Parametrierung der Pedal- und Bremscharakteristiken A und B

Die objektiven Unterschiede wurden mit eigenen Messungen ermittelt. Erkenntnisse über die subjektiven Unterschiede basieren auf Informationen von Fachleuten aus industriellem Umfeld. Nach ihren Aussagen gilt Charakteristik A branchenweit als erstklassige Referenz, Charakteristik B ist dagegen als Durchschnitt anzusehen. Die Bewertung im Probandenfahrversuch erfolgte während einer Fahrt durch das Stadtgebiet von Ilmenau im relativen Vergleich zueinander (Anlage 20: „Stadtverkehr 2“, Anlage 23: Fragebogen 1). Das Bewertungsergebnis zeigt Bild 111.



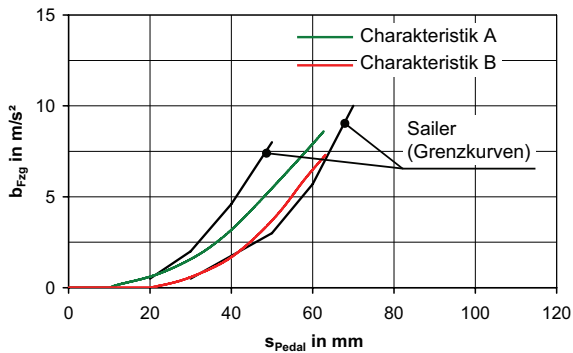
**Bild 111:** Subjektive Bewertung der Charakteristiken A und B

Die sehr gute Bewertung der Charakteristik A und die durchschnittliche Bewertung der Charakteristik B werden für beide Kriterien bestätigt. Dieses Ergebnis schließt nicht aus, dass auch Sekundärmerkmale die Bewertung von Pedal- und Bremscharakteristiken beeinflussen können. Nachgewiesen ist aber, dass in der gezielten Optimierung der Pedal- und Bremscharakteristik großes Potenzial zur Verbesserung des Pedalgefühls liegt. In Bild 112 wurden die Charakteristiken A und B Empfehlungen aus der Literatur gegenübergestellt. Mit Ausnahme des durch Grenzkurven aufgespannten Wertebereichs von SAILER (/44/) sind alle empfohlenen Pedalcharakteristiken steiler oder besitzen im unteren Kraftbereich eine deutlich höhere Rückstellkraft als die sehr gut bewertete Charakteristik A. Die Grenzkurven von SAILER bieten jedoch ebenfalls keine Orientierung, da auch die durchschnittliche Charakteristik B innerhalb des empfohlenen Bereichs liegt.



**Bild 112:** Charakteristiken A und B im Vergleich mit veröffentlichten Empfehlungen

Empfehlungen zur Bremscharakteristik gibt nur SAILER (Bild 113). Da die Charakteristiken A und B hier ebenfalls zwischen den Grenzkurven liegen, gilt dieselbe Einschätzung wie für die Pedalcharakteristik.



**Bild 113:** Charakteristiken A und B im Vergleich mit veröffentlichten Empfehlungen

### 7.2.4 Einzelparameterversuche

Die Charakteristiken A und B unterscheiden sich in mehreren objektiven Merkmalen. Um deren Einfluss auf das subjektive Urteil zu isolieren, wurden Einzelparametervariationen durchgeführt. Die entsprechenden Charakteristiken Ax entstanden durch die Übernahme jeweils eines Merkmals der Charakteristik B und wurden im Stadtverkehr relativ zur Charakteristik A bewertet (Anlage 20: „Stadtverkehr 2“). Da die F-s-, p-F- und p-s-Zusammenhänge miteinander verkoppelt sind, verändert die Variation eines Parameters stets zwei Zusammenhänge. Anhand von Plausibilitätsüberlegungen wurde hier und im Weiteren entschieden, welcher Zusammenhang konstant bleibt. Tabelle 11 fasst die Versuchsergebnisse zusammen.

**Tabelle 11:** Einzelparameterversuche

Parameter		unveränderter Zusammenhang	Veränderung A → Ax		
			objektiv	subjektiv „Komfort“	subjektiv „Sicherheit“
A1	Bremswirkung (dp/dF)	F(s)	100 → 80 %	---	---
A2	Pedalrückstellkraft	p(s)	16 → 21 N	---	-
A3	F-s-Hysterese bei geringer Kraft	p(s)	7 → 18 N	-	-
A4	dp/ds-Gradient im unteren Druckbereich	p(F)	0.5 → 1.3 bar/mm	---	o
A5	Leer- und Totweg	p(F)	11 → 21 mm	---	---
A6	dF/ds-Gradient bei geringer Kraft	p(F)	0.2 → 0.5 N/mm	-	o

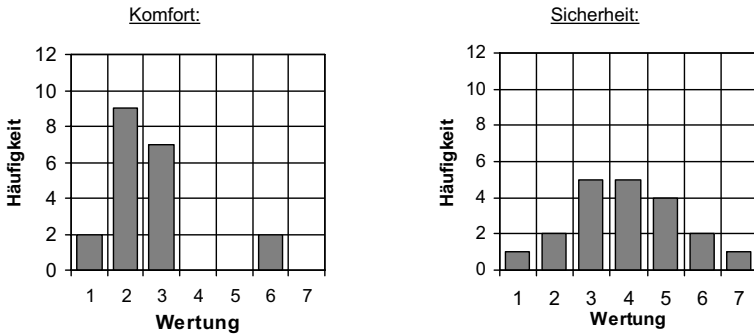
**Legende:** +++ starke Verbesserung    o neutral    --- starke Verschlechterung  
 ++ Verbesserung    -- Verschlechterung  
 + geringe Verbesserung    - geringe Verschlechterung

Signifikant hinsichtlich Komfortempfinden sind die Parameter „Bremswirkung“ (A1), „Pedalrückstellkraft“ (A2), „dp/ds-Gradient im unteren Druckbereich“ (A4) und „Leer- und Totweg“ (A5), hinsichtlich Sicherheitsempfinden sind es die Parameter „Brems-

wirkung“ (A1) und „Leer- und Totweg“ (A5). Die Parametervariationen „F-s-Hysterese bei geringer Kraft“ und „ $dF/ds$ -Gradient bei geringer Kraft“ sind von geringem Einfluss. Beispielhaft zeigt Bild 114 die Bewertung des Parameters „ $dp/ds$ -Gradient im unteren Druckbereich“ (A4) und Bild 115 die Bewertung des Parameters „Leer- und Totweg“ (A5). Die entsprechenden Parametrierungen sind im Anhang zu finden (Anlage 23). Der im unteren Druckbereich flache Verlauf des p-s-Zusammenhangs wird demnach nicht sicherer, aber deutlich komfortabler empfunden als der steile. Der verkürzte Leer- und Totweg verbessert dagegen sowohl das Komfort- als auch das Sicherheitsempfinden.

Parameter „ $dp/ds$ -Gradient bei geringer Kraft“ (A:  $dp/ds=0.5$  bar/mm, A4:  $dp/ds=1.3$  bar/mm):

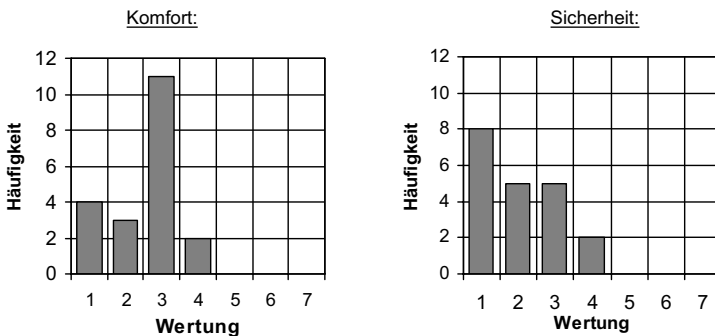
(1=„A viel besser“, 4=„neutral“, 7=„A4 viel besser“)



**Bild 114:** Bewertung des Parameters „ $dp/ds$ -Gradient im unteren Druckbereich“ (Charakteristik A4)

Parameter „Leer- und Totweg“ (A:  $s=11$  mm, A5:  $s=21$  mm)

(1=„A viel besser“, 4=„neutral“, 7=„A5 viel besser“)



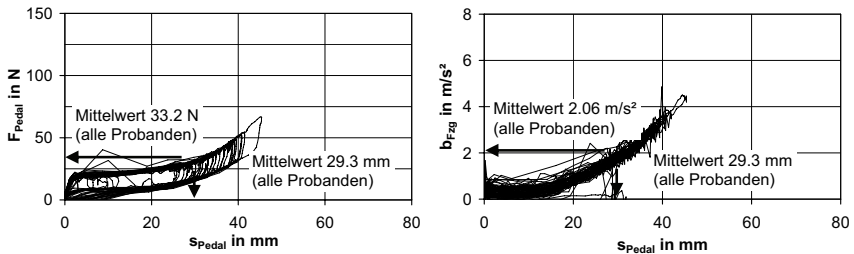
**Bild 115:** Bewertung des Parameters „Leer- und Totweg“ (Charakteristik A5)

Zusammenfassend ist festzustellen, dass Normalfahrer zwischen Komfort- und Sicherheitsempfinden differenzieren und Parametervariationen unterschiedlich intensiv

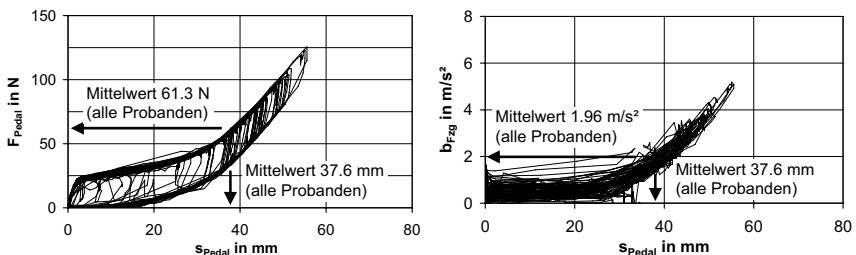
empfinden. Es gibt signifikante Parameter, die die subjektiven Bewertungsunterschiede der Charakteristiken A und B begründen.

## 7.2.5 Charakterisierung von Komfortbremsungen

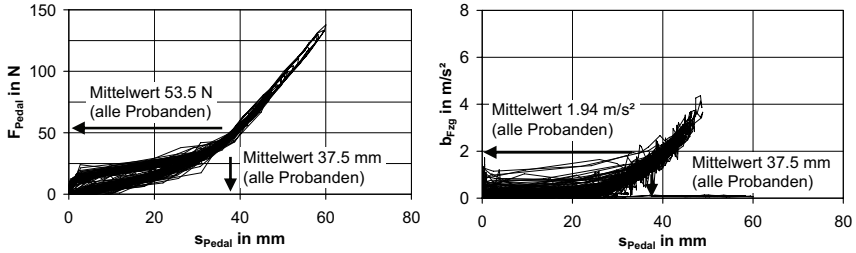
Die Auseinandersetzung mit Komfortbremsungen setzt deren objektive Charakterisierung voraus. Entsprechende Kennwerte bilden die erforderliche Grundlage zur Festlegung der Parameterbereiche von Identifikationsmessungen und Simulationsrechnungen. Da belastbare Daten nicht recherchiert werden konnten, wurden eigene Messungen zum durchschnittlichen Betätigungsverhalten im Stadtverkehr durchgeführt. Im Probandenfahrversuch wurde mit PEGASYS eine ca. 6 km lange Strecke des Stadtgebiets von Ilmenau (Anlage 20: „Stadtverkehr 1“) befahren und anschließend parkiert. Die Messdaten wurden automatisiert ausgewertet und zu Kennwerten verdichtet. Zur Untersuchung von Abhängigkeiten zwischen diesen Kennwerten und der Pedal- und Bremscharakteristik fanden die Versuche mit drei unterschiedlichen Charakteristiken statt. Verwendet wurden die in Kapitel 7.2.3 beschriebenen Charakteristiken A und B sowie eine Charakteristik mit stark reduzierter statischer F-s-Hysterese („Reibung“), die auf der Charakteristik B basiert und mit B1 bezeichnet wird. Die gemessenen F-s- und b-s-Verläufe der gesamten Fahrt eines Probanden im Stadtverkehr zeigen Bild 116 bis Bild 118. Eingezeichnet sind die durchschnittlich erreichten Maximalwerte der Pedalbetätigungen aller Probanden (siehe auch Bild 120, Bild 121, Bild 122).



**Bild 116:** F-s- (links) und b-s-Verlauf (rechts) der Stadtdurchfahrt eines Probanden mit Charakteristik A

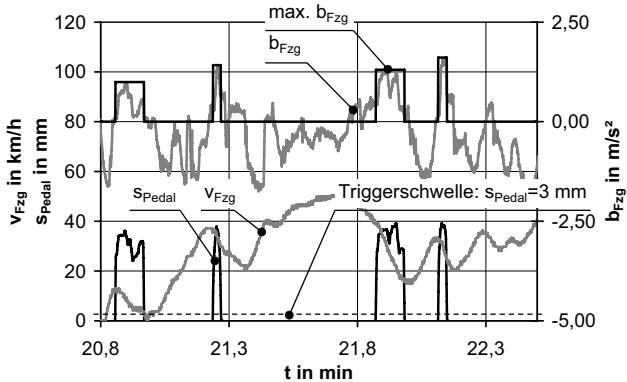


**Bild 117:** F-s- (links) und b-s-Verlauf (rechts) der Stadtdurchfahrt eines Probanden mit Charakteristik B



**Bild 118:** F-s- (links) und b-s-Verlauf (rechts) der Stadtdurchfahrt eines Probanden mit Charakteristik B1

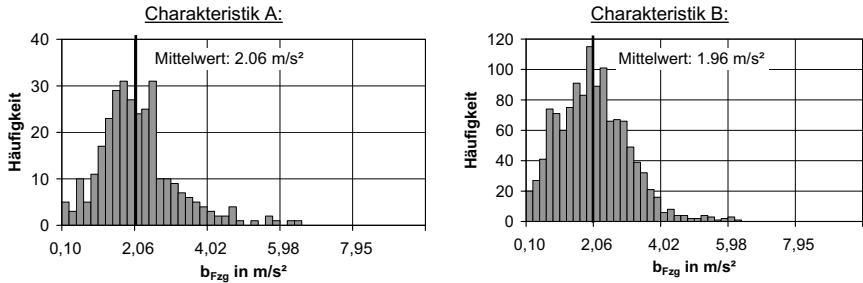
Die einzelnen Abbremsungen wurden durch Triggern des Pedalwegs und die einzelnen Pedalbewegungen durch Triggern der Pedalgeschwindigkeit isoliert und anschließend die Maximalwerte, Mittelwerte und absoluten Änderungen verschiedener Signale bestimmt (Bild 119, Anlage 25). Ermittelt wurden ferner die Betätigungsdauer und, zur Unterscheidung von Stopp- und Anpassungsbremungen, der Momentanwert der Fahrzeuggeschwindigkeit im Augenblick des vollständigen Pedallösens. Die Auswertung der Pedalgeschwindigkeit unterscheidet zwischen den Bewegungen der Modulation, des Antritts und des vollständigen Lösens. Bei den Modulationsbewegungen wird zusätzlich zwischen Be- und Entlastung unterschieden. Das Ergebnis dieser Auswertung sind Kennwerte die Auskunft über die durchschnittliche Betätigungsintensität, -dauer und -dynamik bei Komfortbremsungen im Stadtverkehr geben.



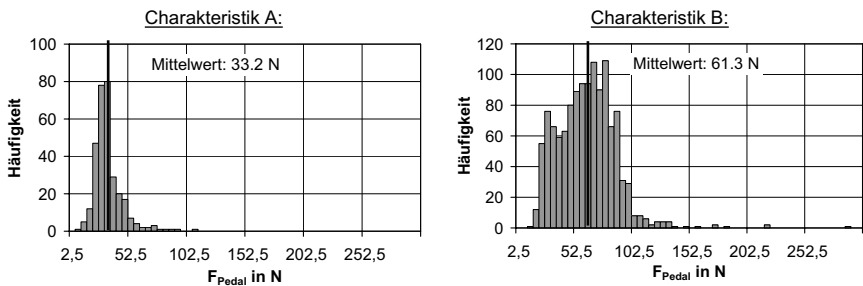
**Bild 119:** Ausschnitt des zeitlichen Verlaufs verschiedener Messgrößen während einer Stadtdurchfahrt und Ermittlung der maximalen Fahrzeugverzögerungen von Abbremsungen

Im Folgenden werden die wesentlichen Ergebnisse für alle drei Charakteristiken zusammengefasst vorgestellt, Einzelheiten zur Charakteristik B befinden sich im Anhang (Anlage 26). Während der halbstündigen Fahrt wurde das Bremspedal durchschnittlich 59- bis 65-mal betätigt. Der Anteil an Stoppbremsungen lag bei 24 % bis 32 %. Als weitestgehend unabhängig von der Pedal- und Bremscharakteristik erweist sich die pro Abbremsung durchschnittlich erreichte maximale Fahrzeugver-

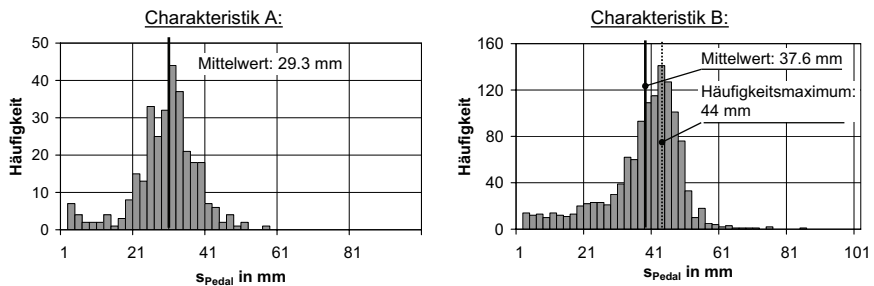
zögerung (Bild 120). Offensichtlich strebt der Fahrer an, stets mit gleicher Intensität zu verzögern. Auch die Betätigungsgeschwindigkeit, die Betätigungsdauer und die Brems Scheibentemperatur sind unabhängig von der aktivierten Charakteristik. Folglich werden die Größen Pedalkraft und Pedalweg charakteristikabhängig adaptiert (Bild 121, Bild 122). Die große Breite der Häufigkeitsverteilung der maximalen Pedalkraft von Charakteristik B ist die Folge der großen F-s-Hysterese und der höheren Pedalsteifigkeit (Bild 121).



**Bild 120:** Häufigkeitsverteilung der maximalen Fahrzeugverzögerung (Charakteristik A und B)



**Bild 121:** Häufigkeitsverteilung der maximalen Pedalkraft (Charakteristik A und B)



**Bild 122:** Häufigkeitsverteilung des maximalen Pedalwegs (Charakteristik A und B)



Die Auswertung der Betätigungsdynamik zeigt, dass die Pedalgeschwindigkeit des vollständigen Lösens etwa doppelt so hoch ist wie die des Antritts. Deutlich unter diesen Werten liegen die Geschwindigkeiten der Modulationsbewegungen. Zwischen Antritt und vollständigem Lösen liegen durchschnittlich ca. 5.1 bis 6.0 belastende und 3.4 bis 5.2 entlastende Modulationsbewegungen. Wesentliche Kennwerte zur Charakterisierung von Komfortbremsungen im Stadtverkehr fasst Tabelle 12 zusammen.

**Tabelle 12:** Kennwerte zur Charakterisierung von Komfortbremsungen im Stadtverkehr

Kennwert		Charakteristik		
		A	B	B1
<b>Streckenprofil:</b>				
Pedalbetätigungen pro Strecke		61.8	59.0	65
relativer Anteil Stoppbremsungen		25.3 %	24 %	32 %
<b>Intensität:</b>				
Maximum** der Fahrzeugverzögerung $b_{FzG}$	Mittelwert*	2.06 m/s <sup>2</sup>	1.96 m/s <sup>2</sup>	1.94 m/s <sup>2</sup>
Maximum** des Bremsdrucks $p_{Brems}$	Mittelwert*	15.3 bar	15.1 bar	15.3 bar
Maximum** der Pedalkraft $F_{Pedal}$	Mittelwert*	33.2 N	61.2 N	53.6 N
Maximum** des Pedalwegs $s_{Pedal}$	Mittelwert*	29.3 mm	37.6 mm	37.5 mm
<b>Dynamik:</b>				
Anzahl** belastender Modulationsbewegungen		5.1	6.0	5.9
Anzahl** entlastender Modulationsbewegungen		3.4	4.5	5.2
Maximum** der Pedalantrittsgeschwindigkeit $v_{Pedal}$	Mittelwert*	82 mm/s	102 mm/s	113 mm/s
Pedalgeschwindigkeit belastender Modulationsbewegungen $v_{Pedal}$	Mittelwert*	35 mm/s	36 mm/s	38 mm/s
Maximum** der Entlastungsgeschwindigkeit $v_{Pedal}$	Mittelwert*	184 mm/s	205 mm/s	212 mm/s
Pedalgeschwindigkeit entlastender Modulationsbewegungen $v_{Pedal}$	Mittelwert*	71 mm/s	65 mm/s	64 mm/s
Betätigungsdauer** $\Delta t$	Mittelwert*	3.4 s	3.8 s	3.6 s
<b>Tribologie der Reibpaarung</b>				
arithmetisches Mittel** der Scheibentemperatur $T_{Brems}$	Bereich*	23...123 °C	24...170 °C	23...150 °C
	Mittelwert*	73 °C	89 °C	80 °C
Änderung** der Scheibentemperatur $\Delta T_{Brems}$	Maximum*	30 °C	30 °C	30 °C
	Mittelwert*	6 °C	6 °C	6 °C
Änderung** der Fahrzeuggeschwindigkeit $\Delta v_{FzG}$	Mittelwert*	16.2 km/h	16.8 km/h	15.6 km/h

\* bezogen auf die Häufigkeitsverteilung des Kennwerts

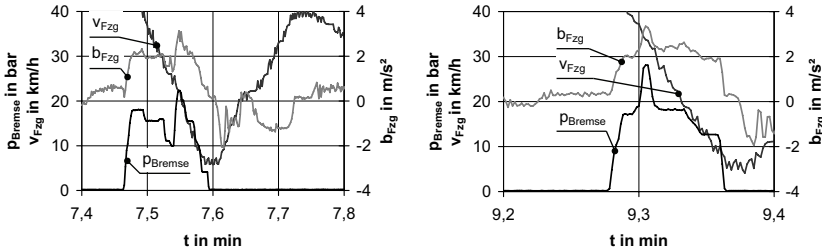
\*\* bezogen auf die einzelne Abbremsung

Die Auswertung des Parkierens zeigt, dass die Maximalwerte der Größen Pedalkraft, Pedalweg und Bremsdruck tendenziell geringer sind, die Betätigungsdynamik dagegen etwas höher ist als im Stadtverkehr (Anlage 27). Die Unterschiede zwischen beiden Fahrsituationen sind jedoch vergleichsweise gering.

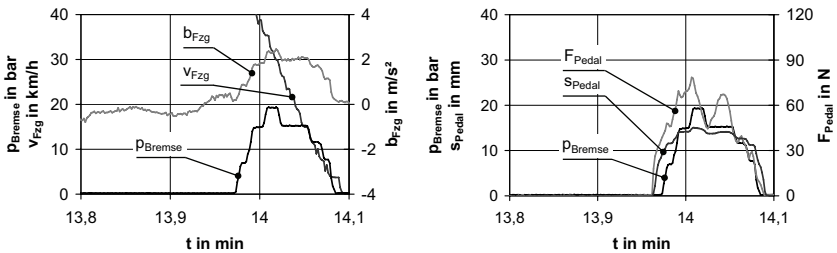
## 7.2.6 Zeitlicher Verlauf von Abbremsungen

Die Entwicklung und Verifizierung von Fahrer-Fahrzeug-Modellen wird häufig mit der Frage verbunden, ob sich der zeitliche Verlauf von Abbremsungen durch typische

Merkmale bzw. Muster auszeichnet. Die in Kapitel 7.2.5 vorgestellten Probandenfahrversuche unter realen Verkehrsbedingungen mit unterschiedlichen Pedal- und Bremscharakteristiken liefern hierzu aussagekräftige Messergebnisse. Beispielhaft zeigen Bild 123 und Bild 124 Messungen von Anpassungs- bzw. Stoppbremsungen mit der Charakteristik B.

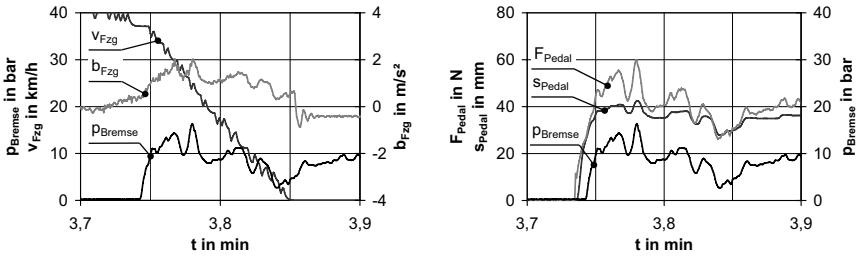


**Bild 123:** Beispiele für Anpassungsbremsungen mit Charakteristik B



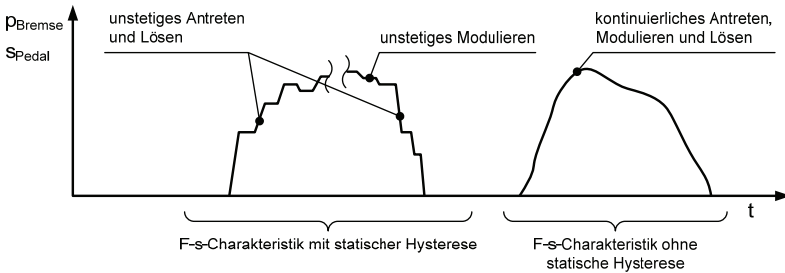
**Bild 124:** Beispiel einer Stoppbremsung mit Charakteristik B

Für alle Fahrer, Fahrsituationen sowie Pedal- und Bremscharakteristiken ist typisch, dass der zeitliche Pedalkraftverlauf ständig zwischen monotonem Fallen und Steigen wechselt. Konstante Phasen kommen fast nicht vor. Der Pedalweg zeigt bei Pedalcharakteristiken mit statischer F-s-Hysterese ("Pedalreibung"), wie sie für aktuelle Serien-Pkw typisch ist, sowohl diese kontinuierlich wechselnden als auch stufenförmige Verläufe mit Plateauphasen. Da der Zusammenhang zwischen Bremsdruck und Pedalweg hysteresefrei ist, zeigt der Bremsdruck einen qualitativ ähnlichen Verlauf. Wird die Pedalreibung verringert, entfallen die stufenförmigen Muster und alle Größen folgen qualitativ der Pedalkraft. Sie verhalten sich in diesem Fall zueinander proportional bzw. „direkt“. Bild 125 zeigt entsprechende Messungen. Bemerkenswert ist, dass eine Charakteristik ohne statische Hysterese insbesondere bei höheren Verzögerungen als unkomfortabel und „nervös“, mit Hysterese dagegen als komfortabel bewertet wird (s. Kapitel 7.2.8).



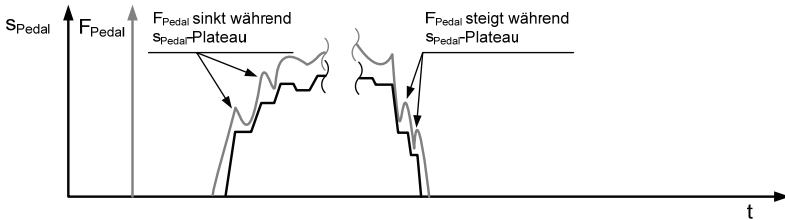
**Bild 125:** Beispiel einer Stoppbremmung mit Charakteristik B1

Bild 126 fasst die Merkmale des Pedalweg- und Bremsdruckverlaufs schematisch zusammen.



**Bild 126:** Schematische Darstellung des typischen zeitlichen Bremsdruck- und Pedalwegverlaufs während einer Abbremsung

Auch die Unterscheidung zwischen Stopp- und Anpassungsbremmungen liefert keine charakteristischen Merkmale. Betrachtet man die stufenförmigen Verläufe von Pedalcharakteristiken mit F-s-Hysterese genauer, fällt auf, dass die Pedalkraft während ausgeprägter Plateauphasen bei belastender Tendenz vom Fahrer zurückgenommen und bei entlastender Tendenz erhöht wird. Dieses Verhalten ist für alle Probanden typisch. In dieser Beobachtung wird ein interessanter Ansatz für die weiterführende Verhaltensforschung gesehen.



**Bild 127:** Schematische Darstellung des zeitlichen Pedalkraft- und Pedalwegverlaufs einer Abbremsung mit einer hysteresebehafteten Pedalcharakteristik

Zusammenfassend ist festzustellen, dass bei Abbremsungen mit den typischen Pedal- und Bremscharakteristiken moderner Pkw sowohl stufenförmige als auch kontinuierlich wechselnde Verläufe auftreten. Die Existenz des stufenförmigen Verlaufs ist jedoch an die Hysterese der Regelstrecke (=Pedalcharakteristik) gebunden und somit kein allein auf den Fahrer zu reduzierendes Merkmal des Systems „Fahrer-Fahrzeug“. Das Ergebnis unterstreicht den Einfluss der Pedal- und Bremscharakteristik auf das Bremsverhalten des Fahrers und damit deren Bedeutung für die Wechselwirkung zwischen Fahrer und Fahrzeug. Da diese Zusammenhänge durch die gezielte Veränderung der Pedal- und Bremscharakteristik leicht erkannt und untersucht werden können, wird in der Technologie von PEGASYS ein leistungsfähiges Hilfsmittel für weiterführende Untersuchungen gesehen.

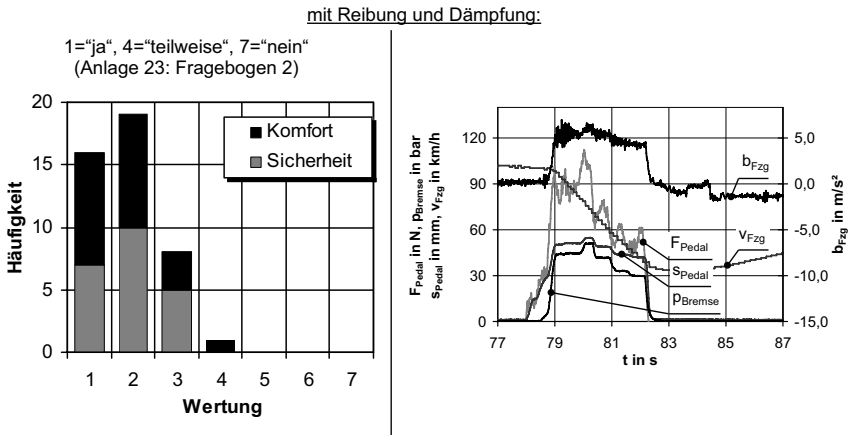
### 7.2.7 Künstliches und reales Verkehrsgeschehen

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden Fahrversuche sowohl auf nichtöffentlichem als auch auf öffentlichem Gelände durchgeführt. Die Versuche auf nichtöffentlichem Gelände hatten den Charakter einordnender Einzelparameterversuche (Anlage 21: „Nichtöffentliches Gelände“). Da künstliche Verkehrssituationen nur teilweise mit den Verhältnissen im realen Straßenverkehr vergleichbar sind, Rücksicht auf umgebenden Verkehr genommen werden muss und das Verkehrsgeschehen nicht vorhersehbar ist, sind Zweifel an der Übertragbarkeit der subjektiven Bewertung auf den realen Straßenverkehr berechtigt. Die Versuchsreihe ist daher im öffentlichen Straßenverkehr mit einer Auswahl an Pedal- und Bremscharakteristiken wiederholt worden. Auf nichtöffentlichem Gelände fanden die Wertungsfahrten ohne vorherigen wertungsfreien Test der Charakteristiken durch die Probanden statt. Jeweils identisch waren die erste und die siebente Charakteristik. Während der Rückfahrt zum Ausgangspunkt wurde eine Referenzcharakteristik aktiviert. Für den Wiederholungsversuch im öffentlichen Straßenverkehr wurde eine ca. 2 km lange Strecke im Stadtgebiet von Ilmenau befahren und anschließend parkiert (Anlage 20: „Stadtverkehr 2“). Der Wechsel der Charakteristiken erfolgte während der Fahrt und nach Vorgabe des Probanden.

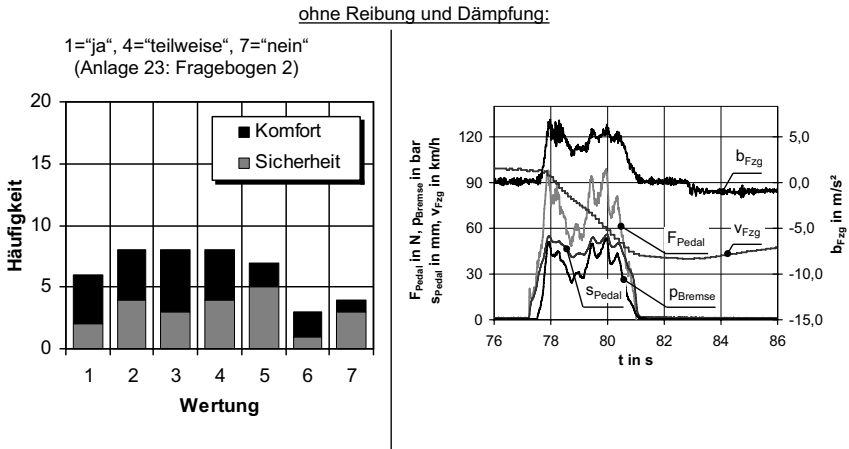
Der Vergleich beider Versuchsreihen liefert sowohl übereinstimmende als auch abweichende Ergebnisse. So erhält in beiden Versuchsreihen dieselbe Charakteristik die jeweils beste Bewertung. Unterschiede gibt es hinsichtlich Pedalreibung. Die Verringerung führte bei den Fahrversuchen auf abgesperrtem Gelände zu einer deutlichen Verschlechterung des Komfort- und Sicherheitsempfindens. Im öffentlichen Straßenverkehr hatte diese Variation dagegen kaum Auswirkungen auf das Bewertungsergebnis. Die Messwerte zeigen, dass auf nichtöffentlichem Gelände die durchschnittliche maximale Fahrzeugverzögerung der Anpassungsbremsungen 2,5-mal höher war als die Fahrzeugverzögerungen im öffentlichen Straßenverkehr (Anlage 21). Darin liegt vermutlich die Ursache der Wertungsunterschiede. Probandenfahrversuche liefern bei künstlicher Verkehrssituation demnach unsichere Ergebnisse. Diese Gefahr besteht insbesondere dann, wenn die Fahrzeugführung und die fahrdynamische Rückkopplung in unrealistischen Wertebereichen liegen. Versuche mit Normalfahren sollten deshalb generell im öffentlichen Straßenverkehr durchgeführt werden, sofern die Versuchsdurchführung unter Einhaltung der StVO stattfinden kann und Gefährdungen von Verkehrsteilnehmern ausgeschlossen sind.

## 7.2.8 Pedalreibung und Pedaldämpfung

Statische und dynamische F-S-Hysterese wird vom Fahrer als Pedalreibung bzw. Pedaldämpfung wahrgenommen. Bei relativ hoher Fahrzeugverzögerung, wie sie bei den Fahrversuchen auf nichtöffentlichem Gelände durch die Beschilderung bewusst erzwingen wurde, verursacht die Abschwächung beider Merkmale eine deutliche Verschlechterung des Komfort- und Sicherheitsempfindens. Das resultierende Pedalgefühl wird als unkomfortabel und „nervös“ bewertet. Wie bereits in Kapitel 7.2.5 diskutiert, zeichnet den zeitlichen Verlauf der Größen Pedalkraft, Pedalweg, Bremsdruck und Fahrzeugverzögerung ein proportionaler bzw. „direkter“ Zusammenhang aus. Mit Reibung und Dämpfung werden Schwankungen der Pedalkraft aufgrund der filternden Wirkung der Reibung (statische Hysterese) und der Dämpfung (Tiefpass) nicht auf den Pedalweg, den Bremsdruck und die Fahrzeugverzögerung übertragen. In diesem Fall empfindet der Fahrer die Modulation der Fahrzeugverzögerung offenbar als weniger „anstrengend“ (Bild 128, Bild 129).

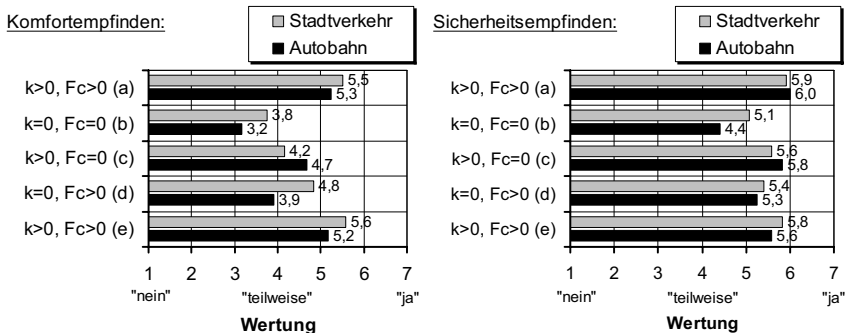


**Bild 128:** Subjektive Wertung (links) und Ausschnitt des zeitlichen Verlaufs von Messwerten bei einer Pedalcharakteristik mit Reibung (rechts)



**Bild 129:** Subjektive Bewertung (links) und Ausschnitt des zeitlichen Verlaufs von Messwerten bei einer Pedalcharakteristik ohne Reibung (rechts)

Aufgrund der erkannten Bedeutung der Pedaldämpfung und -reibung für das Komfort- und Sicherheitsempfinden wurden weiterführende Untersuchungen im öffentlichen Straßenverkehr durchgeführt. Getestet wurden fünf verschiedene Pedalcharakteristiken im Stadt- und Autobahnverkehr mit unterschiedlicher Reibung und Dämpfung (Anlage 20: „Stadtverkehr-Bundesstraße-Autobahn“). Die Dämpfung wurde hierbei so groß gewählt, dass sie wahrgenommen werden konnte, aber unter den Bedingungen von Komfortbremsungen die F-s-Hysterese nur wenig vergrößert. Die subjektive Bewertung erfolgte absolut (Bild 130).



**Bild 130:** Subjektive Bewertung (Mittelwerte der Häufigkeitsverteilungen)

Demnach ist das Sicherheitsempfinden im Stadt- und Autobahnverkehr weniger von der Reibung und Dämpfung des Pedals abhängig als das Komfortempfinden. Das Sicherheitsempfinden verschlechtert sich insbesondere im Autobahnverkehr nur dann erkennbar, wenn beide Merkmale sehr schwach ausgeprägt sind. Die schlech-

teste Komfortbewertung ergibt sich ebenfalls für diese Kombination. Nur in Fahrsituationen mit sehr geringen Fahrzeuggeschwindigkeiten (Schrittgeschwindigkeit und Parkieren, s. Kapitel 7.2.9) sind geringe Reibung und Dämpfung vorteilhaft. Wird nur die Pedaldämpfung erhöht, verbessert sich der Komfort besonders im Autobahnverkehr, wird dagegen nur die Reibung erhöht, im Stadtverkehr. Die beste Komfortbewertung ergibt sich für die Kombination beider Merkmale.

## 7.2.9 Adaptive Pedal- und Bremscharakteristiken

Die Literatur liefert Hinweise darauf, dass das Komfort- und das Sicherheitsempfinden gesteigert werden kann, wenn die Pedal- und Bremscharakteristik der Fahrzeuggeschwindigkeit angepasst wird (/10/, /34/). Bei Brake-by-Wire-Bremsanlagen mit passiven Pedalwerken sind die technischen Voraussetzungen zur Adaption der Größen Bremsdruck bzw. Fahrzeugverzögerung bereits vorhanden. Die Realisierung variabler Pedalcharakteristiken erfordert dagegen neue konstruktive Lösungen. Da die Literaturempfehlungen nur qualitativer Natur sind und deren Absicherung durch Probandenfahrversuche fehlt, sind entsprechende Untersuchungen Teil der vorliegenden Arbeit. Zunächst wurden Vorversuche im Stadtverkehr mit festem Parametersatz durchgeführt (Anlage 20: „Stadtverkehr 3“). Es folgten Versuche mit Pedal- und Bremscharakteristiken, die sich mit der Fahrzeuggeschwindigkeit adaptiv ändern. Die Vorversuche konzentrierten sich auf die Geschwindigkeitsbereiche „Fahren im Stadtverkehr“, „Schrittgeschwindigkeit“ und „Parkieren“. Hierbei zeigte sich teilweise nur geringes Verbesserungspotenzial. Deshalb wurden die Parametrierungen der anschließenden Fahrversuche mit adaptiver Pedal- und Bremscharakteristik modifiziert und die Untersuchungen auf die höheren Geschwindigkeitsbereiche des Überland- und Autobahnverkehrs ausgedehnt (Anlage 20: „Stadtverkehr-Bundesstraße-Autobahn“).

Die Vorversuche basierten auf einer Referenzcharakteristik R. Aus ihr wurden durch die Variation der Parameter „Pedalrückstellkraft“, „Totweg“, „Dämpfung“ und „Reibung“ vier neue Charakteristiken Rx gebildet. Die Referenzcharakteristik R und eine modifizierte Charakteristik Rx wurden nacheinander gefahren und anschließend relativ zueinander bewertet. Die Auswertung hinsichtlich Komfortempfindens zeigt Tabelle 13.

**Tabelle 13:** Ergebnisse der Vorversuche mit festem Parametersatz

Parameter		unveränderter Zusammenhang	Veränderung R → Rx			
			objektiv		subjektiv: Komfort	
					Parkieren	Gefälle
R1	Pedalrückstellkraft	p(s)	4.5	→ 12.5 N	-	--
R2	Totweg	F(s)	17.0	→ 2.0 mm	+	0
R3	Dämpfung	F(s), p(s)	0.009	→ 0.027 N/(mm/s)	0	0
R4	Reibung	p(s)	0.5	→ 1.5...3.5 mm	--	--

**Legende:**    +++ starke Verbesserung    0 neutral    --- starke Verschlechterung  
 ++ Verbesserung    -- Verschlechterung  
 + geringe Verbesserung    - geringe Verschlechterung

Eine geringe Pedalrückstellkraft (R1) und eine geringe Reibung (R4) sind bei sehr kleinen Fahrzeuggeschwindigkeiten vorteilhaft. Dagegen wird der geringe Totweg (R2) nur beim Parkieren bevorzugt, in allen anderen Situationen der höhere. Die

Variation der Dämpfung ist dagegen ohne Einfluss (R3). Die anschließende Versuchsreihe mit adaptiver Pedal- und Bremscharakteristik im Stadt-, Überland- und Autobahnverkehr umfasste die Parameter „Pedalsteifigkeit“, „p(s)-Sprung“ und „Reibung/Dämpfung“ mit einem Übergangsbereich zwischen ca.  $v_{\text{gering}}=50$  km/h bis ca.  $v_{\text{hoch}}=80$  km/h (Anlage 15). Zunächst wurden beide Charakteristiken jeweils ohne Adaption aktiviert, anschließend wurde mit Adaption gefahren und deren Auswirkung auf das Komfort- und Sicherheitsempfinden vom Probanden bewertet.

**Tabelle 14:** Ergebnisse der Versuche mit fahrzeuggeschwindigkeitsabhängiger Pedal- und Bremscharakteristik

Parameter		unveränderter Zusammenhang	Adaption (Stadtverkehr-Autobahn)		
			objektiv	subjektiv	
				Komfort	Sicherheit
1	Pedalsteifigkeit	p(F)	s. Anlage 15 und Anlage 28	O	++
2	Dämpfung/Reibung	F(s), p(s)		O	O
3	p(s)-Sprung	p(F)		-	+

Legende:      +++    starke Verbesserung    O neutral      ---    starke Verschlechterung  
                   ++    Verbesserung            --    Verschlechterung  
                   +    geringe Verbesserung    -    geringe Verschlechterung

Potenzial zur Komfortsteigerung zeigt die Adaption der gewählten Parameter nicht. Dagegen erweist sich hinsichtlich Sicherheitsempfinden eine mit der Fahrzeuggeschwindigkeit zunehmende Pedalsteifigkeit und ein sprungförmiger Druckanstieg nach dem Leerweg als vorteilhaft. Allerdings wirkt sich der Drucksprung negativ auf das Komfortempfinden aus. Die Adaption der Pedalreibung und -dämpfung hatte weder auf das Komfort- noch auf das Sicherheitsempfinden nennenswerten Einfluss. Von großer Bedeutung für das Bewertungsergebnis ist der Übergangsbereich. Die angegebenen Werte erwiesen sich als Optimum.

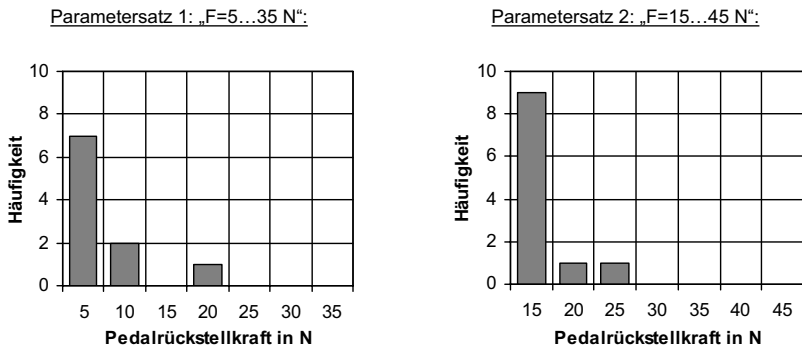
Zusammenfassend ist festzuhalten, dass in der geschwindigkeitsabhängigen Adaption der Parameter „Rückstellkraft“, „Totweg“ und „Reibung“ Potenzial zur Komfortsteigerung liegt. Potenzial zur Steigerung des Sicherheitsempfindens liegt in der Adaption der Pedalsteifigkeit. Ein sprungförmiges Anheben des Bremsdrucks bei stetiger Pedalbewegung oder ein hoher dp/ds-Gradient im unteren Druckbereich mindern den Komfort erheblich und sind zu vermeiden. Die Versuche tragen Grundsatzzusammenhang, weisen aber nach, dass in adaptiven Pedal- und Bremscharakteristiken Potenzial zur Steigerung des Komfort- und Sicherheitsempfindens liegt. Die Fortsetzung der Untersuchungen ist deshalb empfehlenswert.

Im Rahmen dieser Versuchsreihe wurde den Probanden die Funktion eines Bremsassistenten (BAS) demonstriert. Seine Aufgabe besteht darin, die Bremswirkung mit zunehmender Antrittsgeschwindigkeit zu erhöhen. Nach der Erprobung nahm bei den Probanden das anfänglich gering ausgeprägte Interesse für diese Sicherheitsfunktion stark zu. Die Erkenntnis, dass die Akzeptanz einer Sicherheitsfunktion und der Kenntnisstand über deren Wirkung miteinander zusammenhängen, sollte auch bei der Bewertung des Kundennutzens von Komfortfunktionen berücksichtigt werden.



### 7.2.10 Grundsatzuntersuchungen zum Wertungsverhalten

In der Literatur wird die Problematik geschildert, dass Probanden möglicherweise zum Mittelwert erlebter Parametervariationen tendieren (vgl. /44/). Wenn dies zutrifft, würde die Wahl der Parameter das Bewertungsergebnis unzulässig beeinflussen. Aufgrund der Bedeutung dieser Problematik für die Aussagekraft von Probandenfahrversuchen fand eine separate Versuchsreihe auf einem Teil der Strecke „Stadtverkehr 1“ statt (Anlage 20). Als freier Parameter wurde die Pedalrückstellkraft gewählt, ein auch für den technischen Laien anschaulicher und haptisch prägnanter, objektiver Parameter. Gebildet wurden zwei Parametersätze mit jeweils sieben Abstufungen, deren Überlappungsbereich  $F=18\dots35$  N die Pedalrückstellkräfte der in Kapitel 6 untersuchten Mittelklasse-Pkw einschließt. Zunächst wurden die Charakteristiken in fester Reihenfolge gewechselt. Anschließend gaben die Probanden die Reihenfolge selbst vor, bis sich ein gefestigtes Urteil zum Optimum herausgebildet hatte. Die Häufigkeitsverteilungen der Antworten zeigt Bild 131.



**Bild 131:** Häufigkeitsverteilung der von den Probanden als optimal bewerteten Pedalrückstellkraft

Beide Gruppen bevorzugten demnach nicht den Mittelwert, sondern tendenziell die jeweils geringste Rückstellkraft, so dass die eingangs geschilderte Problematik nicht bestätigt werden kann. An diesem Ergebnis überrascht, dass eine Rückstellkraft bevorzugt wird, die am Rand bzw. außerhalb des Parameterbereichs aktueller Serien-Pkw liegt. Das Ergebnis wird als Indiz dafür angesehen, dass Vorerfahrungen aus der Benutzung des privaten Pkw keinen dominanten Einfluss auf das Wertungsergebnis hatten.

Eine mit Probandenfahrversuchen verbundene Unsicherheit ist die Änderung des Wertungsverhaltens mit zunehmender Versuchsdauer und der Einfluss vorhergehender Fahrerlebnisse auf nachfolgende Wertungen. Bei den jeweils einstündigen Fahrversuchen auf nichtöffentlichem Gelände wurde versucht dieses Problem dadurch zu umgehen, dass die Reihenfolge der Charakteristiken zwar fest vorgegeben, zwischen den Wertungsfahrten aber eine Referenzcharakteristik aktiviert war. Eine Veränderung des Wertungsverhaltens konnte nicht beobachtet werden, da die erste und die siebte Charakteristik identisch waren und nahezu gleich bewertet wurden. Bei den Versuchen im Stadtverkehr konnten die Probanden die Reihenfolge zumindest teilweise selbst vorgeben. Insgesamt ist festzustellen, dass die Wertungen si-

cherer und die Probanden motivierter erscheinen, wenn Zeitpunkt und Reihenfolge der Charakteristikwechsel nicht fest vorgegeben, sondern zumindest zeitweise vom Probanden selbst bestimmt werden. Abzuraten ist jedoch davon, die „optimale Pedal- und Bremscharakteristik“ durch stufenlose Variation selbst suchen zu lassen. Die Meinungsbildung erweist sich als zeitintensiv und die subjektive Bewertung kann nur teilweise reproduziert werden. Zweckmäßiger ist es, eine diskrete Anzahl von Pedal- und Bremscharakteristiken festzulegen, die Reihenfolge der Erprobung aber dem Probanden zu überlassen. Wie bereits von KOWALSKI und EBERT (/30/) vorgeschlagen, sollten Probanden dazu aufgefordert werden, ihre Empfindungen mit Worten zu beschreiben. Oftmals vermitteln verbale Einschätzungen interessante Zusatzinformationen.

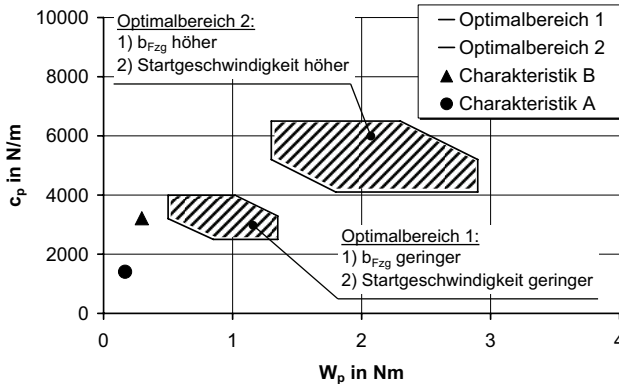
Für die Häufigkeitsverteilung der subjektiven Wertungen ist typisch, dass sehr gut bewertete Charakteristiken fast nur Zustimmung erhalten, während bei demgegenüber tendenziell schlechteren Wertungen in nahezu allen Wertungsstufen Nennungen vorhanden sind. Daraus ist zum einen zu schlussfolgern, dass die Toleranz gegenüber nicht optimalen Charakteristiken individuell unterschiedlich stark ausgeprägt ist. Zum anderen wäre das Verbesserungspotenzial durch eine Personalisierung der Pedal- und Bremscharakteristik gering, wenn Charakteristiken gefunden werden können, die fast ausnahmslos Zustimmung erhalten.

Bei der Versuchsreihe auf nichtöffentlichem Gelände wurde den Probanden die Aufgabe gestellt, die Veränderungen der Pedal- und Bremscharakteristik mit objektiven Parametern zu beschreiben. In Übereinstimmung mit Literaturangaben kann bestätigt werden, dass Normalfahrer auch bei deutlich wahrnehmbaren Änderungen des Bremspedalgeföhls die ursächlichen objektiven Parameter nicht sicher benennen können (vgl. /32/).

Abwechslung bei der Versuchsdurchführung und beim subjektiven Erleben steigert die Motivation der Fahrer und die Akzeptanz der Fahrversuche. Die Streckenführung und die Auswahl der Pedal- und Bremscharakteristiken sollten entsprechend gestaltet werden. Dasselbe gilt für die Variationsbreite der erprobten Charakteristiken. Sie sollten deutlich wahrnehmbare Unterschiede vermitteln, auch wenn es das jeweilige Versuchsziel eigentlich nicht erfordert. Probanden, die wiederholt „kaum Unterschiede spüren“, sind irritiert, geben zweifelhafte Wertungen ab und demotivieren schnell.

### 7.2.11 Bewertungsverfahren „Temple-Diagramm“

Mit den Charakteristiken A und B liegen zwei subjektiv und objektiv unterschiedliche Pedal- und Bremscharakteristiken vor, die sich für die Überprüfung objektiver Bewertungsverfahren eignen. Bild 132 zeigt die Einordnung beider Charakteristiken in das Temple-Diagramm (s. Kapitel 2.3.2). Anhand von Messwerten wurden die Kennwerte  $W_p$  und  $c_p$  für den Vergleich mit dem von TEMPLE als optimal angegebenen Bereich 1 berechnet. Grundlage der Berechnung sind Informationen aus den Originalarbeiten von TEMPLE, die im Rahmen eines Industrieprojekts zur Verfügung gestellt wurden.



**Bild 132:** Lage der Charakteristiken A und B im „Temple-Diagramm“

Da beide Charakteristiken außerhalb des optimalen Bereichs 1 liegen, obwohl Charakteristik A als sehr gut einzustufen ist, kann für das Temple-Diagramm umfassende Gültigkeit nicht festgestellt werden.

## 7.2.12 Haptische Informationsvermittlung durch das Bremspedal

Beim modernen Pkw ist das Eingreifen von Radschlupfregelsystemen mit aufeinander folgenden haptischen Reaktionen des Bremspedals verbunden. Es ist jedoch umstritten, ob haptische Pedalrückwirkungen den Fahrer im Sinne einer richtigen Handlungsweise unterstützen oder eher irritieren. Da PEGASYS über die technischen Möglichkeiten systematischer Parameterversuche verfügt, konnten hierzu einordnende Untersuchungen durchgeführt werden. Die Fahraufgabe auf nichtöffentlichem Gelände bestand darin, nacheinander auf zwei Hindernisse zuzufahren, eine Kollision durch Bremsen oder Umfahren der Hindernisse aber zu vermeiden (Strecke „Nichtöffentliches Gelände / ABS-Test“, Anlage 21). Vor dem ersten Hindernis ermöglichte der Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn eine ausreichend hohe Verzögerung, um ohne Umfahrung rechtzeitig zum Stehen zu kommen. Vor dem zweiten Hindernis simulierte die Begrenzung des Bremsdrucks das Erreichen der Kraftschlussgrenze zwischen Reifen und Fahrbahn. Gleichzeitig wurden der Pedalcharakteristik haptische Reaktionen überlagert (Anlage 15). In diesem Fall konnte die Kollision mit dem Hindernis nur durch Ausweichen und Umfahren verhindert werden. Erprobt wurden drei periodische und zwei nichtperiodische Pedalreaktionen sowie die Basis-Pedalcharakteristik ohne zusätzliche Pedalreaktion. Anschließend hatten die Probanden ihr Sicherheitsempfinden zu bewerten (Tabelle 15).

Tabelle 15: Subjektive Bewertung haptischer Pedalreaktionen

Pedalreaktion	Bewertung
Sägezahn, $f=10$ Hz, konstante Weg-Amplitude	+
Sägezahn, $f_1=10$ Hz, konstante F-Amplitude (s-Amplitude abnehmend)	
keine Reaktion (unveränderte Pedalcharakteristik)	
Sinus, $f=10$ Hz	0
einmaliges Ereignis: Knick nach oben + Sprung um $\Delta s_{\text{Pedal}}=10$ mm $\rightarrow$ Pedal „rastet“ und wird anschließend härter	
Knick nach unten $\rightarrow$ Pedal wird weicher	-

<b>Legende:</b>	+++	starke Verbesserung	0	neutral	---	starke Verschlechterung
	++	Verbesserung			--	Verschlechterung
	+	geringe Verbesserung			-	geringe Verschlechterung

Die Versuche zeigen, dass periodische, sägezahnförmige Pedalreaktionen oder die vollständige Unterdrückung haptischer Pedalreaktionen am besten bewertet werden. Darin scheint sich die kontroverse Diskussion zu haptischen Pedalrückwirkungen widerzuspiegeln. Ablehnend wird eine plötzliche Verringerung der Pedalsteifigkeit („F-s-Knick nach unten“) bewertet, die als „Systemfehler“ interpretiert wird und beim Fahrer zu Irritation und Unsicherheit führt. Keine Tendenz ist bei sinusförmigen, periodischen Pedalreaktionen und bei plötzlicher Zunahme des  $dF/ds$ -Gradienten nach einer sprunghaften Zunahme des Pedalwegs („Knick nach oben + Sprung um  $\Delta s=10$  mm“) erkennbar. Einmalige Pedalreaktionen beim Über- oder Unterschreiten fahrdynamischer Grenzwerte bringen demnach keinen Vorteil. Aufgrund der Abweichungen vom realen Verkehrsgeschehen wird diesem Ergebnis einordnende, aber keine absolut auf reale Bedingungen übertragbare Aussagekraft zugestanden. Empfohlen wird, diese Versuche unter realitätsnäheren Bedingungen zu wiederholen (z. B. unter winterlichen Bedingungen).

### 7.2.13 Gestaltungsrichtlinien

Die Ergebnisse der experimentellen Identifikation von Pedal- und Bremscharakteristiken und der Subjektiv-Objektiv-Untersuchungen liefern folgende qualitativen und quantitativen Gestaltungsrichtlinien für komfortoptimale Pedal- und Bremscharakteristiken.

**F-s-Zusammenhang** Der F-s-Zusammenhang sollte sich nach der Überwindung der Pedalrückstellkraft aus einem flachen und einem progressiven Abschnitt zusammensetzen. Die Progression kann im weiteren Verlauf abnehmen und in einen linearen Verlauf übergehen. Das Sicherheitsempfinden kann gesteigert werden, wenn die Pedalsteifigkeit bei gleich bleibender Bremswirkung mit der Fahrzeuggeschwindigkeit zunimmt. Zweckmäßig ist ein Übergangsbereich von  $v_{Fzg}=50\dots 80$  km/h. Empfehlenswert ist eine Pedalrückstellkraft am unteren Ende des Wertebereichs aktueller Mittelklasse-Pkw von ca.  $F_{\text{Pedal}}=16\dots 18$  N. Eine Komfortsteigerung ist möglich, indem sie bei sehr geringen Fahrzeuggeschwindigkeiten weiter verringert wird. Verglichen mit aktuellen Mittelklasse-Pkw sind tendenziell „weiche“ Pedalcharakteristiken in Kombination mit einer hohen Bremswirkung empfehlenswert. Vermieden werden sollte ein sehr geringer Totweg, der nur bei sehr geringen Fahrzeuggeschwindigkeiten wie zum Beispiel beim Parkieren oder bei Gefällefahrt mit Schrittgeschwindigkeit vorteilhaft ist. In allen anderen Situationen sollte ein Mindestwert nicht unterschritten und ein Maximalwert nicht überschritten werden. Empfehlenswert ist ein Richtwert

von ca.  $s_{\text{Pedal}}=11$  mm. Die Merkmale Reibung (statische F-s-Hysterese) und Dämpfung (dynamische Hysterese) sollten miteinander kombiniert werden. Zu empfehlen ist in der Pedalausgangsstellung Reibung von ca.  $F_{\text{Coulomb}}=\pm 5$  N, die mit zunehmender Pedalkraft asymptotisch steigt. Der Dämpfungskoeffizient kann konstant bleiben, sollte aber nur so groß gewählt werden, dass sich die F-s-Hysterese unter den Bedingungen von Komfortbremsungen dynamisch nicht nennenswert vergrößert. Gute Ergebnisse erreicht lineare Dämpfung mit  $k=0.045$  N/(mm/s). Die charakteristische Abflachung in den Umkehrlagen sollte in die Spezifikation komfortoptimaler Pedal- und Bremscharakteristiken übernommen werden, so lange nicht erwiesen ist, dass die Hysterese des einfachen Coulomb-Modells einer komfortoptimalen Pedal- und Bremscharakteristik gerecht wird. Besonders bei den kleinen Pedalauslenkungen des Modulierens kann dieses Merkmal subjektiv relevant und daher durchaus von Bedeutung sein.

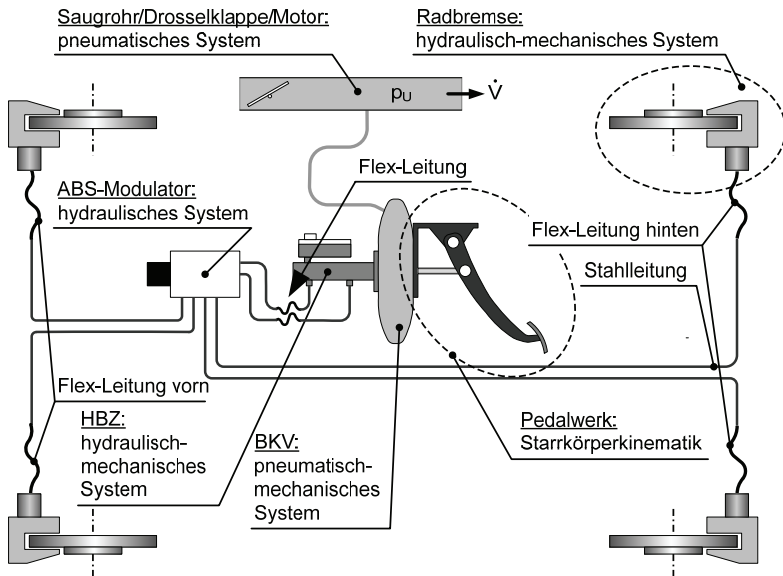
**p-s-, p-F- und b-s-Zusammenhang** Der p-s-Zusammenhang sollte im unteren Druckbereich flach ansteigen und nach progressiver Zunahme einen solchen Verlauf annehmen, dass der p-F-Zusammenhang linear verläuft und eine tendenziell hohe Bremswirkung erzielt wird. Der Beginn des Druckanstiegs sollte dabei im flachen Bereich des F-s-Verlaufs liegen. In dieser Kombination verläuft der p-F-Zusammenhang im unteren Druckbereich zwangsläufig degressiv (Springer). Zu empfehlen ist eine hinsichtlich Be- und Entlastung gemittelte Bremswirkung von ca.  $db/dF=k_B=0.090\dots 0.095$  m/s<sup>2</sup>/N. Der p-s-Zusammenhang sollte weder eine statische noch eine dynamische Hysterese besitzen.

## 8 Theoretische und experimentelle Systemanalyse

Nachfolgend werden die Merkmale der Pedal- und Bremscharakteristik anhand von Messungen und Simulationsrechnungen auf ihre konstruktiven Ursachen zurückgeführt. Analysiert wird die Bremsanlage eines der in Kapitel 6 untersuchten Mittelklasse-Pkw bei Raumtemperatur.

### 8.1 Aufbau und Funktion der Bremsanlage

Bild 133 zeigt die Struktur der Bremsanlage. Sie wird wahlweise mit und ohne hydraulisch-mechanischen Bremsassistenten (BAS) angeboten.



**Bild 133:** Aufbau der Bremsanlage

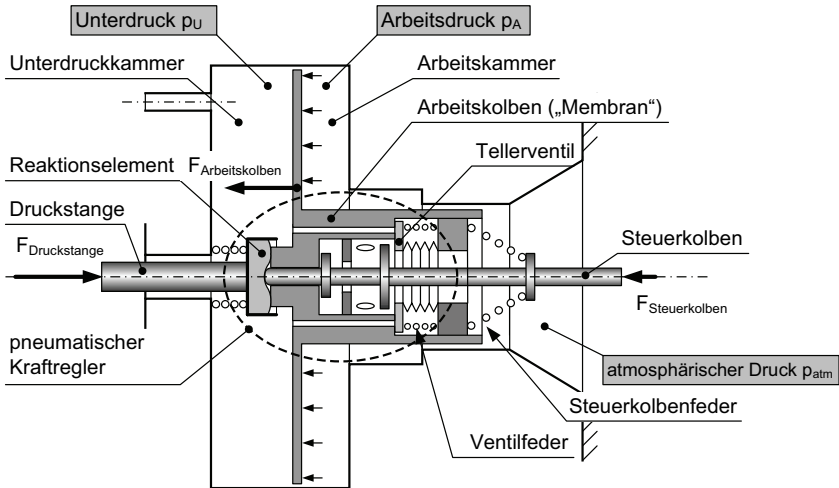
Die wesentlichen Baugruppen und Komponenten werden im Folgenden kurz beschrieben.

**Pedalwerk** Das Pedalwerk besitzt ein hängendes Pedal mit einer Übersetzung von ca.  $i_{\text{Pedal}}=3.45$  (s. Kapitel 5.5).

**BKV** Der BKV verstärkt die Kraft des Steuerkolbens und überträgt dessen Bewegung auf den HBZ-Druckstangenkolben (Bild 134). Die verstärkende Hilfskraft  $F_{\text{Arbeitskolben}}$  entsteht am Arbeitskolben („Membran“) aus dem pneumatischen Differenzdruck  $\Delta p_{\text{BKV}}$  zwischen Unterdruck- und Arbeitskammer:

$$\Delta p_{\text{BKV}} = p_A - p_U \quad (\text{Gl. 18})$$

Der Druck der Unterdruckkammer wird vom Saugdruck des Motors erzeugt. Dazu sind BKV und Saugrohr miteinander verbunden. Ein mechanisch-pneumatischer Kraftregler regelt in Abhängigkeit von der Steuerkolbenkraft den Differenzdruck durch Veränderung des Arbeitskammerdrucks, indem das Unterdruck- und das Außenluftventil wechselweise geöffnet bzw. geschlossen werden.

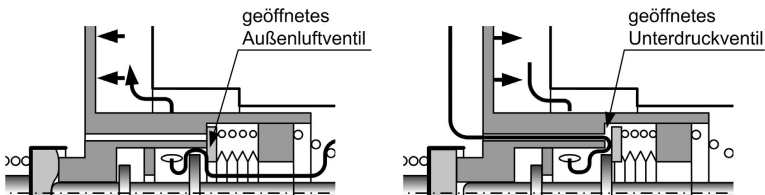


**Bild 134:** Schematische Darstellung des BKV ohne BAS

Oberhalb des Springers ist das Verhältnis aus Steuerkolben- und Druckstangenkraftänderung unter quasistationären Bedingungen konstant. Es ist ein konstruktives Merkmal und wird als Verstärkung  $i_{\text{BKV}}$  bezeichnet:

$$i_{\text{BKV}} = \frac{dF_{\text{Druckstange}}}{dF_{\text{Steuerkolben}}} \quad (\text{Gl. 19})$$

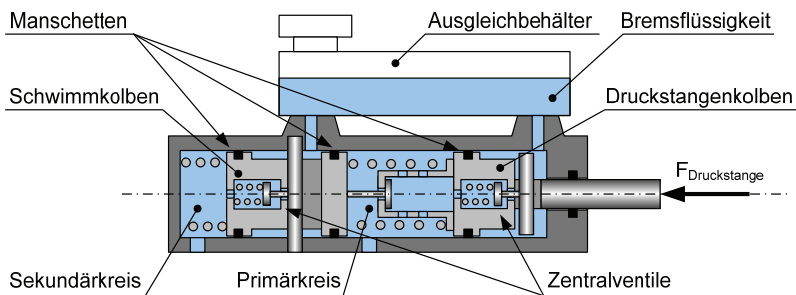
Bei der Ausführung ohne BAS ist der Regler vollständig in den BKV integriert. Das Reaktionselement, das Steuer-, Arbeits- und Druckstangenkraft im Gleichgewicht hält, ist eine Elastomerscheibe. Abhängig von der relativen Position des Steuer- und des Arbeitskolbens zueinander, die wiederum vom momentanen Kräfteverhältnis am Reaktionselement abhängt, öffnet das Unterdruck- oder das Außenluftventil so lange, bis quasistationäres Gleichgewicht herrscht (Bild 135).



**Bild 135:** BKV-Kraftregler während der Belastung (links) und der Entlastung (rechts)

Bei der Ausführung mit BAS besitzt der BKV kein Reaktionselement. Stattdessen sind die Reaktionskräfte des Steuer- und Arbeitskolbens hydraulische Druckkräfte, die innerhalb des HBZ entstehen. Die Verstärkung wird bei der Ausführung ohne BAS vom Verhältnis der Kontaktflächen des Steuer- und des Arbeitskolbens am Reaktionselement, bei der Ausführung mit BAS aus dem Verhältnis der hydraulischen Druckflächen innerhalb des HBZ bestimmt (Anlage 29).

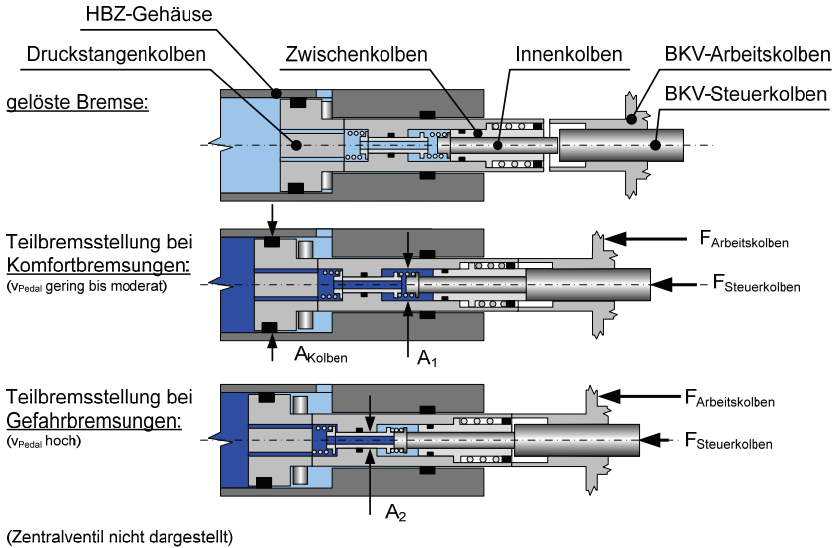
**HBZ** Der HBZ ist in beiden Ausführungen ein Tandem-Hauptbremszylinder mit Zentralventilen (Bild 136, Anlage 29). Der Druckstangenkolben wandelt die Gesamtkraft aus BKV-Steuerkolbenkraft und BKV-Arbeitskolbenkraft in hydraulischen Druck. Die Aufgabe des Schwimmkolbens besteht darin, den Primärkreis vom Sekundärkreis aus Sicherheitsgründen hydraulisch zu trennen. Manschettendichtungen dichten die Hydraulikkreise untereinander und zur Umgebung hin ab.



**Bild 136:** HBZ in der Ausführung ohne BAS (Lösestellung, geöffnete Zentralventile)

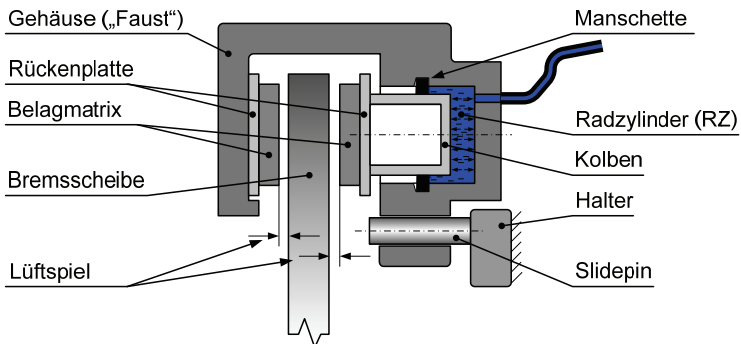
Bild 137 zeigt die Schnittstelle zwischen BKV und HBZ in der Ausführung mit BAS. Der BKV-Steuerkolben und der BKV-Arbeitskolben stützen sich an der mehrteiligen HBZ-Druckstange ab. Bei geringer Betätigungsdynamik wirkt der hydraulische Druck zum Aufbau der Gegenkraft des BKV-Steuerkolbens sowohl am HBZ-Innen- als auch am HBZ-Zwischenkolben. Überschreitet die Betätigungsdynamik des BKV-Steuerkolbens einen Grenzwert, schließt der HBZ-Innenkolben ein Flachsitzventil, so dass vor dem BKV-Zwischenkolben kein Druckaufbau möglich ist. Die resultierende Gegenkraft des BKV-Steuerkolbens ist deutlich geringer und das Verhältnis der Druckkräfte von BKV-Arbeits- und BKV-Steuerkolben verschiebt sich zu Gunsten des Arbeitskolbens. Das Resultat ist eine Erhöhung der BKV-Verstärkung.





**Bild 137:** Wirkungsweise des hydraulisch-mechanischen BAS

**Radbremsen** Die Radbremsen sind Ein-Kolben-Schwimmsattelscheibenbremsen (Bild 138). Die Spannkraft wird hydraulisch im RZ erzeugt und über die schwimmend gelagerte Faust auf den zweiten Belag übertragen. Die Manschettendichtung hat die Aufgabe, den RZ-Zylinder zu dichten und die Rückzugsbewegung des RZ-Kolbens zu unterstützen („Roll-Back-Effekt“).



**Bild 138:** Schematische Darstellung einer Schwimmsattelscheibenbremse

**ABS-Modulator** Der ABS-Modulator bleibt bei Komfortbremsungen inaktiv. Hydraulisch wirksam sind in diesem Fall nur die internen Drosselverluste.

**Fahrwerk und Fahrzeugaufbau** Fahrwerk und Fahrzeugaufbau bilden einen räumlichen, elastokinematischen Mechanismus, der bei Geradeausfahrt modellhaft in die

x-z-Ebene projiziert werden kann (s. Kapitel 3.1.2). Wenn Nick- und Vertikalbewegungen vernachlässigt werden können, ist die Reduzierung auf ein eindimensionales, mechanisches Starrkörpermodell möglich.

**Flexible und starre Leitungen** Die flexiblen Leitungen bestehen aus gummiertem Stahlgeflecht, die starren Leitungen aus einer Metallwandung mit konstanter Dicke.

## 8.2 Prüfeinrichtungen und Simulationssoftware

Zur experimentellen Identifikation von Komponenten und Teilsystemen sowie zur Parametrierung und Validierung des komplexen Modells wurde ein Komponentenprüfstand entwickelt. Er ermöglicht statische und dynamische Messungen der Steifigkeit, Volumenaufnahme, Reibung und Dämpfung von Baugruppen und Komponenten. Bei diesem Prüfstand erfolgt die Zuspaltung der Radbremsen gegen stehende Bremscheiben (Anlage 29). Messungen mit rotierender Scheibe wurden auf einen Schwungmassenbremsenprüfstand durchgeführt. Für die numerische Umsetzung des Modells kam die Software AMESim (Fa. IMAGINE SA, Roanne/FR) zur Anwendung.

## 8.3 Parameter der Bremsflüssigkeit

Die Dichte der Bremsflüssigkeit ist aus der gemessenen Masse und dem gemessenen Volumen einer Prüfmenge berechnet worden. Da die direkte Messung der Kompressibilität aufwändig ist, wurde der E-Modul aus der Eigenfrequenz eines als Laboraufbau gestalteten, hydraulischen Oszillators berechnet (Anlage 31). Die Viskosität konnte aus dem gemessenen Druckverlust einer durchströmten Bremsleitung errechnet werden (Anlage 32). Die Ergebnisse fasst Tabelle 16 zusammen.

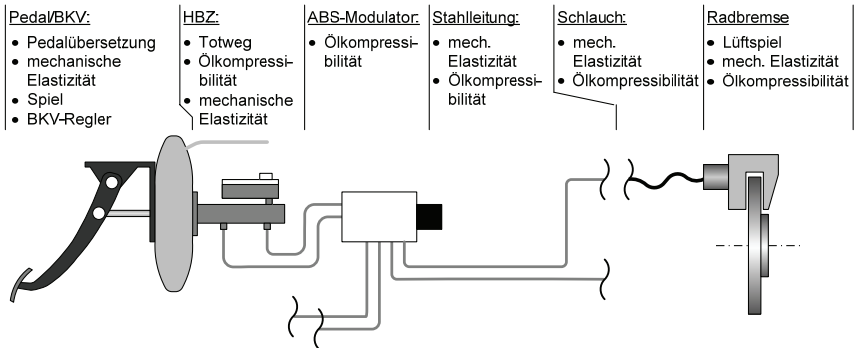
**Tabelle 16:** Experimentell bestimmte Parameter der Bremsflüssigkeit

Bremsflüssigkeitstyp	E-Modul E in bar	Dichte $\rho$ in kg/m <sup>3</sup>	Viskosität $\eta$ in mPa s
DOT 4, neuwertig	13160	930	11.1
DOT 5, neuwertig	17603	960	keine Messung

Den nachfolgenden Berechnungen liegen die Parameter von DOT-4-Bremsflüssigkeit zugrunde.

## 8.4 p-s-Zusammenhang

Da die Baugruppen und Komponenten der Bremsanlage nicht starr und spielfrei sind, ist der Druckaufbau stets mit einer Pedalbewegung verbunden. Wichtige Einflussparameter dieser Eigenschaft, die als Volumenaufnahme bezeichnet wird, sind in Bild 139 zusammengefasst.



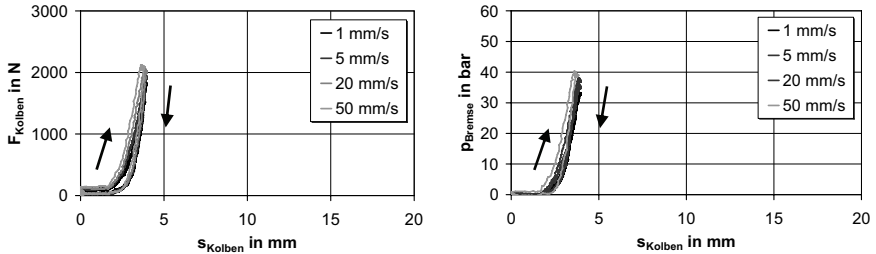
**Bild 139:** Einflussparameter der Volumenaufnahme

Nachfolgend werden die Ursachen der Volumenaufnahme für eine Pedalbetätigung bis zum Arbeitspunkt  $p_{\text{Bremsse}}=20$  bar komponentenweise aufgeschlüsselt. Dieser Wert entspricht etwa 75 % des für Komfortbremsungen typischen Bereichs des pro Abbremsung maximal erreichten Bremsdrucks (s. Kapitel 7.2.5). Da die Messungen am Komponentenprüfstand ohne Pedalwerk durchgeführt wurden, beziehen sich die Messgrößen Kraft und Weg auf den Kolben des BKV oder des HBZ. Die Bewertung der Volumenaufnahme erfolgt anhand der auf das Pedal umgerechneten Größen.

### 8.4.1 Einzelkomponenten

**Pedalwerk** Aufgrund seiner hohen Steifigkeit trägt das Pedalwerk zur Volumenaufnahme nicht bei.

**HBZ** So lange die Zentralventile geöffnet sind, strömt die vom HBZ-Druckstangen- und HBZ-Schwimmkolben verdrängte Bremsflüssigkeit in den Ausgleichsbehälter und nicht in den Primär- und Sekundärkreis. Der aus dieser Verdrängung resultierende Kolben- bzw. Pedalweg ist der HBZ-Totweg. Erst mit dem Schließen der Zentralventile entsteht ein geschlossenes hydraulisches System. Die weitere Volumenaufnahme entsteht durch elastische Verformungen. Bild 140 zeigt den gemessenen F-s-Zusammenhang bei verschlossenen Kreisanschlüssen. Bemerkenswert ist die sich mit zunehmender Kolbengeschwindigkeit verringernde Volumenaufnahme. Dieser Effekt verstärkt sich, wenn die Radbremsen montiert sind. Bekannt ist dieses Verhalten von pneumatisch-hydraulischen Nkw-Bremsanlagen und wird dort mit dem dynamischen Schließverhalten hydraulischer Ventile begründet (vgl. /3/). Es ist zu vermuten, dass sich die beiden Zentralventile ähnlich verhalten.



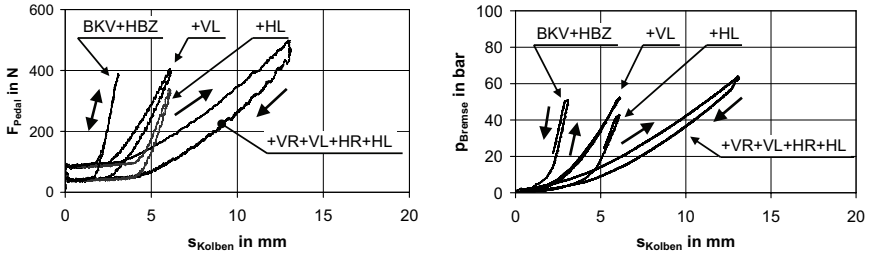
**Bild 140:** Volumenaufnahme des HBZ (links: F-s-Zusammenhang, rechts: p-s-Zusammenhang)

**BKV** Die Baugruppe BKV-HBZ besitzt einen geringeren Totweg und eine höhere Volumenaufnahme nach Beginn des Druckanstiegs als der HBZ allein. Offensichtlich verändert die Verbindung des HBZ mit dem BKV die Ausgangsstellung des HBZ-Druckstangenkolbens und damit den Öffnungshub der Zentralventile. Die höhere Volumenaufnahme ist mit der Elastizität des BKV zu begründen.

**Bremsflüssigkeit** Aufgrund ihrer Kompressibilität trägt auch die Bremsflüssigkeit zur Volumenaufnahme bei. Eine rechnerische Abschätzung ist anhand des E-Moduls und des Flüssigkeitsvolumens möglich.

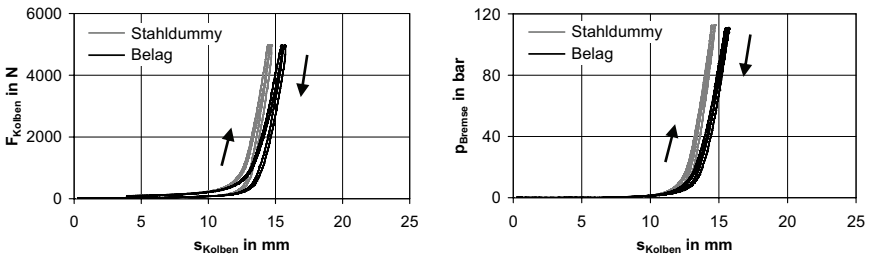
**Starre Leitungen** Die Volumenaufnahme der starren Leitungen entsteht durch die elastische Aufweitung der Rohrwandung. Mit einem rechnerisch abgeschätzten Wert von  $\Delta s_{\text{Pedal}}=0.06$  mm ist ihr Beitrag zur Gesamtvolumenaufnahme jedoch vernachlässigbar gering (/9/: S. C40).

**Flexible Leitungen und Radbremsen** Flexible Leitungen befinden sich zwischen dem HBZ und dem ABS-Modulator sowie zwischen den Stahlleitungen und den Radbremsen. Für die flexiblen Leitungen zwischen HBZ und ABS-Modulator ergibt sich nach Herstellerangaben rechnerisch ein vernachlässigbar geringer Wert von  $\Delta s_{\text{Pedal}}=0.56$  mm. Dagegen ist die Volumenaufnahme der flexiblen Leitungen, die sich zwischen den starren Leitungen und den Radbremsen befinden, nicht vernachlässigbar. Gleiches gilt für die Radbremsen. Da eine rechnerische Abschätzung nicht bzw. nur mit hohem Aufwand möglich ist, wurde sie experimentell am Komponentenprüfstand durch Vermessung unterschiedlicher Systemanordnungen und anschließender Differenzbildung ermittelt. Bild 141 zeigt beispielhaft Ergebnisse. Da bereits ein geringes Restluftspiel zwischen Scheibe und Belag die Volumenaufnahme erheblich erhöht, wurde zu deren Berechnung der  $dp/ds$ -Gradient zwischen  $p_{\text{Bremse}}=15$  bar und  $p_{\text{Bremse}}=45$  bar herangezogen.



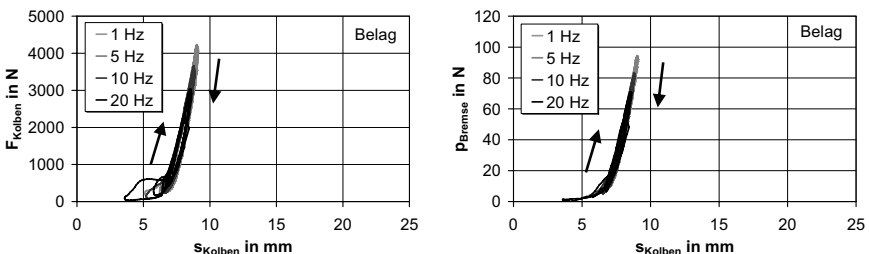
**Bild 141:** F-s- (links) und p-s-Zusammenhang (rechts) unterschiedlicher Anordnungen (Hinweis: bei  $s_{\text{Pedal}}=0$  mm ist der BKV-Steuerkolben bereits ausgelenkt)

**Bremsbeläge** Die Volumenaufnahme der Bremsbeläge wurde ebenfalls durch Differenzbildung ermittelt. Die Versuchsanordnung bestand aus einem HBZ, dessen Primäranschluss verschlossen und dessen Sekundäranschluss über eine kurze Stahlleitung mit einer Radbremse verbunden war („HBZ-Stahlleitung-Radbremse“). Vermessen wurden neuwertige Beläge und Stahldummies (Bild 142).



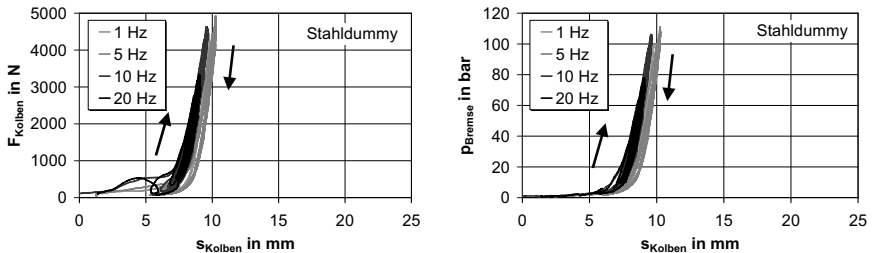
**Bild 142:** Einfluss des Bremsbelags auf die Volumenaufnahme (Anordnung: HBZ+Stahlleitung+Radbremse, links: F-s-Zusammenhang, rechts: p-s-Zusammenhang)

Bild 143 zeigt Messungen des F-s- und des p-s-Zusammenhangs bei sinusförmiger Kolbenbewegung mit unterschiedlicher Dynamik. Die Dynamik hat demnach keinen Einfluss auf den F-s- und den p-s-Zusammenhang.



**Bild 143:** Volumenaufnahme bei sinusförmiger HBZ-Kolbenbewegung (Anordnung: HBZ+Stahlleitung+Radbremse mit Belag, links: F-s-Zusammenhang, rechts: p-s-Zusammenhang)

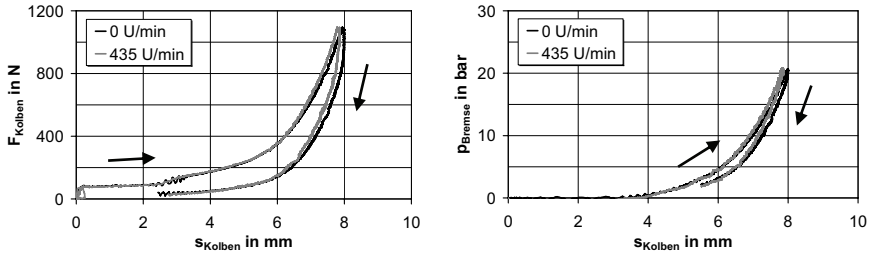
Das gleiche Verhalten zeigen Stahldummies (Bild 144). Bemerkenswert ist, dass die statische F-s- und p-s-Hysterese erhalten bleibt und somit nicht den Belägen zuzuordnen ist.



**Bild 144:** Volumenaufnahme bei sinusförmiger HBZ-Kolbenbewegung (Anordnung: HBZ+Stahlleitung+Radbremse mit Belagdumy, links: F-s-Zusammenhang, rechts: p-s-Zusammenhang)

Den Messungen zufolge tragen die Beläge zur Volumenaufnahme der vorderen Radbremsen 54 % und der hinteren Radbremsen 25 % bei. Bezogen auf die Gesamtvolumenaufnahme der Bremsanlage sind es jedoch nur 11,8 %. Diesen vergleichsweise geringen Wert bestätigen rechnerische Abschätzungen auf der Grundlage von Messungen der Belagkompressibilität (7/, /14/). Der Einfluss der Temperatur auf die Belagkompressibilität wurde am Schwungmassenbremsenprüfstand untersucht. Resultat ist, dass sich die Volumenaufnahme der Anordnung HBZ-Stahlleitung-Radbremse im Temperaturbereich (Ausgangsscheibentemperatur)  $T_{\text{Bremse}}=100\dots300\text{ °C}$  ab Beginn des Druckanstieges um nur 5 % erhöht. Folglich ist der Einfluss der Scheibentemperatur, die bei Abbremsungen im Komfortbereich durchschnittlich  $T_{\text{Bremse}}=89\text{ °C}$  und maximal  $T_{\text{Bremse}}=170\text{ °C}$  beträgt (s. Kapitel 7.2.5), gering.

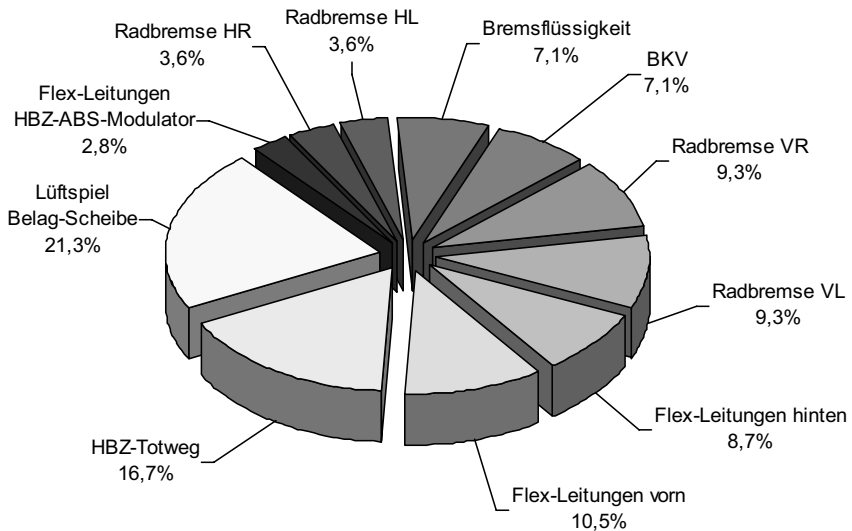
**Lüftspiel und Verspannung der Radbremse** Als Ursachen für die höhere Volumenaufnahme abgebremster Fahrzeuge kommen das Lüftspiel und der Verspannungszustand der Radbremsen in Betracht (vgl. Kapitel 6.5). Messungen am Schwungmassenbremsenprüfstand ergaben, dass der Unterschied der Volumenaufnahme zwischen stehender und rotierender Scheibe nach der Überwindung des Lüftspiels (Beginn des Druckanstiegs) weniger als 2 % beträgt (Bild 145). Demnach beeinflusst der Verspannungszustand der Radbremsen die Volumenaufnahme der Bremsanlage nur geringfügig. Als Hauptursache für die höhere Volumenaufnahme des abgebremsten Fahrzeugs ist das Lüftspiel zwischen Belag und Scheibe anzusehen.



**Bild 145:** Messung der Volumenaufnahme mit stehender und rotierender Scheibe am Schwungmassenbremsenprüfstand ( $T=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ , Anordnung: HBZ-Stahlleitung-Radbremse, links F-s-Zusammenhang, rechts: p-s-Zusammenhang)

## 8.4.2 Gesamtsystem

Die Addition aller Einzelteile liefert eine auf den Pedalweg bezogene Volumenaufnahme von  $s_{\text{Pedal}}=31.1\text{ mm}$ . Dieser Wert entspricht sehr gut der am stehenden Gesamtfahrzeug gemessenen Volumenaufnahme von  $s_{\text{Pedal}}=31.3\text{ mm}$ . Demgegenüber ist die Volumenaufnahme am abgebremsten Fahrzeug mit  $s_{\text{Pedal}}=39.5\text{ mm}$  deutlich größer. Wird die Differenz zwischen stehendem und abgebremstem Fahrzeug dem Lüftspiel zwischen Brems scheiben und -belägen zugeordnet, ergibt sich folgende relative Aufteilung der Gesamtvolumenaufnahme (Bild 146):

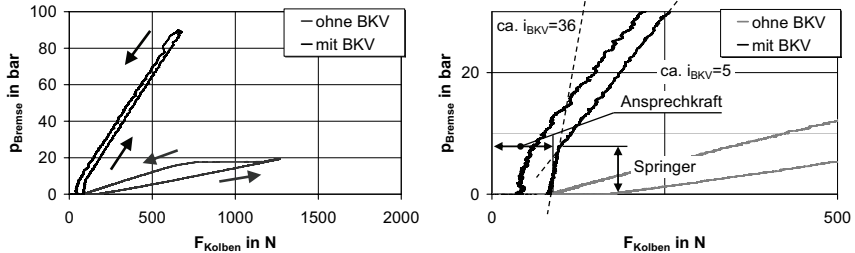


**Bild 146:** Volumenaufnahme der Bremsanlage mit BAS am Arbeitspunkt  $p_{\text{Bremse}}=20\text{ bar}$

Die bedeutendsten Verursacher der Volumenaufnahme sind demnach das Lüftspiel zwischen Brems scheibe und -belag sowie der Totweg des HBZ.

## 8.5 p-F-Zusammenhang

Der Zusammenhang zwischen der BKV-Steuerkolbenkraft und dem Bremsdruck wird von den Eigenschaften des BKV und des HBZ bestimmt. Bild 147 zeigt entsprechende Messungen mit und ohne BKV bei quasistationärer Betätigung.



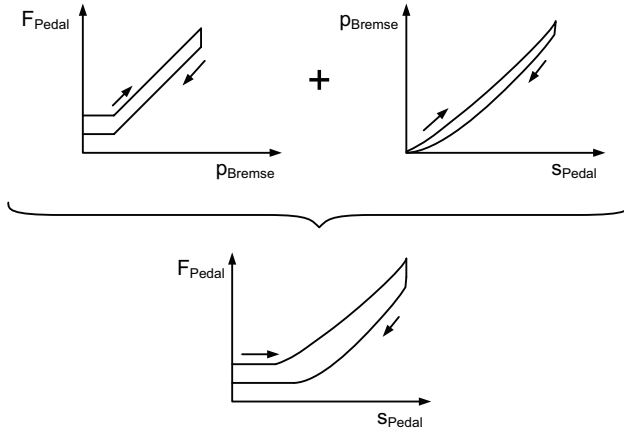
**Bild 147:** Messung des p-F-Zusammenhangs (Anordnung: HBZ-Stahlleitung-Radbremse, das rechte Diagramm zeigt einen Ausschnitt des linken Diagramms)

Die Höhe der Ansprechkraft wird, wie Modellbildung und Simulation bestätigen (s. Kapitel 8.9), maßgeblich von der Vorspannkraft der BKV-Rückstellfeder bestimmt. Der Springer ist konstruktiv unterschiedlich realisiert. Bei der Ausführung mit BAS entsteht bei geringem Druck die Gegenkraft des BKV-Steuerkolbens nur am HBZ-Innenkolben. Erst nach Überschreiten eines Schwellwerts stützt sich auch der HBZ-Zwischenkolben am BKV-Steuerkolben ab. Unterhalb des Schwellwertes ist deshalb die gleiche Steuerkolbenkraftänderung mit einer höheren Druckänderung verbunden als oberhalb. Bei der Ausführung ohne BAS entsteht der Springer durch die Profilierung der Steuerkolbenstirnfläche. Diese Unebenheit hat ebenfalls zur Folge, dass die Relativverschiebung zwischen BKV-Steuer- und BKV-Arbeitskolben im unteren Druckbereich eine geringere Steuerkolbenkraft erfordert als im oberen Druckbereich. Oberhalb des Springers verläuft der p-F-Zusammenhang in beiden Ausführungen linear.

## 8.6 F-s-Zusammenhang

Der F-s-Zusammenhang ergibt sich aus der Verkopplung der F-p- und p-s-Zusammenhänge, so dass deren Merkmale zugleich die Merkmale des F-s-Zusammenhangs eindeutig beschreiben. Die Diskussion des F-s-Zusammenhangs kann daher entfallen. Bild 148 illustriert diese Verkopplung schematisch.

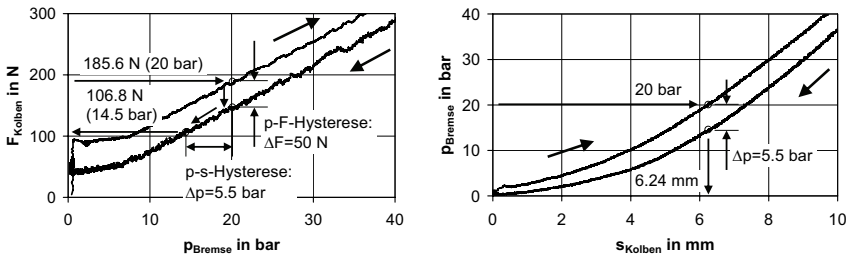




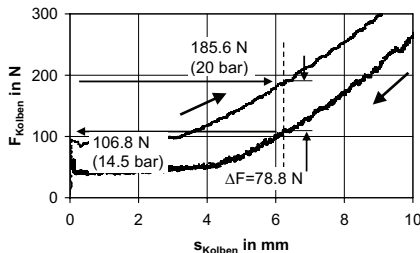
**Bild 148:** Verkopplung der Größen Pedalkraft, Pedalweg und Bremsdruck

### 8.7 Statische Hysterese

Auch auf die statische Hysterese trifft die im Kapitel 8.6 beschriebene Verkopplung der F-s-, F-p- und p-s-Zusammenhänge zu (Bild 148). Die Diskussion der Hysteresen kann daher ebenfalls auf die Analyse des F-p- und des p-s-Zusammenhangs reduziert werden. Beispielhaft zeigen Bild 149 und Bild 150 diese Verkopplung anhand von Messungen für den Arbeitspunkt  $p_{Bremse}=20$  bar.

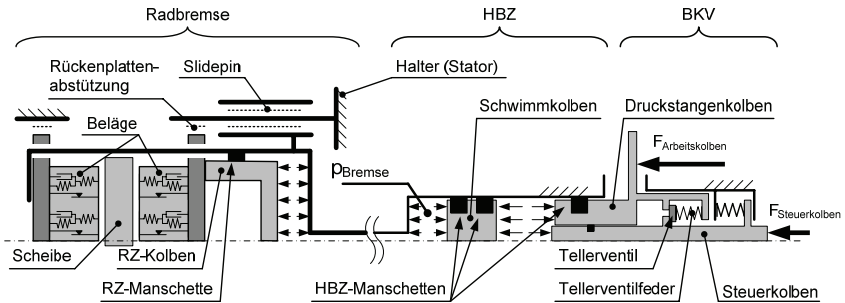


**Bild 149:** F-p- (links) und p-s-Hysterese (rechts) am Arbeitspunkt  $p_{Bremse}=20$  bar



**Bild 150:** F-s-Hysterese am Arbeitspunkt  $p_{Bremse}=20$  bar

Die Ursachen statischer Hysterese sind Elemente mit richtungsabhängiger statischer Charakteristik. Man findet sie in den Reibkontakten der Bremsanlage und in der Charakteristik des BKV-Reglers. Ein entsprechendes Modell der Bremsanlage in der Ausführung mit BAS zeigt Bild 151. Aufgrund der geringen Reibung der Pedallager bleibt das Pedalwerk unberücksichtigt (s. Kapitel 5.5).

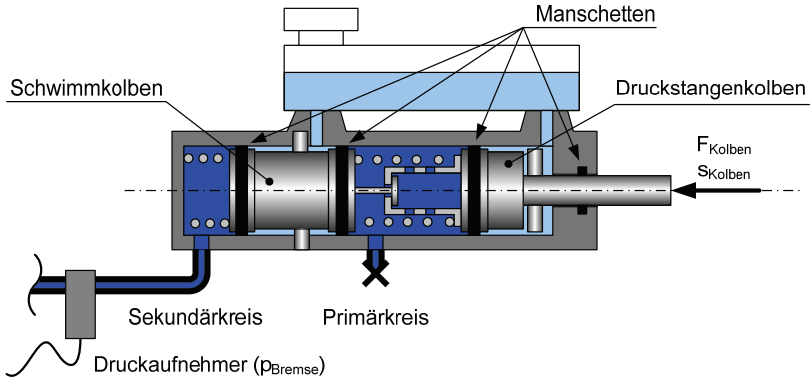


**Bild 151:** Vereinfachtes Modell der Bremsanlage mit BAS zur Darstellung der Ursachen statischer Hysterese

Experimentell quantifiziert wurde die Reibung der Manschettendichtungen des HBZ und der RZ, die als erheblich eingeschätzt wird und experimentell mit überschaubarem Aufwand zu bestimmen ist.

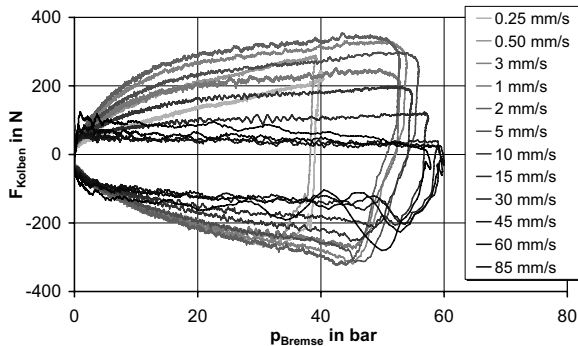
### 8.7.1 Manschettenreibung des Hauptbremszylinders

Zur Messung der Manschettenreibkräfte wurde der Primärkreis des HBZ verschlossen und der Sekundärkreis über eine kurze Stahlleitung mit einer Radbremse verbunden. Am betätigten Druckstangenkolben ist die Kolbenkraft  $F_{\text{Kolben}}$  die Summe aus der Druckkraft des Sekundärkreises, der Sekundärfederkraft und den Manschettenreibkräften des Schwimm- und des Druckstangenkolbens (Bild 152). Bei bekannten Federkennwerten kann die Manschettenreibkraft folglich anhand der Messgrößen Kolbenkraft, Kolbenweg und Bremsdruck rechnerisch ermittelt werden. Die Volumenaufnahme des Sekundärkreises wurde in dieser Versuchsreihe nicht variiert. Zwar kann ein Einfluss dieses Parameters auf das Messergebnis nicht ausgeschlossen werden, der Versuch wird aber als grundsätzlich aussagekräftig angesehen. Die Präzisierung im Versuch wird empfohlen.



**Bild 152:** Messung der Reibkraft der HBZ-Manschetten

Das Ergebnis der Messung ist ein Kennfeld, das die Abhängigkeit der Reibkraft vom Druck des Sekundärkreises, von der Gleitgeschwindigkeit und der Gleitrichtung angibt (Bild 153).

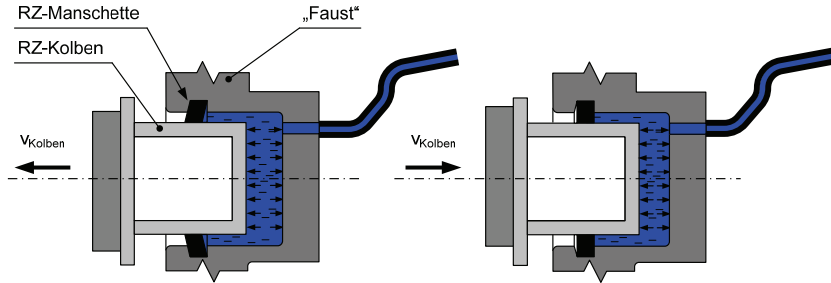


**Bild 153:** Messung der Manschettenreibkraft in Abhängigkeit vom Bremsdruck, von der Gleitgeschwindigkeit und der Gleitrichtung

Die Messungen zeigen, dass die Reibkräfte der Manschetten stark nichtlinear vom Druck, von der Gleitrichtung und von der Gleitgeschwindigkeit abhängig sind.

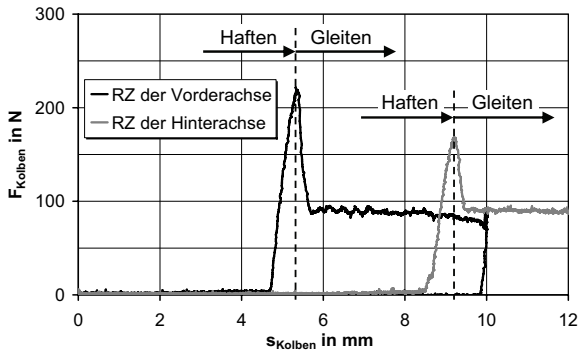
### 8.7.2 Manschettenreibung des Radbremszylinders

Die Manschette des RZ ist Dichtelement und zugleich Federeslement um den Kolbenrückzug durch elastische Rückstellkräfte zu unterstützen (Roll-Back-Effekt). Dazu ist die Nut trapezförmig gestaltet, so dass sich die Manschette bei ausfahrendem Kolben infolge Haftreibung elastisch verformen kann (Bild 154).



**Bild 154:** Verformung der RZ-Manschette bei Bewegung des RZ-Kolbens

Bild 155 und Tabelle 17 zeigen die Ergebnisse der Reibkraftmessung eines in den hydraulisch offenen Zylinder hinein verschobenen Kolbens. Zu erkennen sind die elastischen Verformungen der Manschette während der Haftphase ( $F=225\text{ N}$ ) und das anschließende Gleiten auf dem RZ-Kolben ( $F=90\text{ N}$ ).



**Bild 155:** Zeitlicher Verlauf der Haft- und Gleitreibungskräfte der RZ-Manschetten bei druckloser Kolbenverschiebung in den RZ hinein (=Lösebewegung)

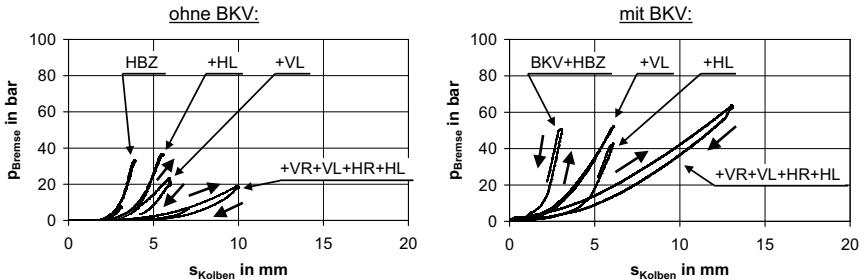
**Tabelle 17:** Messung der Haft- und Gleitreibungskräfte der RZ-Manschettdichtungen bei druckloser Kolbenverschiebung nach innen (=Lösebewegung)

Achse	Art der Reibung	Kolbenkraft in N	RZ-Druck in bar
Radbremse der Vorderachse	Haften	225	0.89
	Gleiten	90	0.35
Radbremse der Hinterachse	Haften	167	1.48
	Gleiten	94	0.83

Es ist davon auszugehen, dass die Reibkraft der RZ-Manschetten, ähnlich wie bei den HBZ-Manschetten, unter Innendruck erheblich zunimmt. Aufgrund des hohen Aufwands musste auf Messungen unter Druck und zuspandernder Bewegungsrichtung im Rahmen der vorliegenden Arbeit verzichtet werden.

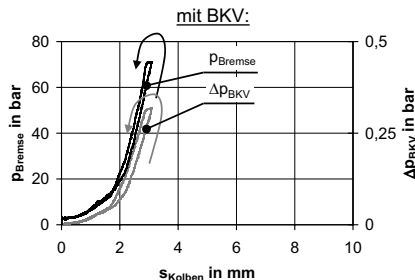
### 8.7.3 p-s-Hysterese

Bild 156 zeigt Messungen des p-s-Zusammenhangs unterschiedlicher Prüfanordnungen jeweils mit und ohne BKV.



**Bild 156:** Messung des p-s-Zusammenhangs unterschiedlicher Anordnungen (Hinweis: bei  $s_{\text{Pedal}}=0$  mm ist der BKV-Steuerkolben bereits ausgelenkt)

Daraus ist ersichtlich, dass der HBZ allein keine p-s-Hysterese bildet, sondern nur in Verbindung mit den Radbremsen. Mit BKV, aber ohne Radbremsen, entsteht eine linksläufige Hysterese. Die Ursache kann dem BKV-Druckregler zugeordnet werden, da das gleiche Verhalten qualitativ auch zwischen dem Kolbenweg  $s_{\text{Kolben}}$  und der Kammerdruckdifferenz  $\Delta p_{\text{BKV}}$  auftritt (Bild 157).



**Bild 157:** Messung des p-s- und  $\Delta p_{\text{BKV}}$ -s-Zusammenhangs (Anordnung: BKV-HBZ)

Mit allen vier Radbremsen entsteht die für die vollständige Bremsanlage typische rechtsläufige Hysterese. Dass der Belag daran nur geringen Anteil hat, kann aus Literaturangaben und eigenen Messungen zur Volumenaufnahme geschlussfolgert werden. In [7] wird die statische Hysterese der Beläge mit ca. 10 % angegeben. Da der Beitrag der Beläge zur Gesamtvolumenaufnahme nur 11,8 % beträgt, ist der Anteil der Belaghysterese an der Gesamthysterese ebenfalls als gering einzuschätzen. Eigene Vergleichsmessungen mit Belägen und Stahldummies, nach denen bei stehender Brems Scheibe der Beitrag der Beläge zur p-s-Hysterese sowohl bei quasi-stationärer als auch bei dynamischer Betätigung sehr gering ist (Kapitel 8.4.1: Bild 143, Bild 144), bestätigen diese Schlussfolgerung. Messungen am Schwungmassenbremsenprüfstand zeigen wiederum, dass die p-s-Hysterese nur wenig vom Scheibenmoment abhängt. Es ist daher eher unwahrscheinlich, dass Reibkräfte an

der Rückenplatte der Beläge sowie an den Slidepins die Ursache der Hysterese sind. Die Hauptursache ist demnach in der Manschettenreibung des RZ-Kolbens zu sehen, deren Größenordnung durch die Reibkraftmessung bestätigt wird.

### 8.7.4 p-F-Hysterese

Messungen der p-F-Hysterese, die ca.  $F_{\text{Kolben}}=50\text{ N}$  beträgt, zeigt das linke Diagramm von Bild 158. Sie ist im unteren Druckbereich in gleicher Höhe und darüber etwas vermindert auch im  $F-\Delta p_{\text{BKV}}$ -Zusammenhang zu finden. Die Differenz zwischen diesen beiden Hysteresen ist im  $p-\Delta p_{\text{BKV}}$ -Zusammenhang zu finden (Bild 158: rechtes Diagramm). Dessen Hysterese ist auf HBZ-Manschettenreibung zurückzuführen. Die deutlich größere  $F-\Delta p_{\text{BKV}}$ -Hysterese entsteht im BKV-Regler, die, wie Simulationsrechnungen bestätigen, von der Vorspannkraft der Tellerventilfeder bestimmt wird (s. Kapitel 8.9).

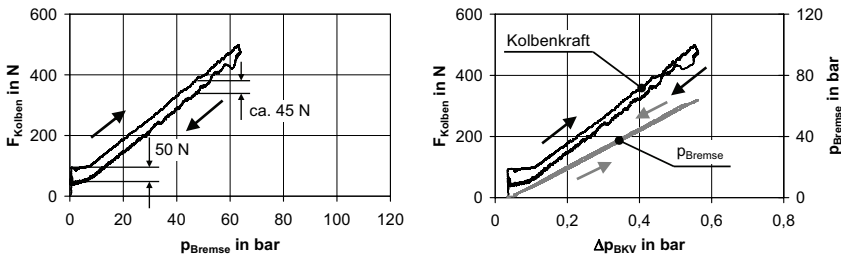


Bild 158: F-p- (links) und  $F-\Delta p_{\text{BKV}}$ - bzw.  $p-\Delta p_{\text{BKV}}$ -Zusammenhänge (rechts)

### 8.8 Dynamische F-s-Hysterese

Bild 159 zeigt Betätigungen des HBZ-Kolbens der kompletten Bremsanlage mit geringer und hoher Dynamik. Daraus ist ersichtlich, dass nennenswerte dynamische Kolbenkräfte nur während der Betätigung nach der Überwindung des HBZ-Totwegs entstehen.

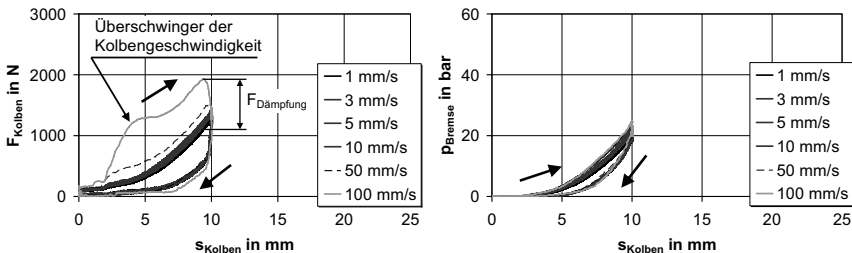
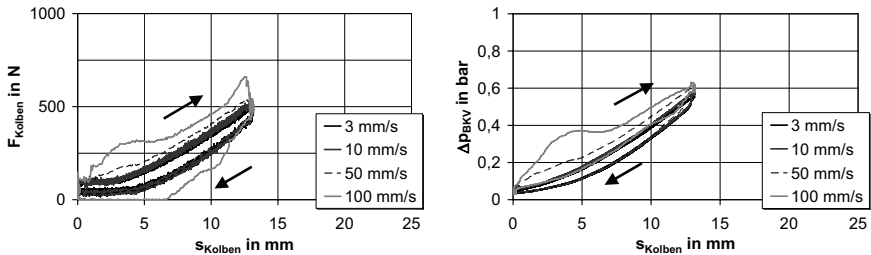


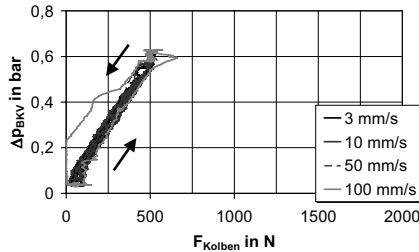
Bild 159: Messung des F-s- (links) und des p-s-Zusammenhangs (rechts) bei unterschiedlicher Kolbengeschwindigkeit (Anordnung: vollständige Bremsanlage ohne BKV)

Bei Messungen mit BKV tritt die dynamische Krafterhöhung während der Betätigung sowohl im F-s- als auch im  $\Delta p_{\text{BKV}}$ -s-Zusammenhang auf (Bild 160). Am  $\Delta p_{\text{BKV}}$ -F-Zusammenhang von Bild 161 ist zu erkennen, dass die BKV-Hilfskraft

verzögerungsfrei der Kraftanforderung des Steuerkolbens nur während der Kolbenbetätigung, nicht aber während der Entlastung folgt. Die dynamische Krafterhöhung während der Betätigung ist folglich ausschließlich auf hydraulische Verluste und nicht auf das Übertragungsverhalten des BKV zurückzuführen. Auf die Entlastungsbewegung trifft diese Bewertung jedoch nicht zu. Ab  $v_{\text{Kolben}}=100 \text{ mm/s}$  ( $v_{\text{Pedal}}=345 \text{ mm/s}$ ) bildet der  $\Delta p_{\text{BKV}}-F$ -Zusammenhang eine Hysterese, deren Ursache in der Verzögerung des Differenzdruckabbaus liegt. Das Resultat ist die dynamische Verringerung der Kolbenkraft während der Entlastung (Bild 160: linkes Diagramm).



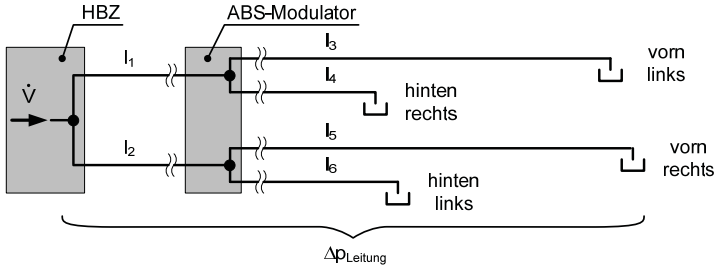
**Bild 160:** Messung des  $F$ -s- (links) und des  $\Delta p_{\text{BKV}}-s$ -Zusammenhangs (rechts) bei unterschiedlicher BKV-Kolbengeschwindigkeit (Anordnung: vollständige Bremsanlage)



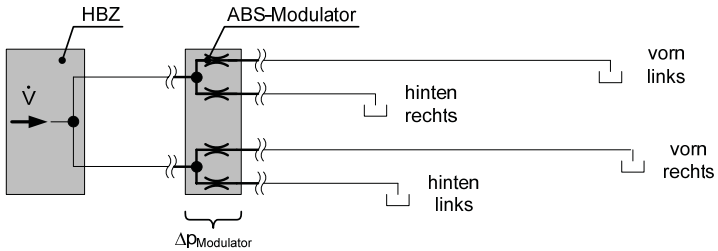
**Bild 161:** Messung des  $\Delta p_{\text{BKV}}-F$ -Zusammenhangs bei unterschiedlicher BKV-Kolbengeschwindigkeit (Anordnung: vollständige Bremsanlage)

Demnach liegen die Ursachen dynamischer  $F$ -s-Hysterese bei Komfortbereich im hydraulischen Teil der Bremsanlage und nicht im BKV. Die bei höheren Pedalgeschwindigkeiten vom BKV verursachten Anteile betreffen zunächst die Entlastungsbewegungen und erst bei sehr hohen Kolbengeschwindigkeiten auch die Belastungsbewegungen (s. Kapitel 8.9.2).

Werden alle vier Radbremsen mit kurzen Leitungen an den HBZ angeschlossen, ist der  $F$ -s-Zusammenhang hysteresefrei. Daraus ist zu schlussfolgern, dass die maßgeblichen Druckverluste nur in den Leitungen und im ABS-Modulator entstehen können. Rechnerische Abschätzungen beider Verlustarten zeigen, dass die Verluste im ABS-Modulator dominieren. In Bild 162 ist das Modell zur Berechnung der Leitungsdrukverluste dargestellt, in Bild 163 das zur Berechnung der Verluste im ABS-Modulator (Anlage 33).



**Bild 162:** Hydraulisches Modell zur Berechnung laminarer Leitungsdruckverluste



**Bild 163:** Hydraulisches Modell zur Berechnung der Druckverluste im ABS-Modulator

Die Berechnungsergebnisse sind in Tabelle 18 und Tabelle 19 zusammengestellt.

**Tabelle 18:** Berechnung der dynamischen Pedal- und Kolbenkraft infolge laminarer Rohrreibung bei Betätigung

$Re_{max}$	Pedal			BKV-Kolben		
	$v_{Pedal}$ in mm/s	$F_{Dämpfung}$ in N		$v_{Kolben}$ in mm/s	$F_{Dämpfung}$ in N	
		$i_{BKV}=1$	$i_{BKV}=5$		$i_{BKV}=1$	$i_{BKV}=5$
193	100	4.9	1.0	29	16.9	3.4
332	172	8.4	1.7	50	29.1	5.8
386	200	9.8	2.0	56	33.8	6.8
666	345	16.9	3.4	100	58.4	11.7

**Tabelle 19:** Berechnung der dynamischen Pedal- und Kolbenkraft infolge des Druckverlustes im ABS-Modulator bei Betätigung

$v_{Pedal}$ in mm/s	Pedal		$v_{Kolben}$ in mm/s	BKV-Kolben	
	$F_{Dämpfung}$ in N			$F_{Dämpfung}$ in N	
	$i_{BKV}=1$	$i_{BKV}=5$		$i_{BKV}=1$	$i_{BKV}=5$
100	19.4	3.88	29	66.9	13.4
172	57.3	11.46	50	197.7	39.5
200	77.6	15.52	56	267.7	53.5
345	229.6	45.92	100	792.1	158.4



Tabelle 20 stellt Messungen und rechnerische Abschätzungen der dynamischen Kraft am Arbeitspunkt  $p_{\text{Bremsse}}=20 \text{ bar}$  ( $s_{\text{Pedal}}=9 \text{ mm}$ ) gegenüber.

**Tabelle 20:** Vergleich von gemessener und berechneter dynamischer Kolbenkraft bei Betätigung

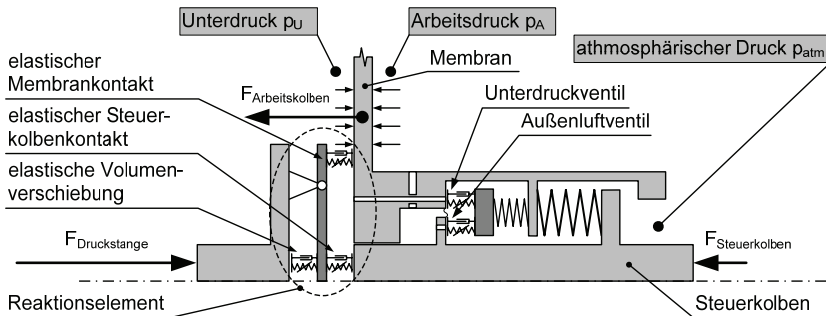
Messanordnung	$V_{\text{Kolben}}$ in mm/s	$F_{\text{Dämpfung}}$ in N		
		Messung	Simulation	
			aus Druckverlust im ABS-Modulator	aus Druckverlust in Leitungen
ohne BKV	50	320	198	29
	100	806	792	58
mit BKV	50	73	39.5	5.8
	100	154	158.4	11.7

Die überwiegend gute Übereinstimmung bestätigt die Aussagekraft der rechnerischen Abschätzungen.

## 8.9 Numerische Simulation

### 8.9.1 Modellbildung

Von den Baugruppen Pedalwerk, Bremskraftverstärker, Hauptbremszylinder und Radbremse wurden separate Modelle entwickelt (Anlage 34). Zu den mit besonderer Sorgfalt zu modellierenden und parametrierenden Bereichen gehört der BKV-Kraftregler. Bild 164 zeigt das mechanische Modell für die Ausführung ohne BAS. Die Elastomerreaktionsscheibe ist darin ein elastisch abgefederter Hebel.



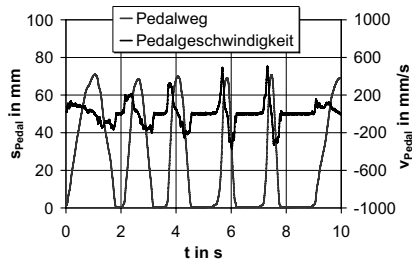
**Bild 164:** Mechanisches Modell des BKV-Kraftreglers der Ausführung ohne BAS

Der Reibkraftverlauf der HBZ-Manschetten ist mit Kennfeldern beschrieben, die den Messungen von Kapitel 8.7.1 entsprechen. Zwischen Haft- und Gleitreibung wurde dabei nicht unterschieden. Der Roll-Back-Effekt der RZ-Manschetten wird berücksichtigt, deren Reibung aber vereinfachend als konstant angenommen. Die nichtlineare Volumenaufnahme der flexiblen Leitungen und der Radbremse wird mit Kennlinien beschrieben, die den Komponentenmodellen der Radbremsen zugeordnet sind. Darüber hinaus entstand im Rahmen einer Machbarkeitsstudie ein zweidimen-

sionales Fahrzeugmodell, das erfolgreich mit dem Modell der Bremsanlage gekoppelt wurde.

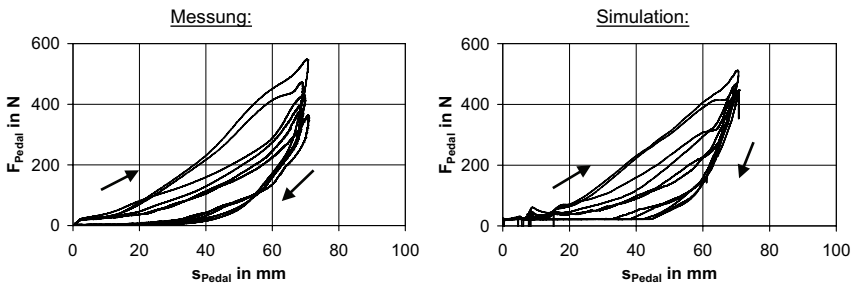
### 8.9.2 Pedalbetätigungen im Komfortbereich

Es werden zunächst Ergebnisse für die Bremsanlage ohne BAS vorgestellt. Die unabhängige Eingangsgröße des Modells als Messsignal oder idealisierter Verlauf ist der Pedalweg. Die folgenden Bilder zeigen Messungen und Simulationsrechnungen für mehrere aufeinander folgende, nicht automatisierte Pedalbetätigungen bis ca.  $v_{\text{Pedal}}=550 \text{ mm/s}$  (Bild 165).

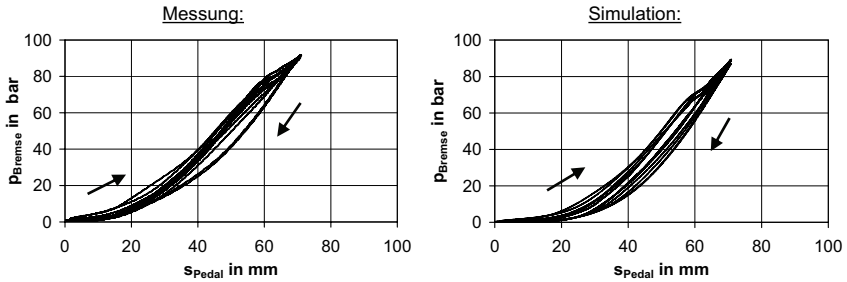


**Bild 165:** Messung des zeitlichen Verlaufs des Pedalwegs und der Pedalgeschwindigkeit mehrerer aufeinander folgender, nicht automatisierter Pedalbetätigungen mit geringer und hoher Dynamik

Aus Bild 166 und Bild 167 ist zu erkennen, dass wesentliche statische und dynamische Merkmale des F-s- und des p-s-Zusammenhangs von der Simulationsrechnung reproduziert werden.

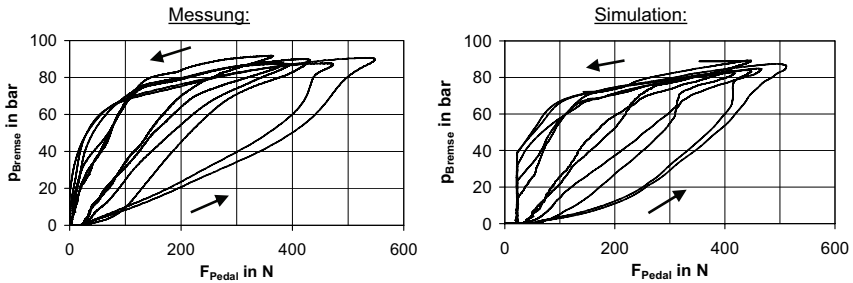


**Bild 166:** Messung und Simulation des F-s-Zusammenhangs mehrerer aufeinander folgender, nichtautomatisierter Pedalbetätigungen mit geringer und hoher Dynamik



**Bild 167:** Messung und Simulation des p-s-Zusammenhangs mehrerer aufeinander folgender, nicht automatisierter Pedalbetätigungen mit geringer und hoher Dynamik

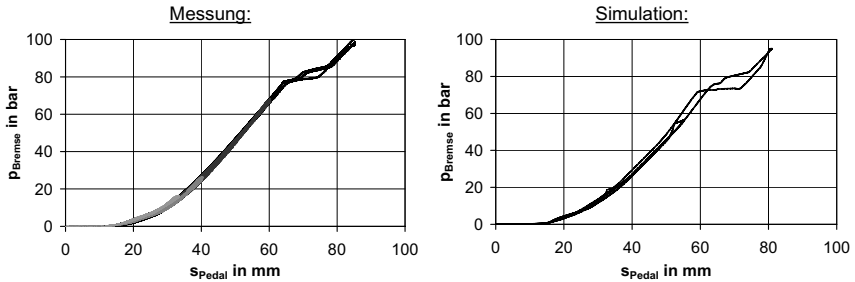
Den entsprechenden Vergleich für den p-F-Zusammenhang zeigt Bild 168. Gute Übereinstimmung liegt auch hier vor.



**Bild 168:** Messung und Simulation des F-p-Zusammenhangs mehrerer aufeinander folgender, nicht automatisierter Pedalbetätigungen mit geringer und hoher Dynamik

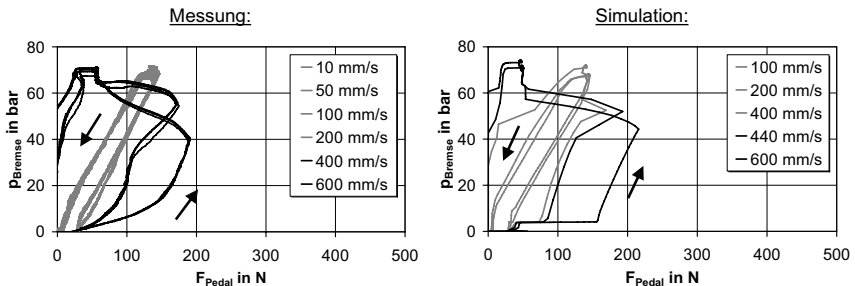
Oberhalb von  $v_{\text{Pedal}}=200$  mm/s vergrößern sich F-s- und p-F-Hysterese mit zunehmender Betätigungsdynamik deutlich. Die Simulationsrechnungen zeigen, dass dieses Verhalten maßgeblich auf die Pneumatik des BKV zurückzuführen ist, der den Druck der Arbeitskammer und damit die Hilfskraft nicht mit der Dynamik der Steuerkolbenkraft anheben kann. Das Resultat ist eine große Hysterese des  $p_A$ -F-Zusammenhangs (Bild 169).





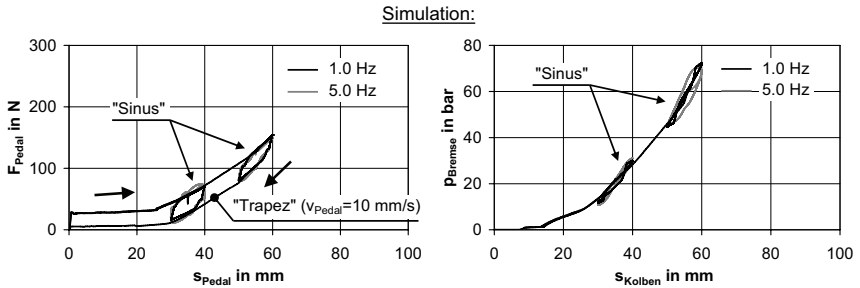
**Bild 172:** Messung und Simulation des p-s-Zusammenhangs bei trapezförmiger Betätigung mit geringer Dynamik

Bild 173 zeigt anhand des p-s-Zusammenhangs, dass eine gute Modellqualität auch für dynamische Betätigungen gegeben ist. Zu erkennen sind die gute Wiedergabe der statischen und dynamischen Hysterese sowie die Erhöhung der BKV-Verstärkung oberhalb der BAS-Ansprechschwelle. Messungen zufolge liegt die BAS-Ansprechschwelle im Bereich  $v_{\text{Pedal}}=200\dots400$  mm/s, nach Herstellerangaben bei ca.  $v_{\text{Pedal}}=350$  mm/s und in der Simulationsrechnung bei  $v_{\text{Pedal}}=400\dots440$  mm/s. Abweichungen des p-F-Verlaufs sind u. a. darauf zurückzuführen, dass der zeitliche Verlauf des Pedalwegs in der Simulationsrechnung nicht der gemessene Signalverlauf ist, sondern der exakter Polygonzug der Sollwertvorgabe.



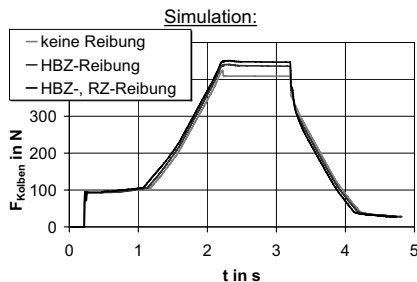
**Bild 173:** Messungen und Simulationen des p-F-Zusammenhangs und der Ansprechschwelle des BAS

Ebenfalls gut reproduziert werden wesentliche Merkmale bei sinusförmig weggeregelter Pedalbetätigung (Bild 174).



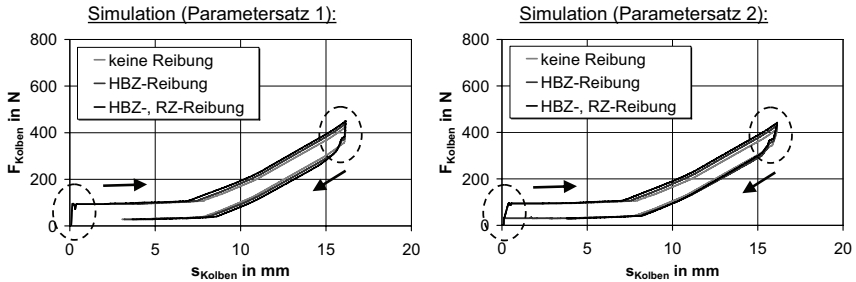
**Bild 174:** Simulation des F-s- (links) und p-s-Zusammenhangs (rechts) bei sinusförmiger Pedalbetätigung

Bild 175 zeigt den zeitlichen Verlauf der BKV-Steuerkolbenkraft bei trapezförmig wegeregelter Pedalbetätigung. Die Relaxation während der Haltephase in der oberen Umkehrlage hat im Modell ausschließlich pneumatische Ursachen, ist aber geringer als die entsprechenden Messungen. Wird angenommen, dass die rechnerisch simulierte pneumatische Relaxation korrekt ist, muss die gemessene Relaxation von Elementen und Strukturen verursacht werden, die im Modell nur vereinfacht abgebildet sind. Vor diesem Hintergrund sollten die Manschettendichtungen des HBZ und das BKV-Tellerventil genauer betrachtet werden.



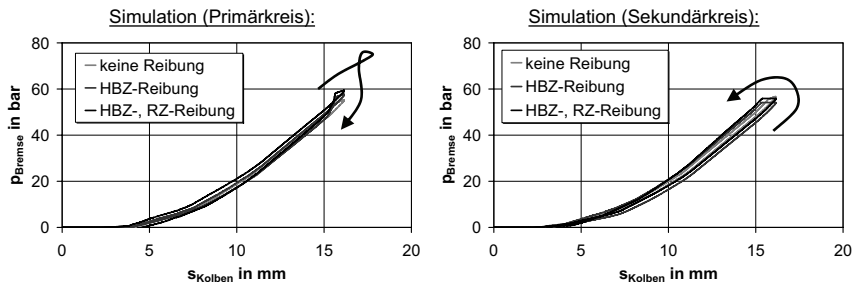
**Bild 175:** Simulation des zeitlichen Verlaufs der BKV-Steuerkolbenkraft

Die folgenden Bilder zeigen ausgewählte Ergebnisse von Parameterstudien. Grundlage der Simulationsrechnungen ist das Modell der kompletten Bremsanlage mit BAS, aber ohne Pedalwerk. Variiert wurden die Parameter des BKV-Druckreglers (Elastizität, Über-/Unterdeckung) sowie der HBZ- und RZ-Manschetten (Reibkräfte, Roll-Back-Effekt). Bild 176 zeigt den Einfluss des BKV-Tellerventils und der Dichtmanschetten. Variationen der Parameter dieser Teilmodelle beeinflussen den F-s-Verlauf der Umkehrbewegungen und die Höhe der Hysterese tlw. erheblich.



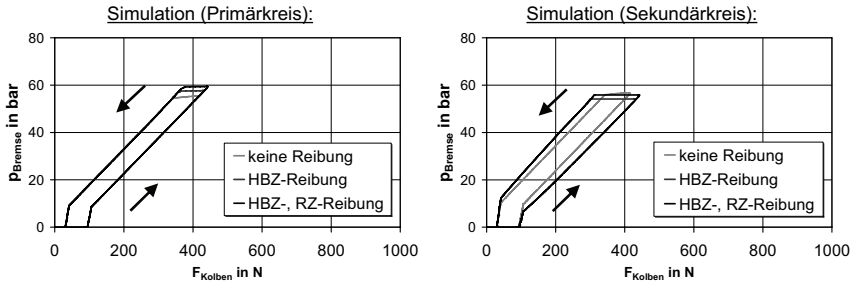
**Bild 176:** Simulation des F-s-Zusammenhangs für unterschiedliche Parametrierungen des BKV-Tellerventils

Bild 177 zeigt die Abhängigkeit des p-s-Zusammenhangs von der Manschettenreibung. Nur bei reibungsfreiem Schwimmkolben ist dieser Zusammenhang in beiden Hydraulikkreisen nahezu gleich. Der verbleibende Unterschied ist auf die Kräfte der Schwimmkolben- und der Druckstangenkolbenfeder zurückzuführen. Mit Schwimmkolbenreibung verändert sich die p-s-Hysterese des Primärkreises in Richtung Rechtsläufigkeit, die des Sekundärkreises in Richtung Linksläufigkeit. Von nur geringem Einfluss auf den p-s-Zusammenhang ist die Manschettenreibung des Druckstangenkolbens. Die Reibung der RZ vergrößert dagegen die Rechtsläufigkeit der p-s-Hysterese in beiden Kreisen in gleicher Höhe. Die Analyse von Bremsanlagen sollte deshalb zwischen Primär- und Sekundärkreis stärker differenzieren.



**Bild 177:** Simulation des p-s-Zusammenhangs

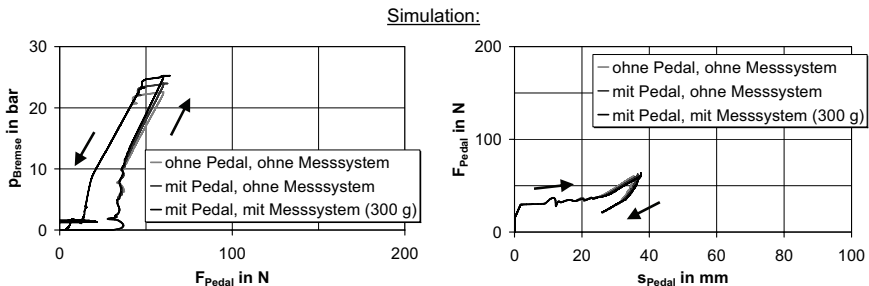
Bild 178 zeigt die entsprechenden p-F-Zusammenhänge. Die Manschettenreibung des Druckstangenkolbens hat prinzipbedingt keinen Einfluss auf die p-F-Hysterese des Primärkreises und folglich auch nicht auf die des Sekundärkreises. Die von der Reibung am Schwimmkolben verursachte Druckdifferenz zwischen Primär- und Sekundärkreis erhöht dagegen die p-F-Hysterese des Sekundärkreises.



**Bild 178:** Simulation des p-F-Zusammenhangs

Modellentwicklung und Parameterstudien haben gezeigt, dass die Modellierung der BKV-Tellerventile und der Manschetten des HBZ und der RZ die Übereinstimmung zwischen Messung und Simulationsrechnung erheblich beeinflusst. Betroffen sind insbesondere die Höhe der Hysterese und das Verhalten bei Richtungsumkehr der Pedalbewegung.

Anhand von Simulationsrechnungen mit einem eindimensionalen Fahrzeugmodell konnte die nicht zu vernachlässigende Wirkung der Trägheitskraftmitkopplung des Pedalwerks und eines zusätzlich installierten Pedalkraftaufnehmers nachvollzogen werden. Für das gewählte Beispiel erhöhen die Masseträgheit des Pedalwerks und des BKV die Bremswirkung um ca. 6 %, zusammen mit der Aufnehmermasse um ca. 12 %.



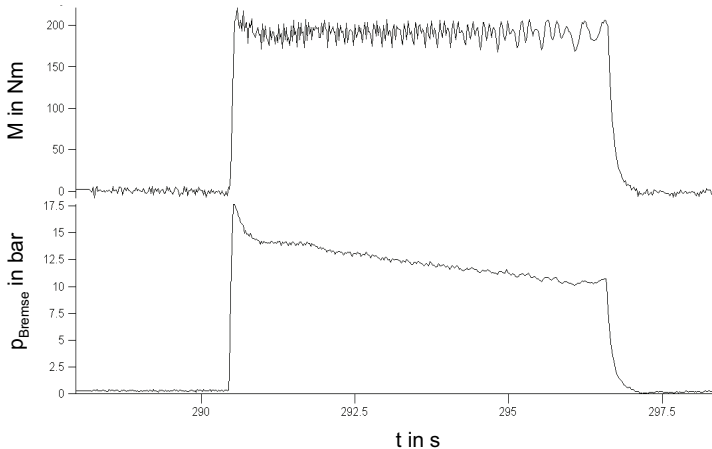
**Bild 179:** Simulation des Einflusses der Trägheitskraftmitkopplung auf den F-p- (links) und F-s-Zusammenhang (rechts) des abgebremsten Fahrzeugs

### 8.9.3 DTV-induzierte Störerscheinungen

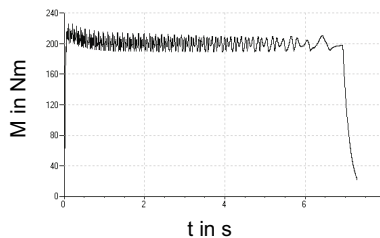
Verschleißbedingte Schwankungen der Brems Scheibendicke (*disk thickness variation*, =DTV) verursachen bei drehender Scheibe und zugespannter Radbremse Pulsationen der RZ-Kolbenposition, die in der Bremsanlage Volumenstrom- und Druckpulsationen zur Folge haben. Am Bremspedal werden diese Störungen als Kraft- und Wegpulsationen spürbar und können den Bremskomfort erheblich mindern. Zur Verifizierung des Modells hinsichtlich DTV-induzierter Komfortprobleme wurde das Verhalten der auf eine Radbremse reduzierten Bremsanlage unter Laborbedingungen mit einem Schwungmassenbremsenprüfstand vermessen (Anlage 35). Die Betäti-



gung des HBZ-Kolbens erfolgte momentengeregt durch eine pneumatische Betätigungseinheit. Das physikalische Modell beinhaltet neben dem eigentlichen Prüfaufbau auch die pneumatische Betätigungseinheit. Die Parametrierung des Scheibenschlags (*run out*) und der Scheibendickenschwankungen (DTV) erfolgte mit Look-up-Tables, die Ergebnis von Messungen mit berührungslosen Präzisionsabstandssensoren sind. Ebenfalls mit Look-up-Tables wurde die Abhängigkeit des Reibwerts von der Gleitgeschwindigkeit berücksichtigt. Die Temperaturabhängigkeit des Reibwerts zwischen Belag und Scheibe wurde dagegen vernachlässigt. Der Vergleich von Messung und Simulationsrechnung zeigt eine gute qualitative und quantitative Übereinstimmung der Bremsmomentschwankungen (Bild 180, Bild 181, Anlage 36).



**Bild 180:** Messung DTV-induzierter Bremsmoment- und Druckschwankungen



**Bild 181:** Simulation DTV-induzierter Bremsmomentschwankungen

Modellentwicklung und Parameterstudien haben hier gezeigt, dass die Steifigkeit der Faust sowie Reibung innerhalb der Radbremse erheblichen Einfluss auf die Ausprägung DTV-induzierter Störerscheinungen haben. Von gleichfalls sehr hohem Einfluss auf die Kraft- und Wegpulsationen des HBZ-Kolbens ist die Betätigungsvorrichtung. Zu nennen sind insbesondere die Steifigkeit und die Masseträgheit. Daraus ist zu schlussfolgern, dass die im Fahrzeug auftretenden DTV-induzierten Pedalkraft-, Pedalweg- und Bremsmomentschwankungen erheblich von Labormessungen abwei-

chen, wenn die Betätigungsvorrichtungen nicht identisch sind. Für die Vergleichbarkeit von Fahrzeug- und Labormessungen ist dieser Sachverhalt zu berücksichtigen.

## 9 Zusammenfassung

Die Literaturrecherche sowie eigene Untersuchungen und Erkenntnisse haben gezeigt, dass die Wechselwirkungen an mechanischen Mensch-Maschine-Schnittstellen nicht mit dem unidirektionalen Signalfluss kybernetischer Systeme verglichen werden können. Quasistationär kann der Mensch sowohl kraft- als auch weggesteuerte Manipulationen ausführen, bei schnellen Wechselwirkungen sind die Größen Kraft und Weg dynamisch miteinander gekoppelt. Die Modellbildung der Biomechanik des Menschen und der Charakteristik des Bedienelements durch jeweils rückwirkungsfreie Übertragungsglieder stellt deshalb einen Ansatz dar, der der Vielfalt und Komplexität der vom Menschen möglichen Manipulationen nicht gerecht wird. Ferner beschreibt der makroskopische Kraft-Weg-Verlauf eines Bedienelements nur einen Teil der ansprechbaren Wahrnehmungsmodalitäten. Auch sehr geringe, messtechnisch kaum erfassbare mikroskopische Kraft-Weg-Schwankungen werden wahrgenommen und prägen den Qualitätseindruck eines Bedienelements erheblich.

Zwischen der objektiven, verzögerungsrelevanten Pedalbelastung und der von außen in die Pedalstruktur eingeleiteten Fußkraft ist streng zu unterscheiden. Hinsichtlich Objektivierung der Pedal- und Bremscharakteristik und Vergleichbarkeit verschiedener Messungen ist dieser Sachverhalt von besonderer Bedeutung. Die erforderlichen Definitionen der Größen Pedalkraft und Pedalweg sowie mehrere Messprinzipien wurden erarbeitet und konsequent angewendet. Für die Messung der x- und y-Komponente des für die subjektive Wahrnehmung und ergonomische Fragestellungen wichtigen Fußkraftvektors wurden zwei prinzipielle Varianten erarbeitet.

Zur objektiven Messung der Pedal- und Bremscharakteristik wurde eine Pedalbetätigungsautomatik („Bremsroboter“) entwickelt. Sie ermöglicht exakte und reproduzierbare kraft- und wegeregelt Pedalbetätigungen mit hoher und geringer Dynamik an stehenden und fahrenden Fahrzeugen. Das Ergebnis der experimentellen Identifikation mehrerer Mittelklasse-Pkw ist ein parametrisches Modell, das die Pedal- und Bremscharakteristik von Komfortbremsungen umfassend beschreibt. Zahlreiche nichtlineare, mit einfachen Modellansätzen nicht mehr beschreibbare Merkmale wurden identifiziert, sie sind aber bei Komfortbremsungen des Normalfahrers im Stadtverkehr von geringer Ausprägung. Bei Vernachlässigung dieser Merkmale kann die Pedal- und Bremscharakteristik von Mittelklasse-Pkw mit nichtlinearen trägheitsfreien Übertragungsgliedern beschrieben werden.

Für effektive und aussagekräftige Untersuchungen des Subjektiv-Objektiv-Zusammenhangs wurde das Forschungsfahrzeug *PEGASYS* entwickelt. Das besondere Merkmal dieses, auf einem Mittelklasse-Pkw basierenden Fahrzeugs, ist die Fähigkeit zur modellbasierten, authentischen Simulation unterschiedlicher Pedal- und Bremscharakteristiken. Darstellbar sind reale Serienfahrzeuge sowie synthetische Charakteristiken. Da es im öffentlichen Straßenverkehr eingesetzt werden kann, sind Probandenfahrversuche unter sehr realistischen Verkehrsbedingungen möglich. Die im Rahmen der Fahrzeugentwicklung notwendig gewesene intensive Auseinandersetzung mit der aktiven Haptiksimulation hat wesentlich dazu beigetragen, die Komplexität der mechanischen Mensch-Maschine-Interaktion besser zu verstehen und zu bewerten.

Mit dem Forschungsfahrzeug *PEGASYS* wurden Probandenfahrversuche zu grundlegenden Fragestellungen durchgeführt. Zunächst konnte gezeigt werden, dass das

Pedalgefühl von zwei verschiedenen modernen Mittelklasse-Pkw mit jeweils anerkannt sehr gutem und durchschnittlichem Pedalgefühl durch die Nachbildung der Pedal- und Bremscharakteristik in ein- und demselben Fahrzeug reproduziert werden können. Die Beeinflussung des Pedalgefühls durch sekundäre Fahrzeugmerkmale ist damit zwar nicht ausgeschlossen, der Pedal- und Bremscharakteristik kommt hinsichtlich des Bremspedalgefühls aber primäre Bedeutung zu. Anschließend wurde das Betätigungsverhalten von Normalfahrern im Stadtverkehr objektiviert. Das Ergebnis sind Kennwerte, die Aufschluss über die Höhe des Betätigungs- und Verzögerungsniveaus, der Betätigungsdynamik und -dauer sowie über die Bremsanlagenbeanspruchung geben. Aus den Ergebnissen von Fahrversuchen mit unterschiedlichen Pedal- und Bremscharakteristiken geht hervor, dass es charakteristik- bzw. fahrzeugunabhängige und charakteristik- bzw. fahrzeugabhängige Kennwerte gibt. Zu den fahrzeugunabhängigen Kennwerten zählen u. a. das durchschnittliche Fahrzeugverzögerungsmaximum der einzelnen Abbremmung und die Kennwerte der Betätigungsdynamik. Der Fahrer passt demnach die Intensität der Pedalbetätigung nach kurzer Zeit der Bremscharakteristik an.

Anhand mehrerer Einzelparametervariationen wurden qualitative und quantitative Aussagen zur subjektiven Wirkung einzelner objektiver Parameter und ihrer Wahrnehmungsschwellen erarbeitet. Es wurde erkannt, dass das Bremspedalgefühl abhängig von der Fahrsituation ist. Nachgewiesen wurde, dass die Differenzierung der Fahrsituation anhand der Fahrzeugmomentangeschwindigkeit und die adaptive Anpassung der Pedal- und Bremscharakteristiken Potenzial zur Steigerung des Sicherheits- und des Komfortempfindens bieten. Die Fortsetzung dieser Untersuchungen mit dem Ziel, die Erkenntnisse zu präzisieren, erscheint vielversprechend. Aus den Ergebnissen der experimentellen Systemidentifikation und der Subjektiv-Objektiv-Untersuchungen wurden Gestaltungsrichtlinien für komfortoptimale Pedal- und Bremscharakteristiken abgeleitet. Ferner bildet die Gesamtheit der Ergebnisse eine breite Grundlage zur Hypothesenbildung für weiterführende Subjektiv-Objektiv-Untersuchungen.

Schließlich wurde die Bremsanlage eines Mittelklasse-Pkw experimentell und theoretisch umfassend analysiert, in ein physikalisches Modell überführt und der Nachweis erbracht, dass sowohl statische als auch dynamische Merkmale der Pedal- und Bremscharakteristik der physikalischen Modellbildung zugänglich sind. Anhand von Messungen und Simulationsrechnungen wurden die Ursachen der Merkmale bis zu den Einzelkomponenten zurückverfolgt.

Die Ergebnisse dieser Arbeit sind methodisch als auch inhaltlich eine ausbaufähige Grundlage zur Objektivierung des Pedalgefühls. Sie ist jedoch nicht ausreichend, um die Entwicklung mathematischer Modelle zur objektiven Bewertung des Bremspedalgefühls zu empfehlen. Zum einen ist die Gesamtkomplexität der Wechselwirkungen zwischen Fahrer und Fahrzeug noch unzureichend erforscht, zum anderen ist die Zweckmäßigkeit bisher verwendeter methodischer Hilfsmittel in Frage gestellt. So ist u. a. herauszuarbeiten, ob und unter welchen Bedingungen die Korrelationsanalyse bzw. andere mathematische Verfahren aussagekräftige Ergebnisse liefern können. Es wird empfohlen, diese Grundlage in überschaubaren Schritten auszubauen, wofür Anregungen im folgenden Ausblick zusammengefasst sind.

## 10 Ausblick

Für die zukünftige Forschungstätigkeit zum Bremspedalgefühl werden folgende Schwerpunkte vorgeschlagen:

**Fahrer-Fahrzeug-Interaktion** Die Objektivierung des Fahrerhaltens anhand von Kennwerten sollte auf weitere Fahrsituationen, z. B. Stau, Stopp-and-Go, unterschiedlich hohe Verkehrsaufkommen und verschiedene Geschwindigkeitsbereiche ausgedehnt werden und die Phase des Modulierens detaillierter berücksichtigen (s. Kapitel 7.2.5). Anhand der Ergebnisse können der Parameterbereich für objektive Analysen und theoretische Modelle sowie die subjektive Relevanz von Merkmalen der Pedal- und Bremscharakteristik präzisiert werden. Die Erforschung der Fahrer-Fahrzeug-Interaktion während des Bremsens fortzusetzen, wird für sinnvoll gehalten, auch wenn kurzfristige Fortschritte hinsichtlich der Gesamtsystemsimulation und der Auslegungsrichtlinien nicht zu erwarten sind. Gegenstand der Untersuchungen kann zum einen die Fahrerreaktion beim Bremsen unter realistischen Bedingungen in Abhängigkeit von der Pedal- und Bremscharakteristik sein, wofür Forschungsfahrzeuge mit variabler Pedal- und Bremscharakteristik geeignet sind. Zum anderen sind Versuche mit provozierten Fahrerreaktionen denkbar, die Auskunft zum Regelverhalten des Fahrers und zum Einfluss der Trägheitskraft des Fahrerbeins geben können. Wird einem Probanden die Aufgabe gestellt, die Pedalkraft entsprechend einer Sollwertvorgabe zu halten, wird bei einer unerwarteten Änderung der Fahrzeugverzögerung eine kurzzeitige Belastungsänderung des Pedals eintreten. Sie entspricht der dynamischen Trägheitskraft des Beins, weil der Proband diese Störung nur verzögert korrigieren kann. Anhand des zeitlichen Verlaufs kann das Regelverhalten analysiert werden. Geeignet sind für diese Untersuchungen Brake-by-Wire-Fahrzeuge mit elektronisch regelbarer Verzögerung, die entweder ein Zusatzpedal vor dem Beifahrersitz oder, wie z. B. das Forschungsfahrzeug PEGASYS, ein aktives Pedal besitzen. Bei Fahrzeugen mit aktivem Pedal kann der Proband zugleich auch Fahrzeugführer sein. In beiden Fällen muss die Steuerung der Fahrzeugverzögerung zumindest zeitweise von der Pedalbetätigung zu entkoppeln und auf den Beifahrer zu übertragen sein.

**Objektivierung des Teilsystems „Fahrzeug“** Es wird empfohlen, das physikalische Modell der Pedal- und Bremscharakteristik auf eine breite Basis analysierter Mittelklasse-Pkw zu stellen (s. Kapitel 6). Die herausgearbeiteten nichtlinearen Merkmale kleiner Pedalauslenkungen und Relaxation sollten dabei umfassend berücksichtigt werden indem hierzu detaillierte Messungen an stehenden und an abgebremsten Fahrzeugen durchgeführt werden. Anhand der präzisierten Erkenntnisse zum Betätigungsverhalten und zu subjektiven Wahrnehmungsschwellen ist die Detaillierung des Modells ggf. zu überarbeiten.

**Objektivierung des Teilsystems „Fahrer“** Arbeitswissenschaftliche, physiologische und psychologische Methoden und Kenntnisse sollten stärker als bisher genutzt werden, um den Zusammenhang zwischen den objektiven Parametern der Pedal- und Bremscharakteristik und dem subjektiven Urteil des Fahrers mit dessen ergonomischen und anthropometrischen Merkmalen zu verbinden. Ein bedeutender Ansatzpunkt ist der Vergleich der Pedalkraft mit der Fußkraft. Genutzt werden können die in Kapitel 5.6.3 vorgestellten Konzepte zur Messung der x- und der y-Komponente der Fußkraft.

**Objektivierung des Bremspedalgefühls** In der Technologie von Forschungsfahrzeugen, die eine Variation der Pedal- und Bremscharakteristik erlauben, wird großes

Potenzial für aussagekräftige Subjektiv-Objektiv-Untersuchungen zum Bremspedalgefühl gesehen. Die Aussagekraft der Ergebnisse sollte weiter abgesichert werden, indem z. B. die Versuche mit einer größeren Anzahl von Probanden in einer anderen Altersstruktur wiederholt, weitere branchenweit anerkannte Pedalgefühlseinschätzungen oder die erarbeiteten Auslegungsrichtlinien konstruktiv umgesetzt und im Probandenfahrversuch überprüft werden (s. Kapitel 7.2). Da die Grundlage zur Entwicklung mathematischer Modelle für die objektive Bewertung des Bremspedalgefühls nach wie vor nicht vorliegt, sind anhand systematischer Einzelparameterversuche mit einer durchdachten Auswahl von Parametern zunächst weitere Subjektiv-Objektiv-Zusammenhänge und Wahrnehmungsschwellen aufzudecken. Dazu gehören die Erweiterung des 3-Elemente-Modells von PEGASYS zur Berücksichtigung der besonderen Merkmale von Modulationsbewegungen und die Überprüfung der subjektiven Relevanz im Probandenfahrversuch. Ob korrelationsstatistische Ansätze geeignet sind, mathematische Modelle zur Objektivierung des Bremspedalgefühls zu entwickeln, ist kritisch zu hinterfragen und ggf. durch Alternativen zu ersetzen. Erkenntnisse der Verhaltensforschung sollten hierzu recherchiert werden und einfließen.

**Systemanalyse und -simulation** Das entwickelte Systemmodell gilt nur für einen Bremsanlagentyp und ist im Bereich kleiner Auslenkungen nur teilvalidiert (s. Kapitel 8). In Abhängigkeit von der subjektiven Relevanz sind die Struktur und die Parametrierung zu überarbeiten und die Allgemeingültigkeit für Bremsanlagentypen nachzuweisen. Verbesserungspotenzial liegt im BKV-Regler und in den Dichtmanschetten des HBZ und der Radbremsen. Des Weiteren sollte der Verschleißzustand von Bremsbelägen und -scheiben Eingang in die Systemanalyse finden, da er erfahrungsgemäß erheblichen Einfluss auf die Pedal- und Bremscharakteristik hat.

**Virtuelle Pedal- und Bremscharakteristik** Die umfassende Systemanalyse von Bremsanlagen liefert die Grundlage zur Entwicklung eines physikalischen Modells, das eine baugruppen- und komponentenbezogene Parametrierung der virtuellen Pedal- und Bremscharakteristik ermöglicht. Darin wird Potenzial gesehen, die Aussagekraft der Ergebnisse von Probandenfahrversuchen für die Produktgestaltung deutlich zu erhöhen.

**Aktive Bedienelemente / Haptiksimulation** Die Entwicklung vollaktiver Pedalhaptiksimulatoren ist zwar kein primäres Ziel der Fahrzeugforschung, diese Technologie stellt sich aber als leistungsfähiges Hilfsmittel zur Untersuchung von Subjektiv-Objektiv-Zusammenhängen dar. Da konventionelle Lösungen an prinzipbedingte Grenzen stoßen, muss über grundsätzlich neue Konzepte nachgedacht werden, wenn weite Parameterbereiche oder nichtmonotone F-s-Zusammenhänge (z. B. die Charakteristik des Kupplungspedals: vgl. /13/) umzusetzen sind. Diese Grenzen können bei vollaktiver Modulation, d. h. ohne unterstützende passive Elemente nur dann aufgehoben werden, wenn Kraft- und Wegreflexion gleichermaßen beherrscht werden. Es sollte überprüft werden, ob mit dem Hydraulikkonzept PEGASYS II die entsprechenden Voraussetzungen bereits vorliegen (s. Kapitel 7.1.4.2, Bild 106). Ein derart konzipierter Modulator kann sowohl rückwirkungsfreier Wegaktuator (Servoventil 2: geschlossen, Servoventil 1: aktives Stellelement) als auch rückwirkungsfreier Kraftaktuator (Servoventil 1: offen, Servoventil 2: Stellelement) sein, wobei zwischen beiden Steuerungsarten stufenlos überblendet werden kann. In Verbindung mit einem Haptikmodell, das ebenfalls strukturumschaltend arbeitet, können im Erfolgsfall die Kompromisse konventioneller Lösungen entfallen.

## 11 Literaturverzeichnis

- /1/ Alirand, M.; Lebrun, M.; Richards, C. W.:  
*Front Wheel Vibrations: A Hydraulic Point of View – Models and First Results.*  
Detroit: SAE 2001 World Congress, 2001. - SAE 2001-01-0490
- /2/ Augsburg, K.:  
Untersuchungen zum Zeitverhalten von hydraulisch betätigten Trommelbremsen. In: *Kraftfahrzeugtechnik* (1982), Heft 4
- /3/ Augsburg, K.:  
*Ein Beitrag zur experimentellen Ermittlung und analytischen Nachbildung des Zeitverhaltens von speziellen Nkw-Bremsanlagen.* Dissertation, TU Dresden, 1984
- /4/ Augsburg, K.:  
Zu ausgewählten Aspekten der Dosierbarkeit von Bremsanlagen. In: *Kraftfahrzeugtechnik* (1984), Heft 5
- /5/ Augsburg, K.; Trutschel, R.:  
*Development Tools to Assist in the Objective Description of Brake Pedal Feel.*  
Warrandale: SAE International, 2003. - SAE Order No. R-352
- /6/ Augsburg, K.; Trutschel, R.:  
Entwicklungswerkzeuge zur objektiven Beschreibung des Bremspedalgefühls. In: Breuer, B. (Hrsg.): *XXII. Internationales My-Symposium – Bremsenfachtagung (25./26. Oktober 2002: Bad Neuenahr). Fortschrittsberichte VDI-Reihe 12 Nr. 514.* Düsseldorf: VDI-Verlag, 2002
- /7/ Augsburg, K.; Günther, H.; Abendroth, H.; Wernitz, B.:  
*Comparison between different investigation methods of quasi-static and dynamic brake pad behaviour.* Detroit: 2003. - SAE 2003-01-3340
- /8/ Beier, G.; Boemak, N.; Renner, G.:  
Sinn und Sinnlichkeit – psychologische Beiträge zur Fahrzeuggestaltung und -bewertung. In: Jürgensohn, T.; Timpe, K.-P. (Hrsg.): *Kraftfahrzeugführung.* Berlin u. a.: Springer, 2001
- /9/ Beitz, W.; Küttner, K. H. (Hrsg.):  
*Taschenbuch für den Maschinenbau / Dubbel.* 17., neubearb. Aufl., Berlin u. a.: Springer, 1990
- /10/ Bill, K.-H.:  
Forschungsansätze und Werkzeuge zur experimentellen Untersuchung von „Bremspedalgefühl“ mit Blick auf kommende Brake-by-Wire-Systeme. In: Breuer, B. (Hrsg.): *XVIII. Internationales My-Symposium – Bremsenfachtagung (23./24. Oktober 1998: Bad Neuenahr). Fortschrittsberichte VDI-Reihe 12 Nr. 405.* Düsseldorf: VDI-Verlag, 1998
- /11/ Bill, K.-H.; Leber, M.; Becker, H.; Breuer, B.:  
Forschungswerkzeug zur Untersuchung der Schnittstelle Fahrer / Bremspedal. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* (1999), 101/2

- /12/ Bill, K.-H.:  
Fallstudienuntersuchungen zu ABS-Pedalpulsationen bei Kurvenfahrt. In: Becker, K.: *Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen*. Renningen-Malmsheim: Expert-Verlag, 2002
- /13/ Braess, H.-H. (Hrsg.); Seiffert, U. (Hrsg.):  
*Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. 3., vollst. neu bearb. Aufl., Braunschweig u. a.: Vieweg, 2003
- /14/ Brecht, J.; Elvenkemper, A.; Betten, J.; Navrath, U.; Multhoff, J. B.:  
*Elastic Properties of Friction Materials*. - SAE 2003-01-3333
- /15/ Breuer, B.; Bill, K. H. (Hrsg.):  
*Bremsenhandbuch*. 2., verb. und erweiterte Aufl., Braunschweig u. a.: Vieweg, 2004
- /16/ Bubb, H.:  
Haptik im Kraftfahrzeug. In: Jürgensohn, T.; Timpe, K.-P. (Hrsg.): *Kraftfahrzeugführung*. Berlin u. a.: Springer, 2001
- /17/ Burckhardt, M.:  
*Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen*. 1. Aufl., Würzburg: Vogel, 1991
- /18/ Dairou, V.; Priez, A.; Sieffermann, J.-M.; Danzart, M.:  
*An Original Method to Predict Brake Feel: A Combination of Design of Experiments and Sensory Science*. 2003. - SAE 2003-01-0598
- /19/ Ebert, D. G.; Kaatz, R. A.:  
*Objective Characterisation of Vehicle Brake Feel*. 1994. - SAE 940331
- /20/ Foag, W.; Ayoubi, M.; Zimprich, W.; Leffler, H.:  
High End Brems-Regelsysteme: Wohin geht die Reise? In: *brems.tech 2004* (9./10. Dezember 2004: München)
- /21/ Fortina, A.; Velardocchia, M.; Sorniotti, A.:  
*Braking System Components Modelling*. 2003. - SAE 2003-01-3335
- /22/ Göktan, A. G.:  
Optimale Bremspedal-Kraft-Weg-Charakteristiken bei Pkw-Bremsanlagen. In: *Automobil-Industrie* (1987), Heft 2
- /23/ Grochowicz, J.:  
*Experimentelle und theoretische Untersuchungen zu Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen an Pkw-Scheibenbremsen*. Dissertation, TU Dresden, 1997
- /24/ Grunwald, M.; Beyer, L. (Hrsg.):  
*Der bewegte Sinn: Grundlagen und Anwendungen zur haptischen Wahrnehmung*. Basel; Boston; Berlin: Birkhäuser, 2001
- /25/ Heißing, B.:  
*Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens*. 1. Aufl., Würzburg: Vogel, 2002



- /26/ Henker, E.:  
*Fahrwerktechnik: Grundlagen, Bauelemente, Auslegung*. Braunschweig u. a.: Vieweg, 1993
- /27/ Isermann, R.:  
*Identifikation dynamischer Systeme 1. 2.*, neubearbeitete und erw. Aufl. Berlin u. a.: Springer, 1992
- /28/ Jahn, M.:  
Größen und Wirkungen an der hydraulischen Betätigungsanlage für Kraftfahrzeugbremsen. In: *Kraftfahrzeugtechnik* (1980), Heft 5
- /29/ Jürgensohn, T.:  
*Hybride Fahrermodelle*. 1. Aufl. Sinzheim: Pro Universitate Verlag, 1997
- /30/ Kowalski, M.F.; Ebert, D.G.:  
*Establishing brake design parameters for customer satisfaction*. 1993. - SAE 930799
- /31/ Krüger, H.-P.; Neukum, A.:  
Bewertung von Handlingeigenschaften – zur methodischen und inhaltlichen Kritik des korrelativen Forschungsansatzes. In: Jürgensohn, T.; Timpe, K.-P. (Hrsg.): *Kraftfahrzeugführung*. Berlin u. a.: Springer, 2001
- /32/ Leber, Matthias:  
*Radbremse mit mechatronischer Kennwertregelung – Untersuchung von Betriebsverhalten und Fahreranbindungsproblematik hinsichtlich Brake-by-Wire-Systemen*. Dissertation, TU Darmstadt, 1997
- /33/ McLaughlin, M. L. (Hrsg.):  
*Touch in virtual environments: haptics and the design of interactive systems*. Upper Saddle River, NJ: Prentice Hall PTR, 2002
- /34/ Mitschke, M.; Braun, H.; Czinczel, A.; Göktan, A.; Syte, S.:  
Anthropotechnische Optimierung von Pkw-Bremsen. Teil 1: Optimierung der Kraft-Weg-Charakteristik am Bremspedal, In: *Bosch Technische Berichte 8*, 1986/87
- /35/ Mitschke, M.; Braun, H.; Czinczel, A.; Göktan, A.; Syta, S.:  
Anthropotechnische Optimierung von Pkw-Bremsen. Teil 2: Einfluss von Bremskreisausfällen mit verschiedenen Pedalgefühlen, In: *Bosch Technische Berichte 8*, 1986/87
- /36/ Mitschke, M.; Chen, Z.:  
*Der Fahrer als adaptiver Regler*. FAT-Schriftenreihe Nr. 91, Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V., 1991
- /37/ Neukum, A.:  
Bewertung des Fahrverhaltens im Closed Loop – Zur Brauchbarkeit des korrelativen Ansatzes. In: Becker, K.: *Subjektive Fahrindrücke sichtbar machen*. Renningen-Malmsheim: Expert-Verlag, 2002
- /38/ Newcomb, T. P.:  
*Driver Behaviour During Braking*. 1981. - SAE 810832

- /39/ Odenthal, D.; Bünthe, T.; Heitzer, H.-D.; Eicker, C.:  
Übertragung des Lenkgefühls einer Servo-Lenkung auf Steer-by-Wire. In:  
*Automatisierungstechnik* 51 (2003) 7, Oldenbourg Verlag, 2003
- /40/ Petruccioli, L.; Velardocchia, M.; Sornioti, A.:  
*Electro-Hydraulic Braking System Modelling and Simulation*. 2003. - SAE  
2003-01-3336
- /41/ Reimpell, J; Betzler, J. W.:  
*Fahrwerktechnik: Grundlagen*. Würzburg: Vogel, 2005
- /42/ Reinisch, K.:  
*Kybernetische Grundlagen und Beschreibung kontinuierlicher Systeme*. 1. Aufl.,  
Berlin: VEB Verlag Technik, 1974
- /43/ Reinisch, K.:  
*Analyse und Synthese kontinuierlicher Regelungs- und Steuerungssysteme*. 3.,  
unver. Aufl., Berlin: Verlag Technik GmbH, 1996
- /44/ Sailer, U.:  
Aussagen zum Pedalgefühl im rechnergestützten Auslegungsprozess und in  
der Applikation von Pkw-Bremsanlagen. In: *brems.tech* 2002 (12./13. Dezem-  
ber 2002: München)
- /45/ Schmalz, T.:  
*Biomechanische Modellierung menschlicher Bewegungen*. Schorndorf: Hof-  
mann, 1994
- /46/ Schmidke, H.:  
*Ergonomie*, 3., neubearb. u. erw. Auflage, Hanser, 1993
- /47/ Sendler, J.; Trutschel, R.; Augsburg, K.:  
Eine neuartige Methode zur objektiven Analyse der Bremspedalgefühlcharak-  
teristik. In: *brems.tech* 2004 (9./10. Dezember 2004: München)
- /48/ Sendler, J.; Trutschel, R.; Augsburg, K.:  
Subjektive und objektive Beschreibung von Mensch-Maschine-Schnittstellen  
am Beispiel des Bremspedalgefühls. In: *52. Frühjahrskongress der Gesell-  
schaft für Arbeitswissenschaft* (2006: Stuttgart)
- /49/ Spornitz, U. M.:  
*Anatomie und Physiologie*. 4. vollst. überarbeitete Auflage, Berlin u. a.: Sprin-  
ger, 2004
- /50/ Straub, T.; Suginaka, R.:  
Bremspedalgefühl – Gegenüberstellung von objektiven Messwerten, subjektivi-  
ven Fahreindrücken eines konventionellen Bremssystems und einer Brake-by-  
Wire-Bremsanlage. In: Becker, K.: *Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen*.  
Renningen-Malmsheim: Expert-Verlag, 2002
- /51/ Strobel, H.:  
*Experimentelle Systemanalyse*. Berlin: Akademie-Verlag, 1975

- /52/ Timpe, K.-P.:  
Fahrzeugführung: Anmerkungen zum Thema. In: Jürgensohn, T.; Timpe, K.-P. (Hrsg.): *Kraftfahrzeugführung*. Berlin u.a.: Springer, 2001
- /53/ Trutschel, R.; Heyer, J.; Augsburg, K.:  
Simulation des dynamischen Verhaltens konventioneller Bremsanlagen mit pneumatischem Bremskraftverstärker und mechanisch-hydraulischem Bremsassistenten. In: *brems.tech 2004* (9./10. Dezember 2004: München)
- /54/ Trutschel, R.; Augsburg, K.:  
Efficient experimental analysis tools for objective analysis of the brake pedal feel characteristic (oral only). In: *22<sup>nd</sup> SAE Brake Colloquium & Exhibition* (10.-13. Oktober 2004: Anaheim/CA/USA)
- /55/ Trutschel, R.:  
Auslegungskriterien für Komponenten von Brake-by-Wire-Systemen. In: *47. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium - Workshop "x-by-wire"* (2003: Ilmenau)
- /56/ Trutschel, R.:  
Zu ausgewählten Aspekten der Forschung an Mensch-Maschine-Schnittstellen in Kraftfahrzeugen. In: *AutoCon 2003 – Zukünftige Erfolgsfaktoren in der Automobilindustrie* (2003: Ilmenau)
- /57/ Trutschel, R.; Augsburg, K.:  
Simulationsmodell einer Pkw-Bremsanlage zur Identifikation und Optimierung des statischen und dynamischen Systemverhaltens. In: *Symposium „Computer-Simulation in der Fahrzeugtechnik“* (21. Mai 2003: Graz)
- /58/ Weiße, Jochen:  
*Beitrag zur Entwicklung eines optimierten Bremsassistenten*. Dissertation, TU Darmstadt, 2003
- /59/ Weller, F.:  
*Numerische Mathematik für Naturwissenschaftler und Ingenieure: eine Einführung für Studium und Praxis*. Braunschweig u.a.: Vieweg, 1996
- /60/ Zomotor, A.:  
Historische Entwicklung der Beurteilungsmethoden für das Fahrverhalten. In: Becker, K.: *Subjektive Fahrindrücke sichtbar machen*. Expert-Verlag, 1998

Patente:

- /61/ Trutschel, R.; Augsburg, K.:  
*Vorrichtung und Verfahren zur Simulation eines Pedalverhaltens.* -  
EP 1418105
- /62/ Trutschel, R.; Augsburg, K.:  
*Elektro-hydraulisches Sicherheitssystem für eine elektro-hydraulische Bremse  
mit aktivem Pedal.* - EP 1373042

Studien-/ Projekt- und Diplomarbeiten, die im Rahmen des Dissertationsthemas  
betreut wurden (Auswahl):

- /63/ Auler, F.:  
*Planung, Durchführung und Interpretation von Subjektiv-Objektiv-  
Untersuchungen zum Bremskomfort und zur Bremssicherheit.* Studienarbeit,  
TU Ilmenau, Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, 2005
- /64/ Gramstat, S.:  
*Experimentelle und theoretische Analyse des statischen und dynamischen  
Verhaltens der Radbremse von Pkw-Scheibenbremsen hinsichtlich Bremspe-  
dalgefühl.* Projektarbeit, TU Ilmenau, Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, 2005
- /65/ Heyer, J.:  
*Erstellung und Validierung eines Verhaltensmodells einer konventionellen Pkw-  
Bremsanlage.* Projektarbeit, TU Ilmenau, Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik,  
2003
- /66/ Heyer, J.:  
*Theoretische und experimentelle Analyse einer vakuumunterstützten Bremsan-  
lage und Überführung in ein numerisches Auslegungsprogramm.* Diplomarbeit,  
TU Ilmenau, Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, 2004
- /67/ Hoppert, M.:  
*Entwicklung von Real-Time-Steuersoftware für ein Brake-by-Wire-System und  
Durchführung von Fahrversuchen.* Studienarbeit, TU Ilmenau, Fachgebiet  
Kraftfahrzeugtechnik, 2004
- /68/ John, H.:  
*Erarbeitung konstruktiver Konzepte für aktive Pedalgefühlssimulatoren.* Diplom-  
arbeit, TU Ilmenau, Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, 2004
- /69/ Margraf, J.:  
*Entwicklung von Steuersoftware für ein Brake-by-Wire-System mit LabVIEW  
RT.* Studienarbeit, TU Ilmenau, Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, 2004
- /70/ Margraf, J.:  
*Entwicklung von Mess- und Regelsoftware für ein elektro-hydraulisches Brake-  
by-Wire-System und Anwendungsstudie eines Embedded-Real-Time-Systems.*  
Projektarbeit, TU Ilmenau, Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, 2004
- /71/ Nitsch, A.:  
*Umfassende Objektivierung der Schnittstelle Bremspedalgefühl.* Studienarbeit,  
TU Ilmenau, Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, 2004
- /72/ Reum, E.:  
*Konstruktion und Erprobung einer Pedalbetätigungsautomatik.*  
Projektarbeit, TU Ilmenau, Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, 2003

- /73/ Rudolph, M.:  
*Konstruktion mechanischer Komponenten und Mechanismen für ein elektrohydraulisches Brake-by-Wire-System.*  
Studienarbeit, TU Ilmenau, Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, 2003
- /74/ Sendler, J.:  
*Planung, Durchführung und Interpretation von Subjektiv-Objektiv-Untersuchungen zum Bremskomfort und zur Bremsicherheit.* Projektarbeit,  
TU Ilmenau, Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, 2003
- /75/ Sendler, J.:  
*Umfassende Objektivierung der Schnittstelle Bremspedalgefühl.* Diplomarbeit,  
TU Ilmenau, Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, 2004

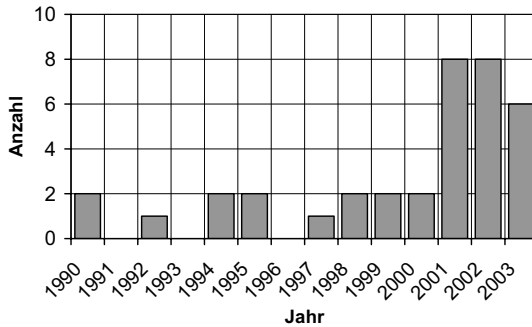
## 12 Anlagen

### Anlage 1: Patentrecherche

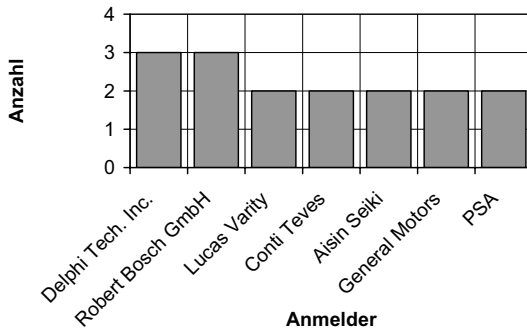
#### Rechercheparameter:

- Stichworte: "Pedalgefühl", „justierbare Pedale“
- Quellen: WPINDEX, EPODOC, de.espacenet.com
- Stand: August 2003

#### Rechercheergebnisse:



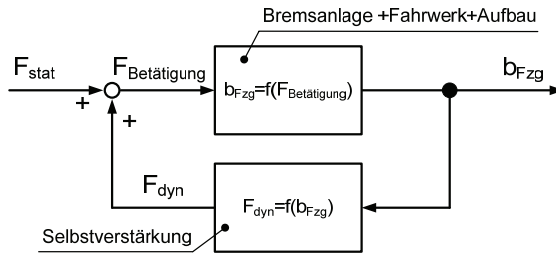
**Bild 182:** Auswertung nach Veröffentlichungsjahr (/68/)



**Bild 183:** Auswertung nach Anmeldern von mehr als einem Patent (/68/)

## Anlage 2: Berechnung der Trägheitskraftmitkopplung

Bild 184 zeigt das Wirkschema der Trägheitskraftmitkopplung für ein eindimensionales Fahrzeug-Fahrer-Modell. Darin ist der Bezugspunkt aller Kräfte die Pedalplatte.



**Bild 184:** Wirkschema der Trägheitskraftmitkopplung

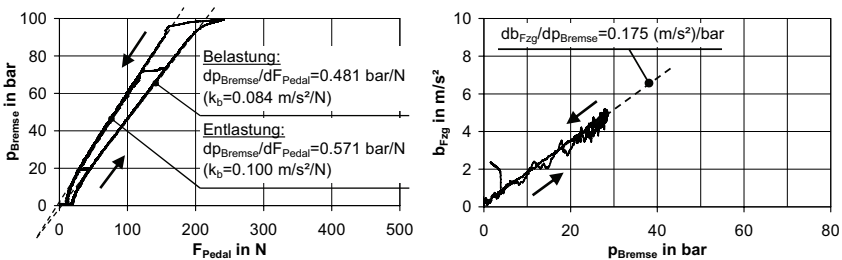
Die für den Bremsdruckaufbau maßgebende Betätigungskraft  $F_{\text{Betätigung}}$  setzt sich zusammen aus der äußeren Betätigungskraft  $F_{\text{stat}}$  und der Trägheitskraft  $F_{\text{dyn}}$ :

$$F_{\text{Betätigung}} = F_{\text{stat}} + F_{\text{dyn}} \quad (\text{Gl. 20})$$

Die Trägheitskraft  $F_{\text{dyn}}$  wird bestimmt von der verzögerten Masse  $m$  und der Fahrzeugverzögerung  $b_{\text{FZg}}$ . Die fahrzeugseitig relevanten Massen werden zusammenfassend mit  $m_{\text{Pedal}}$  und die fahrerseitigen Massen mit  $m_{\text{Bio}}$  bezeichnet. Mit dieser Differenzierung gilt für  $F_{\text{dyn}}$  folgende Gleichung:

$$F_{\text{dyn}} = m \cdot b_{\text{FZg}} = (m_{\text{Pedal}} + m_{\text{Bio}}) \cdot b_{\text{FZg}} \quad (\text{Gl. 21})$$

Der Zusammenhang zwischen der Betätigungskraft  $F_{\text{Betätigung}}$  und der Fahrzeugverzögerung  $b_{\text{FZg}}$  ist ein konstruktives Fahrzeugmerkmal. Den folgenden rechnerischen Abschätzungen liegen eigene Messungen zugrunde. Ermittelt wird der b-F-Zusammenhang aus dem am stehenden Fahrzeug gemessenen p-F- und dem am abgebremsten Fahrzeug gemessenen b-p-Zusammenhang (Bild 185).



**Bild 185:** p-F-Zusammenhang eines stehenden Mittelklasse-Pkw (links) und b-p-Zusammenhang des abgebremsten Fahrzeugs bei geringer Betätigungsdynamik (rechts)

Die Messungen zeigen, dass der b-p-Zusammenhang oberhalb des Springers und unterhalb der BKV-Aussteuerung näherungsweise linear verläuft. Dabei ist zwischen

Be- und Entlastung zu unterscheiden. Aus dem linearen Ansatz ergibt sich für  $b_{FzG}$  folgende Berechnungsvorschrift:

$$b_{FzG} = k_b \cdot (F_{\text{Betätigung}} - F_0), \text{ daraus: } F_{\text{Betätigung}} = \frac{b_{FzG}}{k_b} + F_0 \quad (\text{Gl. 22})$$

Für die Messungen nach Bild 185 liegt Linearität ab ca.  $p_{\text{Bremsse}}=18$  bar bzw.  $b_{FzG}=3.0$  m/s<sup>2</sup> vor. Die Berechnungsvorschrift ist daher ab dem oberen Komfortbereich gültig (s. Kapitel 7.2.5). Aus den Gleichungen 18 bis 20 resultiert unter Berücksichtigung der Trägheitskraftmitkopplung für die zur Erreichung einer bestimmten Fahrzeugverzögerung notwendigen äußeren Betätigungskraft  $F_{\text{stat}}$  folgende Berechnungsvorschrift:

$$F_{\text{stat}} = \frac{b_{FzG}}{k_b} + F_0 - (m_{\text{Pedal}} + m_{\text{Bio}}) \cdot b_{FzG} \quad (\text{Gl. 23})$$

Nicht kontrollierbare Selbstverstärkung des Fahrzeugs liegt dann vor, wenn mit  $m_{\text{Bio}}=0$  N für die äußere Kraft  $F_{\text{stat}} \leq 0$  N gilt. Die Stabilitätsgrenze kann nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$\frac{b_{FzG}}{k_b} + F_0 - (m_{\text{Pedal}} + m_{\text{Bio}}) \cdot b_{FzG} = 0 \quad (\text{Gl. 24})$$

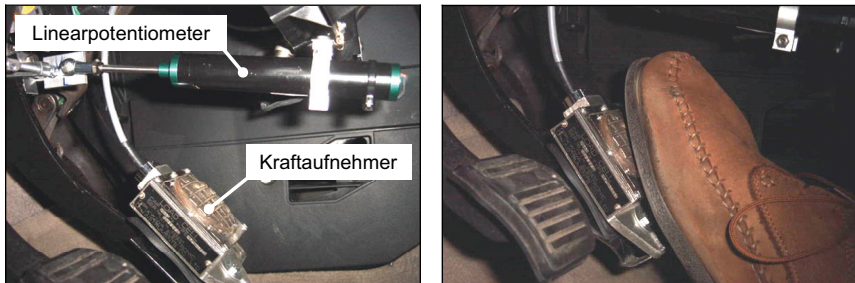
Die Bremswirkung des hier beispielhaft betrachteten Fahrzeugs beträgt für die Belastungsbewegung  $k_b=0.084$  m/s<sup>2</sup>/N und für die Entlastungsbewegung  $k_b=0.100$  m/s<sup>2</sup>/N.  $F_0$  ist vernachlässigbar gering. Für die Berechnung der Stabilitätsgrenze ist nur der Verlauf der Belastung maßgebend. Sie liegt für das hier betrachtete Fahrzeug bei einer Masse von  $m_{\text{Pedal}}=11.9$  kg.

Nach anatomischen Richtwerten beträgt die durchschnittliche Masse des Fußes ca. 2.1 % und die Masse des Unterschenkels ca. 4.5 % der Körpergesamtmasse (vgl. /46/, /49/). Für  $m_{\text{Körper}}=80$  kg ergeben sich für Fuß und Unterschenkel  $m_{\text{Fuß}}=1.6$  kg bzw.  $m_{\text{Unterschenkel}}=3.6$  kg. Die von WEIßE eingesetzte Masse von  $m_{\text{Bio}}=2.1$  kg (vgl. /58/) ist folglich realistisch. Mit diesem Wert, aber den  $k_b$ -Werten aus Bild 185 trägt die dynamische Kraft  $F_{\text{dyn}}$  zur wirksamen Betätigungskraft  $F_{\text{Betätigung}}$  während der Belastung 17.6 % und während der Entlastung 21.0 % bei.



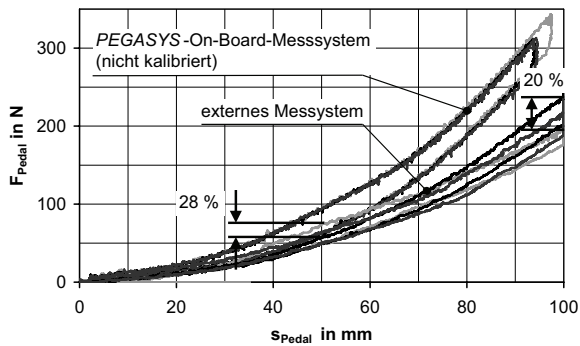
### Anlage 3: Messung der Pedalkraft mit externem Aufnehmer

Bild 186 zeigt ein Applikationsbeispiel aus der industriellen Praxis zur Messung der Pedalkraft  $F_{\text{Pedal}}$  und des Pedalwegs  $s_{\text{Pedal}}$ .



**Bild 186:** Pedalkraft- und Pedalwegmessung in der industriellen Praxis (Quelle: eigene Beobachtungen bei einem Unternehmen der Automobilzulieferindustrie)

Zur Untersuchung der Qualität von Messungen mit dem externen Messsystem wurde es am Forschungsfahrzeug *PEGASYS* installiert. Bild 187 zeigt die Messung der Pedalcharakteristik mehrfach aufeinander folgender Pedalbetätigungen durch denselben Versuchsfahrer. Die *PEGASYS*-On-Board-Messung weist nach, dass die Pedalcharakteristik ( $F$ - $s$ -Zusammenhang) aller Betätigungen objektiv gleich blieb. Das externe Messsystem liefert jedoch Pedalcharakteristiken, die untereinander bis zu 28 % abweichen.

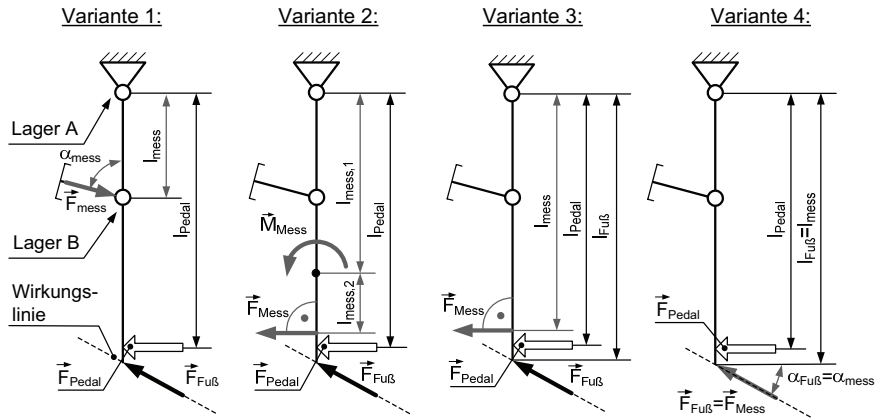


**Bild 187:** Messung des  $F$ - $s$ -Zusammenhangs am Forschungsfahrzeug *PEGASYS* mit dem On-Board-Messsystem und einem externen Aufnehmer

(Hinweis: Der Unterschied zwischen der On-Board-Messung und der externen Messung basiert auf Definitionsunterschieden beider Messgrößen sowie der unzuweckmäßigen Applikation des externen Kraftaufnehmers. Für die Bewertung der Qualität des externen und des On-Board-Messverfahrens ist dieser Unterschied jedoch unerheblich.)

## Anlage 4: Messung der Pedalkraft

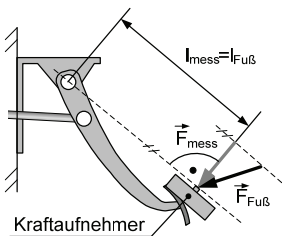
Bild 188 zeigt vier Varianten zur Messung der Pedalkraft  $F_{\text{Pedal}}$ .



**Bild 188:** Varianten zur Messung der Pedalkraft  $F_{\text{Pedal}}$

**Tabelle 21:** Merkmale der Varianten

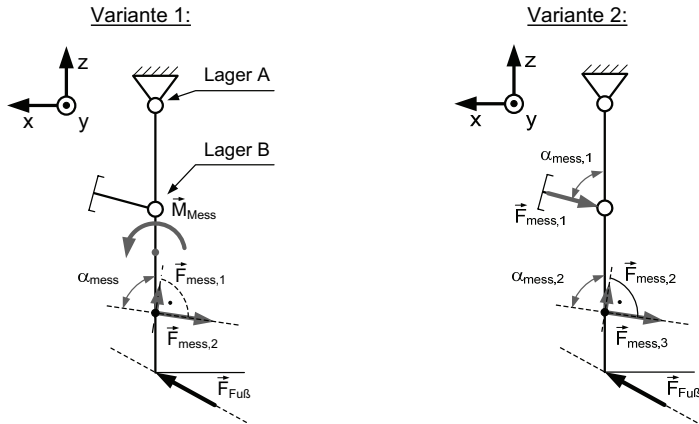
Variante 1:	Die Messgröße ist die Axialkraft der Koppel zwischen Lager B und C. Wenn die Reibung der Lager A und B vernachlässigt wird, kann ohne Kenntnis der Wirkungslinie der Fußkraft $F_{\text{Fuß}}$ aus dem Messwert die Pedalkraft $F_{\text{Pedal}}$ berechnet werden. (Anwendung: Forschungsfahrzeug PEGASYS, s. Kapitel 7.1.4.1)
Variante 2:	Gemessen werden zwei unabhängige Größen, die ausschließlich von der bezüglich $M_{\text{Fuß}}$ wirksamen Komponente der äußeren Kraft $F_{\text{Fuß}}$ abhängen. Es eignen sich z. B. ein Schnittmoment und eine Schnittkraft. Aus diesen Messgrößen kann ohne Kenntnis der Wirkungslinie von $F_{\text{Fuß}}$ die Pedalkraft $F_{\text{Pedal}}$ berechnet werden.
Variante 3:	Ist die Lage des Kraftangriffspunkts von $F_{\text{Fuß}}$ bekannt, genügt im Gegensatz zu Variante 2 bereits eine Messstelle. (Anwendung: externer Kraftaufnehmer für nicht automatisierte Pedalbetätigungen, s. Kapitel 8.9.2)
Variante 4:	Die Messgröße ist identisch mit dem Betrag der äußeren Kraft $F_{\text{Fuß}}$ . Bei bekannter Wirkungslinie kann $F_{\text{Pedal}}$ berechnet werden. (Anwendung: Pedalbetätigungsautomatik „Bremsroboter“, s. Kapitel 6)



**Bild 189:** Applikationsbeispiel für Variante 3

### Anlage 5: Messung der Fußkraft

Bild 190 zeigt zwei Varianten zur Messung des Fußkraftvektors  $\vec{F}_{\text{Fuß}}$  in der x-z-Ebene.



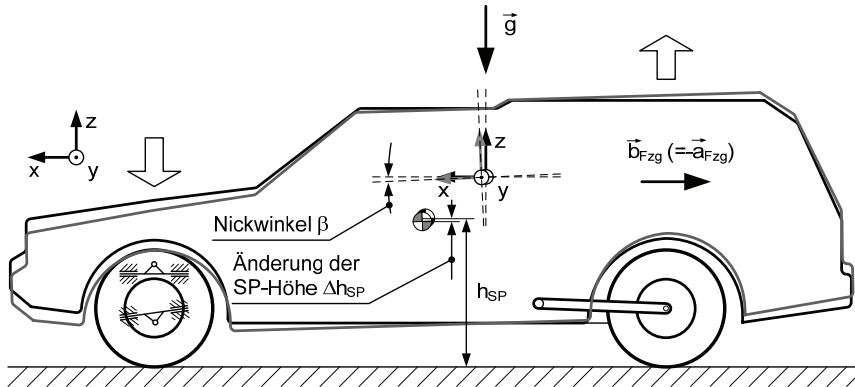
**Bild 190:** Varianten zur Messung des Fußkraftvektors  $\vec{F}_{\text{Fuß}}$  in der x-z-Ebene

**Tabelle 22:** Merkmale der Varianten

Variante 1:	Gemessen werden die Schnittkräfte $F_{\text{mess},1}$ und $F_{\text{mess},2}$ sowie das Schnittmoment $M_{\text{mess}}$ .
Variante 2:	Gemessen werden die Schnittkräfte $F_{\text{mess},2}$ und $F_{\text{mess},3}$ sowie die Lagerreaktionskraft $F_{\text{mess},1}$ (z. B. Koppelkraft).

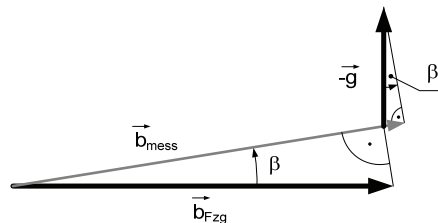
## Anlage 6: Messung der Fahrzeugverzögerung

Ein aufbaufester Beschleunigungsaufnehmer folgt der Neigung des Fahrzeugaufbaus (Bild 191).



**Bild 191:** Bremsnicken des Fahrzeugaufbaus

Ist die Messachse am stehenden Fahrzeug horizontal ausgerichtet, neigt sie sich beim Abbremsen um den Nickwinkel  $\beta$ . Der Messwert ist daher nicht exakt der Betrag der tatsächlichen Fahrzeugverzögerung  $\vec{b}_{FZg}$ , sondern die Summe aus den projizierten Anteilen der Fahrzeugverzögerung und der Gravitationsbeschleunigung  $\vec{g}$  (Bild 192).



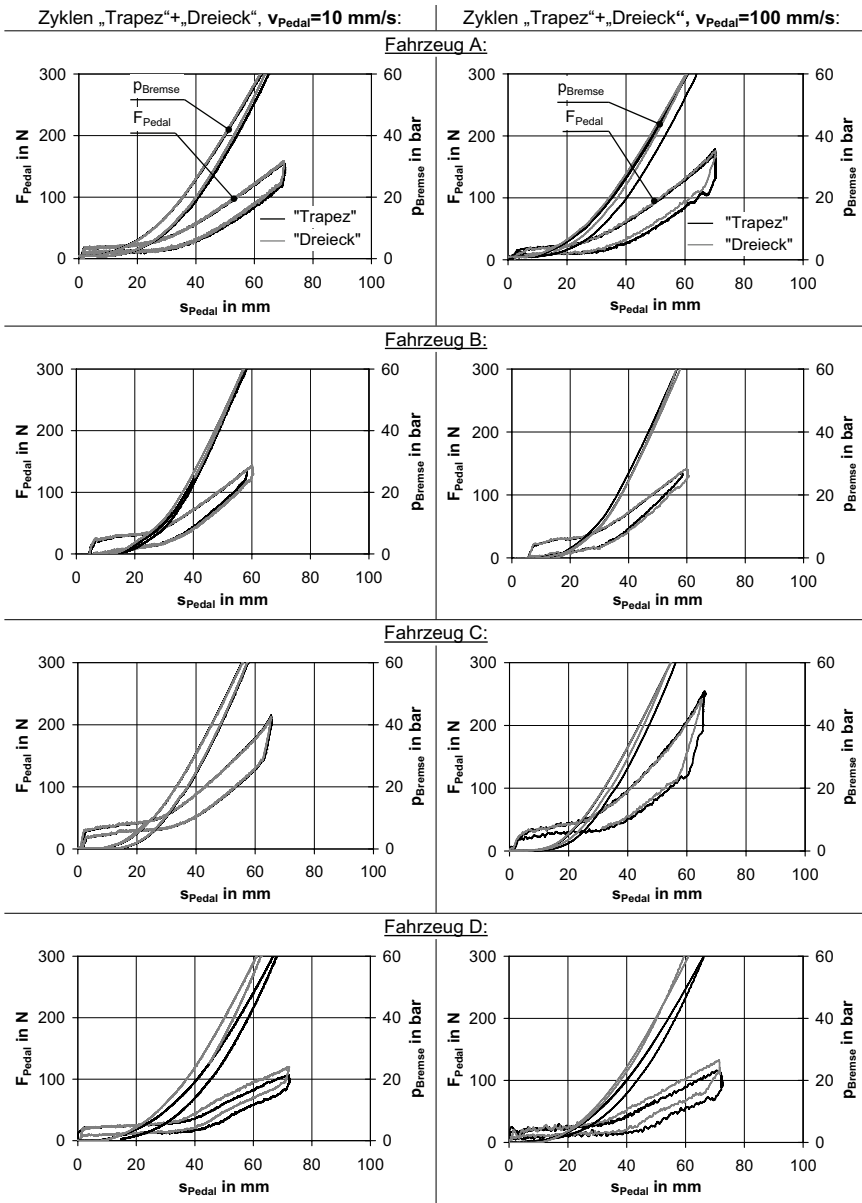
**Bild 192:** Zusammensetzung des Messwerts bei geneigtem Fahrzeugaufbau

Die rechnerische Abschätzung der projizierten Anteile zeigt, dass der Einfluss der Gravitationsbeschleunigung dominiert (Tabelle 23).

**Tabelle 23:** Rechnerische Abschätzung der Messabweichung

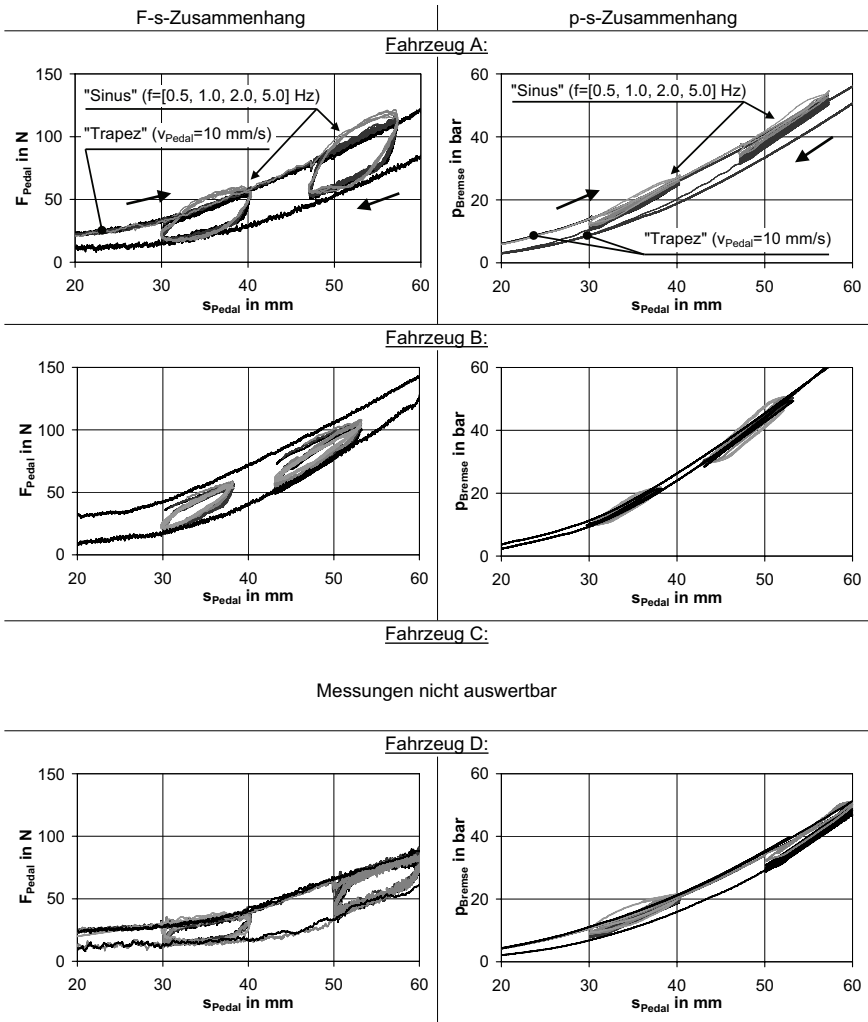
Nickwinkel $\beta$	Differenz zwischen projizierter und tatsächlicher Fzg.-beschleunigung	Anteil der Gravitationsbeschleunigung
1°	-0.015 % $b_{FZg}$	+1.7 % $g = 0.17 \text{ m/s}^2$
2°	-0.060 % $b_{FZg}$	+3.4 % $g = 0.33 \text{ m/s}^2$

## Anlage 7: Messungen zum Teilmodell „Pedal“



**Bild 193:** F-s- und p-s-Zusammenhang des stehenden Fahrzeugs bei trapez- und dreieckförmiger Pedalbetätigung mit geringer (links) und moderater Dynamik (rechts)

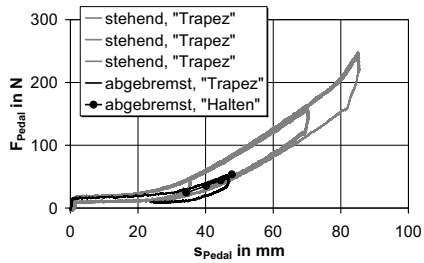
## Anlage 8: Messungen zum Teilmodell „Pedal“



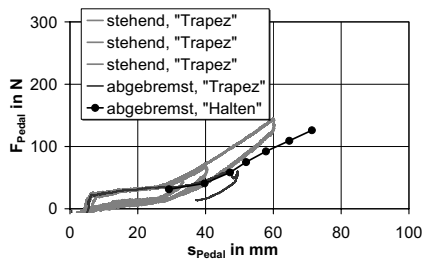
**Bild 194:** F-s-Zusammenhang (links) und p-s-Zusammenhang (rechts) des stehenden Fahrzeugs bei sinusförmiger Betätigung mit geringer bis moderater Dynamik

## Anlage 9: Messungen zum Teilmodell „Pedal“

Fahrzeug A:



Fahrzeug B:



Fahrzeug C:

Messungen nicht auswertbar

Fahrzeug D:

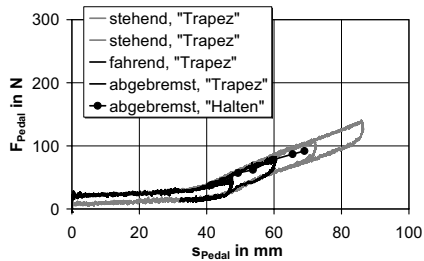
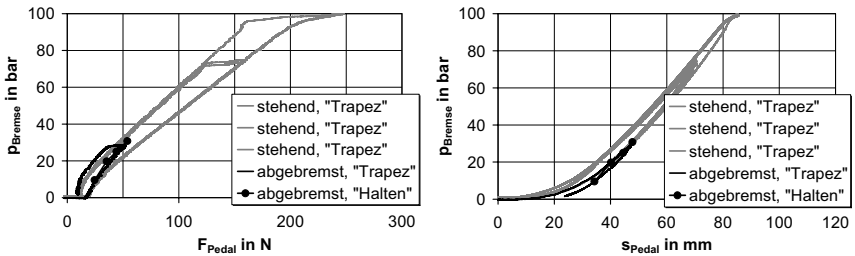


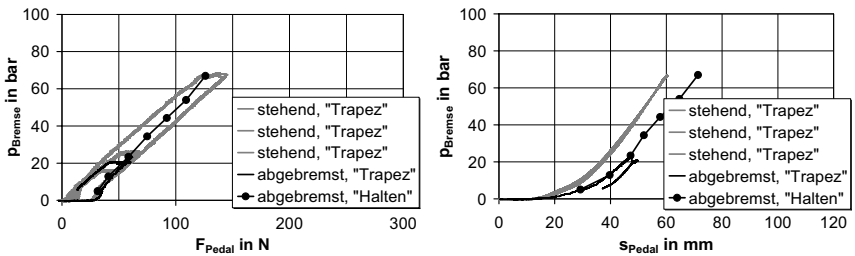
Bild 195: F-s-Zusammenhang des stehenden und des abgebremsten Fahrzeugs

**Anlage 10: Messungen zum Teilmodell „Bremse“**

Fahrzeug A:



Fahrzeug B:



Fahrzeug C:

Messung nicht auswertbar

Fahrzeug D:

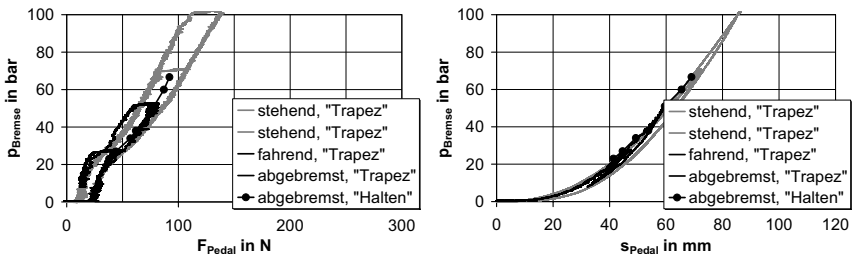
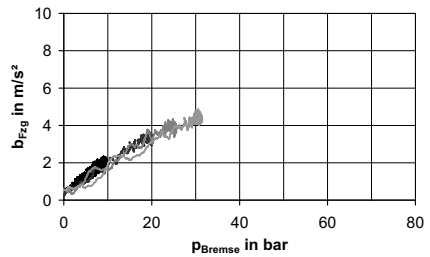
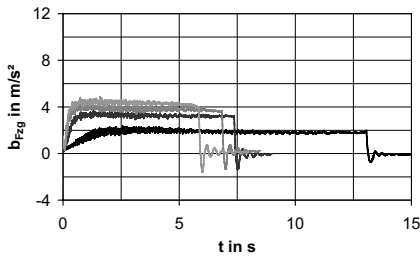


Bild 196: p-F-Zusammenhang (links) und p-s-Zusammenhang (rechts) des stehenden und des abgebremsten Fahrzeugs

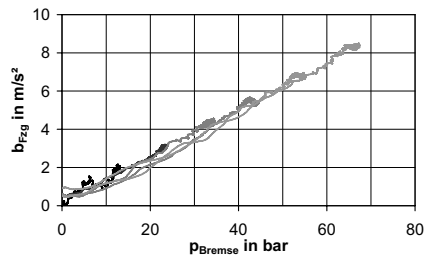
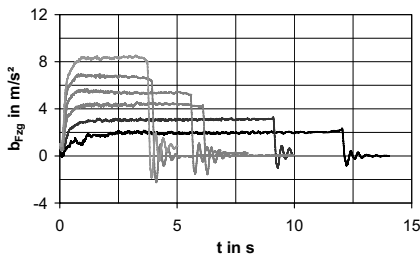


## Anlage 11: Messungen zum Teilmodell „Fahrwerk+Aufbau“

### Fahrzeug A:



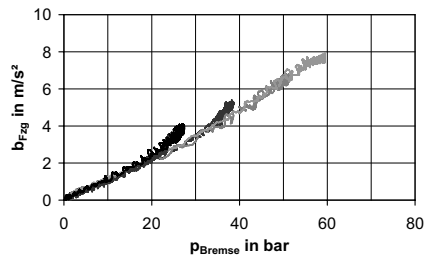
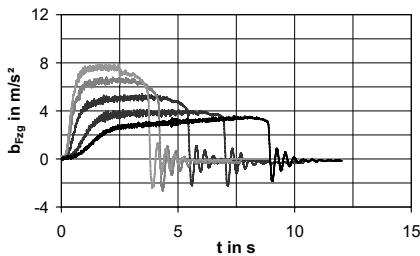
### Fahrzeug B:



### Fahrzeug C:

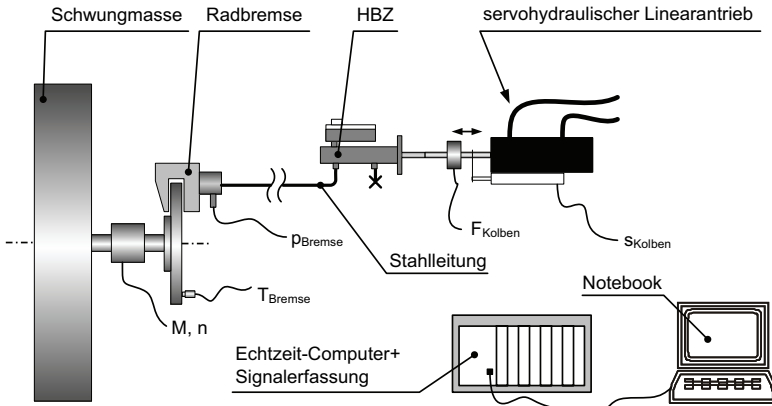
Messung nicht auswertbar

### Fahrzeug D:

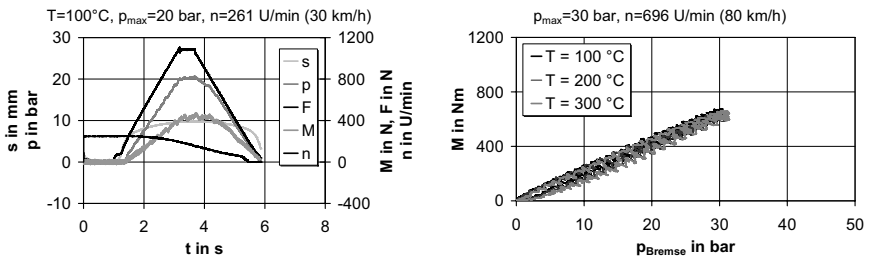


**Bild 197:** Zeitlicher Verlauf der Fahrzeugverzögerung (links) und b-p-Zusammenhang (rechts) beim Abbremsen mit konstanter Pedalkraft (Zyklus „Halten“)

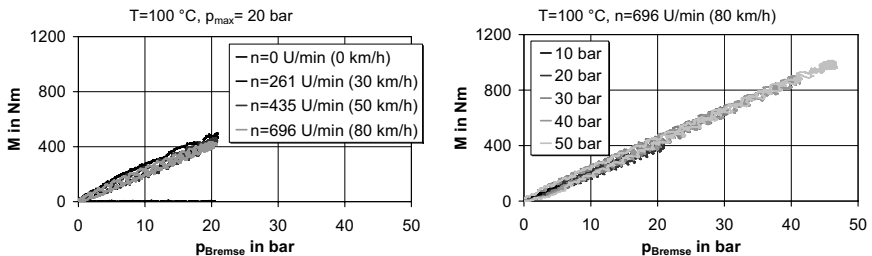
**Anlage 12: Messungen zum Teilmodell „Fahrwerk+Aufbau“**



**Bild 198:** Schematische Darstellung der Prüfanordnung am Schwungmassenbremsenprüfstand

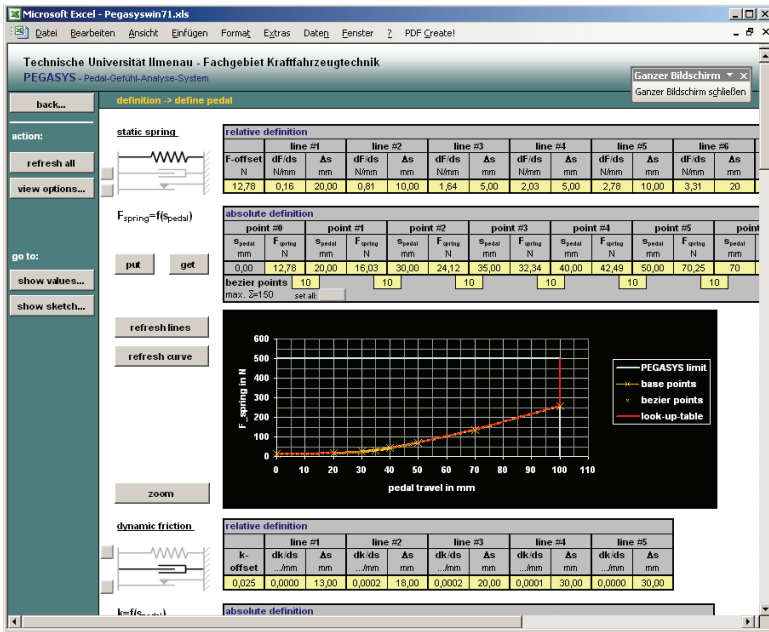


**Bild 199:** Zeitlicher Verlauf der Messgrößen (links) und M-p-Zusammenhang in Abhängigkeit von der Ausgangsscheibentemperatur (rechts)

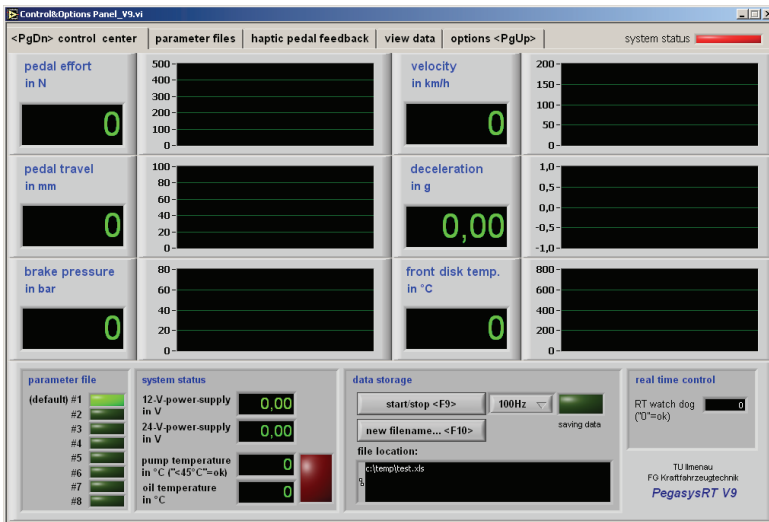


**Bild 200:** M-p-Zusammenhang in Abhängigkeit von der Startdrehzahl bzw. Startgeschwindigkeit (links) und vom Maximaldruck (rechts)

### Anlage 13: Forschungsfahrzeug PEGASYS

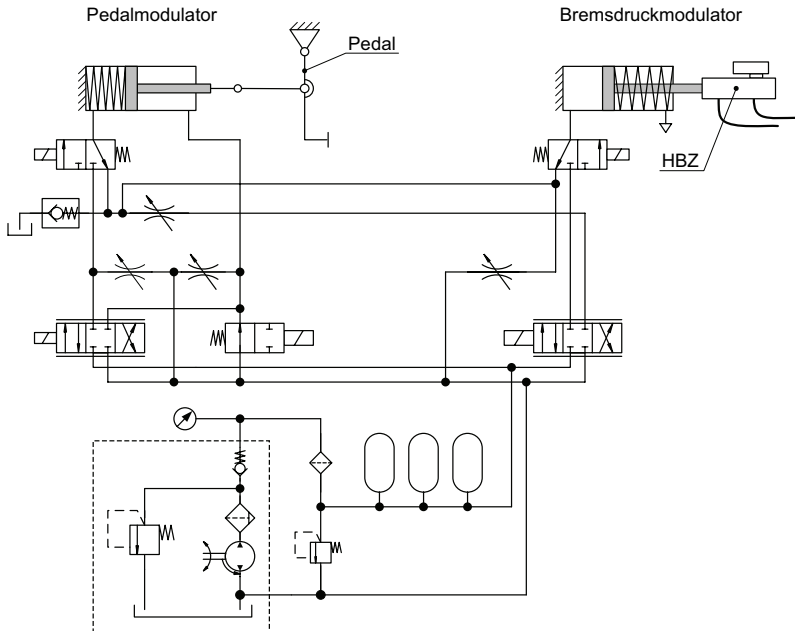


**Bild 201:** Software zur Erstellung der Look-up-Tables für die Parametrierung der virtuellen Pedal- und Bremscharakteristik

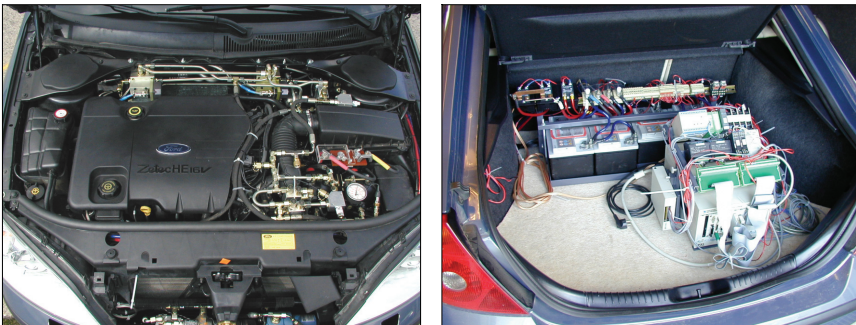


**Bild 202:** Echtzeit-Steuersoftware für den Brake-by-Wire-Modus

## Anlage 14: Forschungsfahrzeug PEGASYS



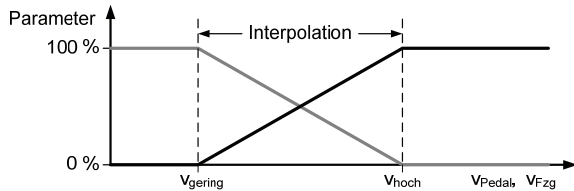
**Bild 203:** Hydraulikschemata des PEGASYS-Brake-by-Wire-Systems



**Bild 204:** Installation der hydraulischen (links) und elektronisch-elektrischen Komponenten (rechts) im Forschungsfahrzeug PEGASYS

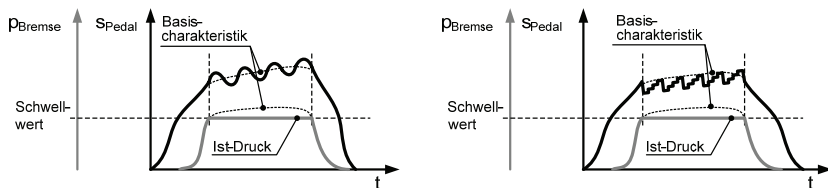
## Anlage 15: Forschungsfahrzeug PEGASYS

### Adaptive Veränderung der Pedal- und Bremscharakteristik:

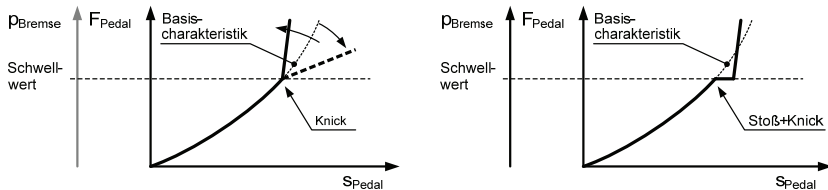


**Bild 205:** Adaptive Veränderung der Pedal- und Bremscharakteristik in Abhängigkeit von der Fahrzeug- oder Betätigungsgeschwindigkeit durch lineare Interpolation der Parameter

### Simulation haptischer Pedalreaktionen an der Radschlupfgrenze („ABS-Simulation“):



**Bild 206:** Periodische Pedalreaktionen oberhalb eines Schwellwerts („Sinus“, „Polygon“)

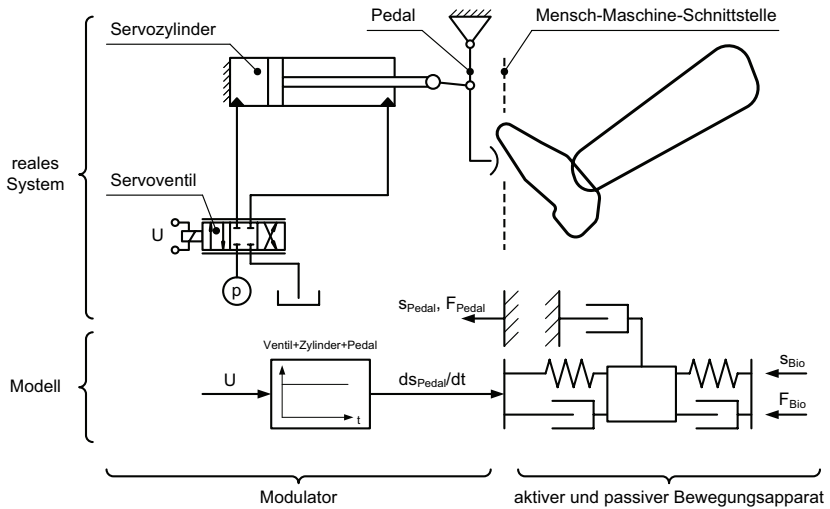


**Bild 207:** Einmalige Pedalreaktionen beim Über- und Unterschreiten eines Schwellwerts („Knick nach unten“, „Knick nach oben“, „Stoß+Knick nach oben“)

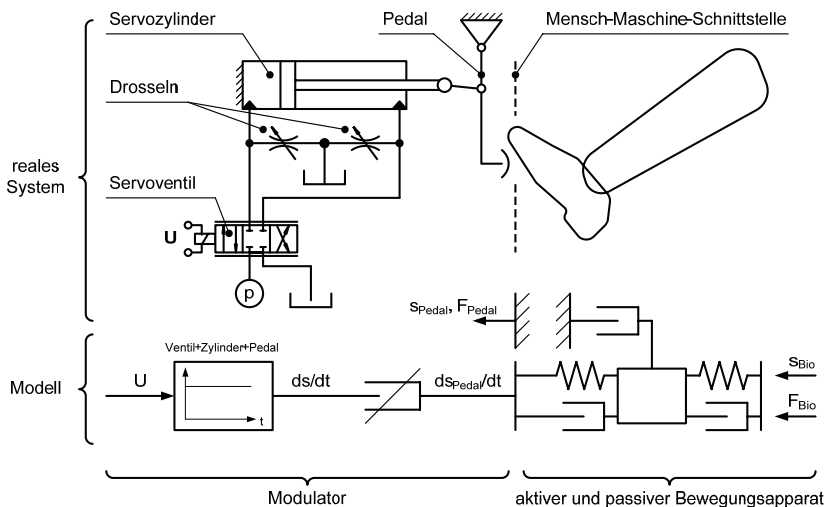


**Bild 208:** Bedieneinheit zur Aktivierung und Deaktivierung der Funktionen durch den Beifahrer

**Anlage 16: Forschungsfahrzeug PEGASYS**

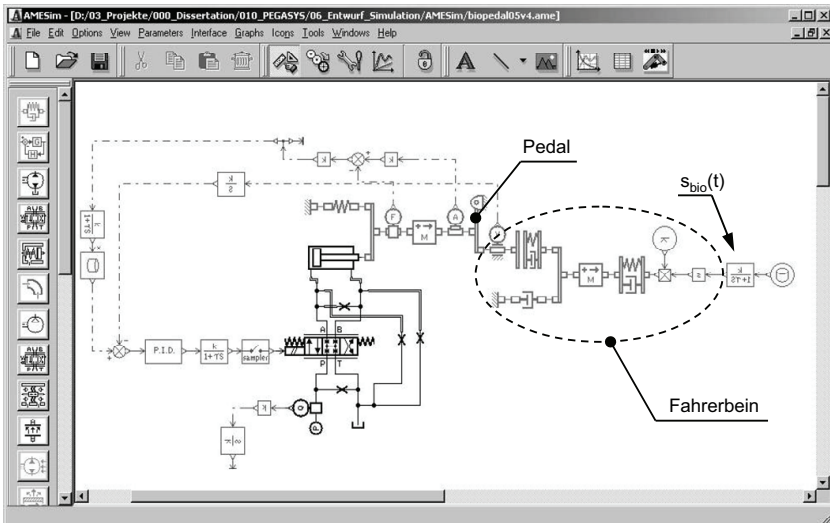


**Bild 209:** Reales System und Modellbildung der Schnittstellenumgebung eines wegreflektierenden hydraulischen Modulators zur Pedalhaptiksimation

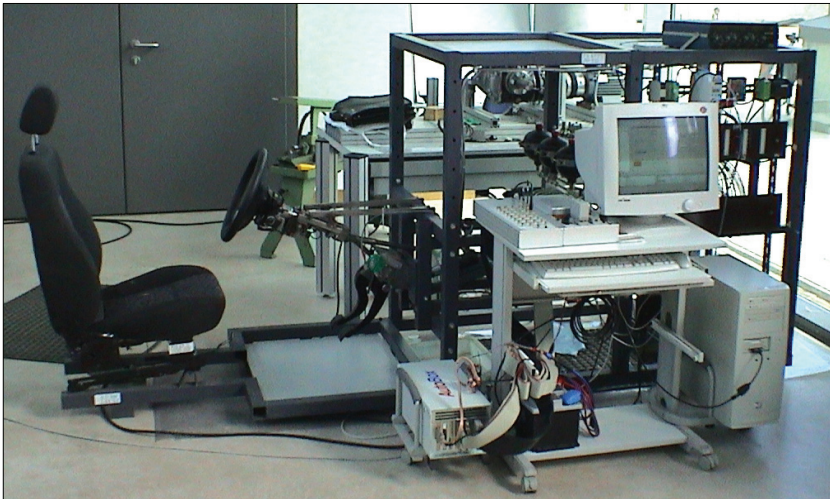


**Bild 210:** Reales System und Modellbildung der Schnittstellenumgebung eines modifizierten wegreflektierenden hydraulischen Modulators zur Pedalhaptiksimation (Entlastungsdrosseln, =Konzept PEGASYS)

## Anlage 17: Forschungsfahrzeug PEGASYS



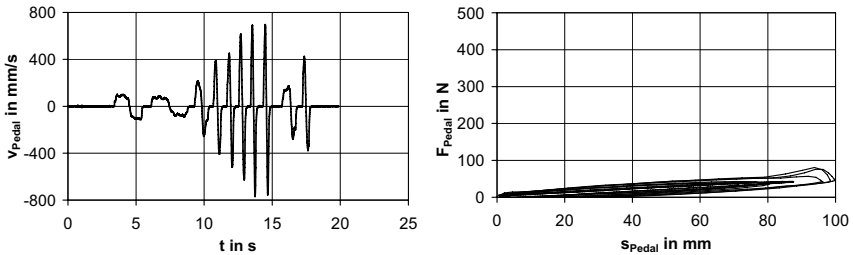
**Bild 211:** Modell zur Simulation der mechanischen Wechselwirkungen zwischen Pedalhaptikmodulator und Fahrer (Software: AMESim)



**Bild 212:** Stationäre Versuchseinrichtung zur Erprobung des Pedalhaptikmodulators

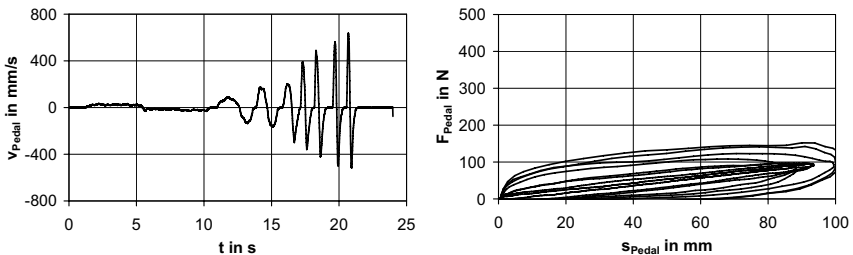
## Anlage 18: Forschungsfahrzeug PEGASYS, Funktionsnachweis

**Beispiel 1:** „lineare Feder mit geringer Steifigkeit, geringer Dämpfung, geringer Reibung“ ( $c_{\text{Feder}}=0.5 \text{ N/mm}$ ,  $k=0.01 \text{ N/(mm/s)}$ ,  $F_{\text{Coulomb}}=0.0 \text{ N}$ ):



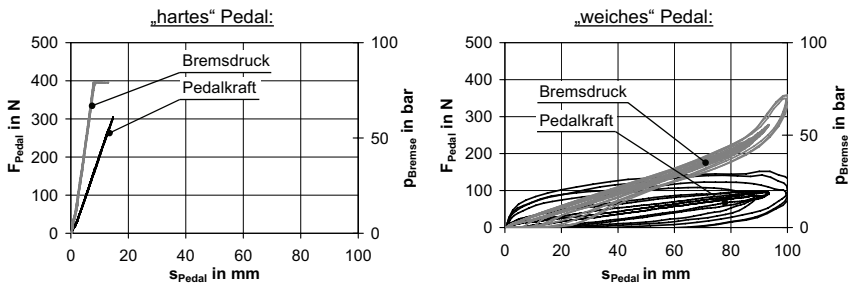
**Bild 213:** Zeitlicher Verlauf der Pedalgeschwindigkeit (links) und F-s-Zusammenhang (rechts)

**Beispiel 2:** wie Beispiel 1, jedoch hohe Dämpfung ( $k=0.1 \text{ N/(mm/s)}$ ):



**Bild 214:** Zeitlicher Verlauf der Pedalgeschwindigkeit (links) und F-s-Zusammenhang (rechts)

**Beispiel 3:** „hartes“ und „weiches“ Pedal bei linearem p-s-Zusammenhang („hart“:  $c_{\text{Feder}}=20 \text{ N/mm}$ ,  $dp/ds=4.0 \text{ bar/mm}$ , „weich“:  $c_{\text{Feder}}=1 \text{ N/mm}$ ,  $dp/ds=0.5 \text{ bar/mm}$ ):

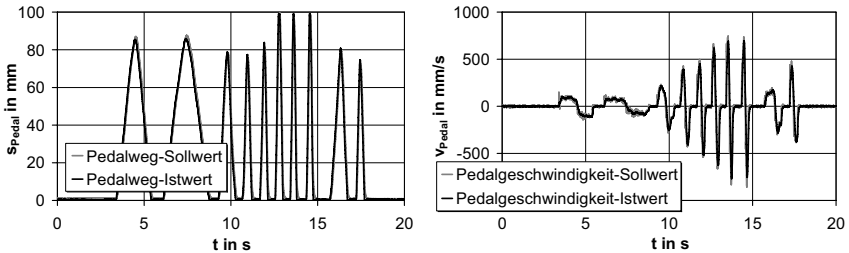


**Bild 215:** F-s- und p-s-Zusammenhang eines „harten“ (links) und „weichen“ Pedals (rechts)

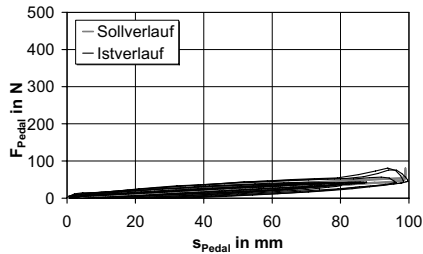


## Anlage 19: Forschungsfahrzeug PEGASYS, Regelgüte

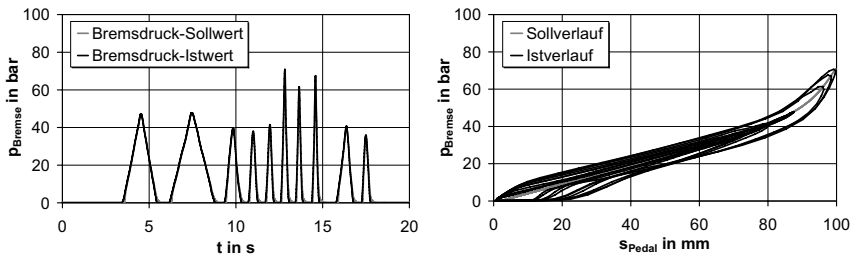
**Beispiel 1:** geringe Steifigkeit:  $c_{\text{Feder}}=0.5 \text{ N/mm}$   
 geringe Dämpfung:  $k_{\text{Stokes}}=0.01 \text{ N/(mm/s)}$   
 keine Reibung:  $F_{\text{Coulomb}}=0 \text{ N}$



**Bild 216:** Zeitlicher Soll-Ist-Verlauf des Pedalwegs (links) und der Pedalgeschwindigkeit (rechts)

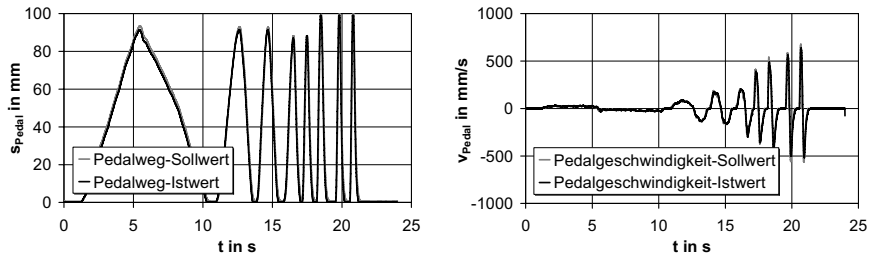


**Bild 217:** F-s-Zusammenhang der Soll- und der Ist-Werte

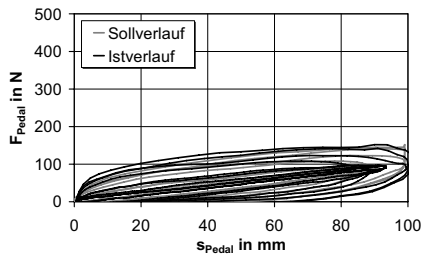


**Bild 218:** Zeitlicher Soll-Ist-Verlauf des Bremsdrucks (links) und p-s-Zusammenhang der Soll- und Ist-Werte (rechts)

**Beispiel 2:** geringe Steifigkeit:  $c_{\text{Feder}}=0.5 \text{ N/mm}$   
 hohe Dämpfung:  $k_{\text{Stokes}}=0.10 \text{ N/(mm/s)}$   
 keine Reibung:  $F_{\text{Coulomb}}=0 \text{ N}$

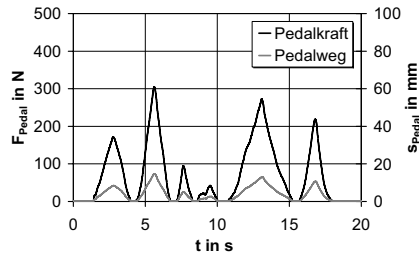


**Bild 219:** Zeitlicher Soll-Ist-Verlauf des Pedalwegs (links) und der Pedalgeschwindigkeit (rechts)

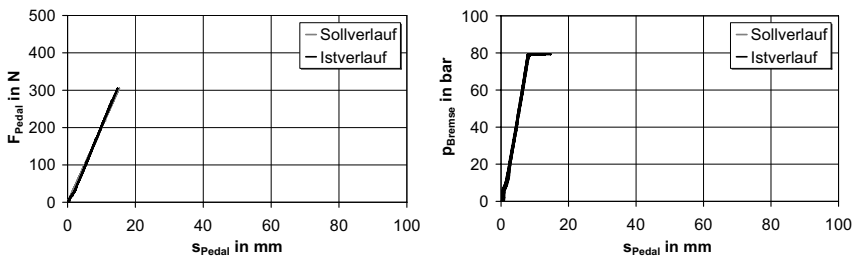


**Bild 220:** F-s-Zusammenhang der Soll- und der Ist-Werte

**Beispiel 3:** hohe Steifigkeit:  $c_{\text{Feder}}=20.0 \text{ N/mm}$   
 geringe Dämpfung:  $k_{\text{Stokes}}=0.01 \text{ N/(mm/s)}$   
 keine Reibung:  $F_{\text{Coulomb}}=0 \text{ N}$

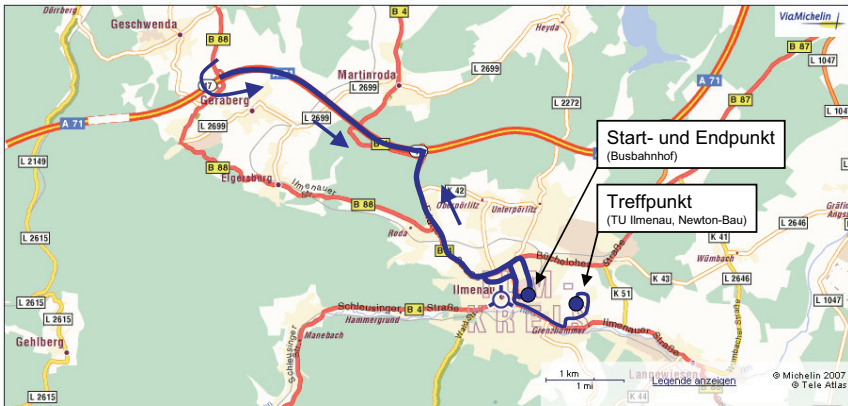


**Bild 221:** Zeitlicher Verlauf der Pedalkraft und des Pedalwegs



**Bild 222:** F-s- (links) und p-s-Zusammenhang (rechts) der Soll- und der Ist-Werte

## Anlage 20: Streckenführung im öffentlichen Straßenverkehr



**Bild 223:** Strecke „Stadtverkehr-Bundesstraße-Autobahn“



**Bild 224:** Strecke „Stadtverkehr 1“ (lange Strecke)

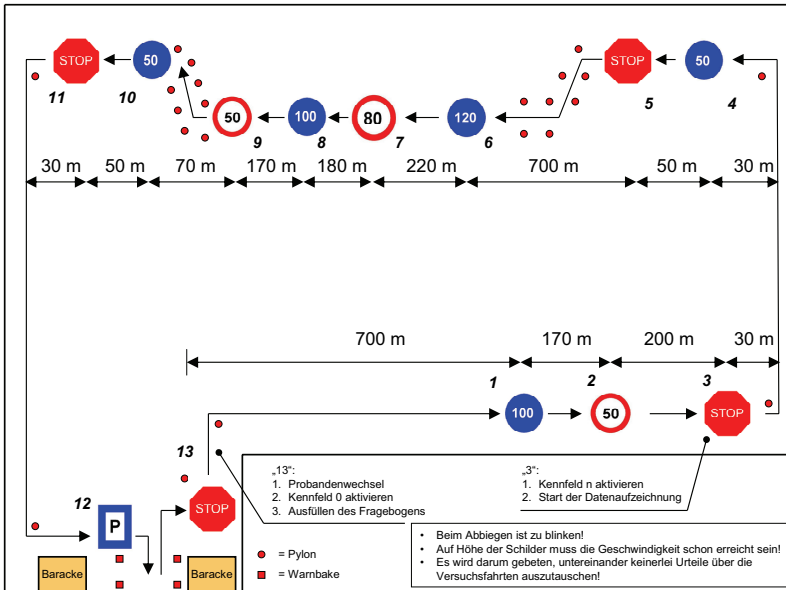


**Bild 225:** Strecke „Stadtverkehr 2“ (kurze Strecke)

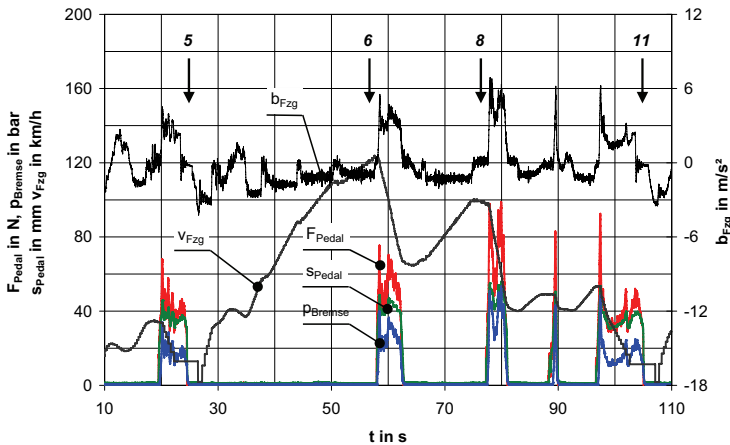


**Bild 226:** Strecke „Stadtverkehr 3“ (Fahrtsituationen mit geringer Geschwindigkeit)

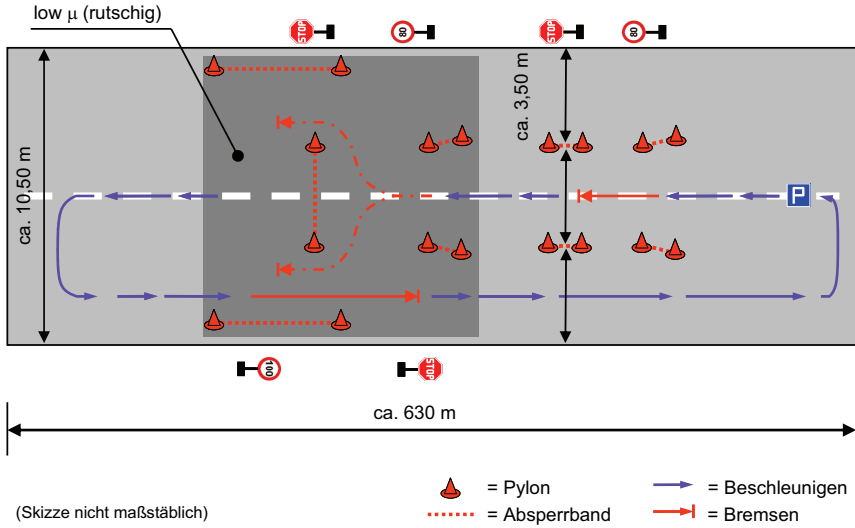
**Anlage 21: Streckenführung auf nichtöffentlichem Gelände**



**Bild 227:** Strecke „Nichtöffentliches Gelände“ (abgesperrter Bereich eines Flugplatzes)



**Bild 228:** Beispiel für den zeitlichen Verlauf von Messgrößen während einer Befahrung der Strecke „Nichtöffentliches Gelände“



**Bild 229:** Strecke „Nichtöffentliches Gelände / ABS-Test“ (abgesperrter Bereich eines Flugplatzes)



**Bild 230:** Strecke „Nichtöffentliches Gelände / ABS-Test“ (abgesperrter Bereich eines Flugplatzes)

## Anlage 22: Vorinformationstext für Probandenversuche

Die optimale Gestaltung von Mensch-Maschine-Schnittstellen erlangt in der Fahrzeugentwicklung zunehmend Bedeutung. Getrieben wird diese Entwicklung zum einen durch steigende Kundenerwartungen hinsichtlich Komfort, Sicherheit und Markenidentität und zum anderen durch neue Technologien, die bisherige technische Grenzen verschieben und völlig neue Funktionen wie z. B. aktive Systemreaktionen sowie eine Fahrzeugpersonalisierung ermöglichen.

Das FG KFT bearbeitet u. a. das Forschungsthema „Bremspedalgefühl“ (zeitliche Wechselwirkung der Größen Pedalkraft, Pedalweg und Fahrzeugverzögerung). Hierzu werden systematische Subjektiv-Objektiv-Untersuchungen mit einem speziellen Forschungsfahrzeug durchgeführt. Bei diesem Fahrzeug kann das Bremspedalgefühl in weiten Grenzen statisch und dynamisch verändert werden.

Die Versuchsreihe „Adaptivität“ steht vor dem Hintergrund der Optimierung des Pedalgefühls, indem es sich der Fahrsituation bzw. der Fahrzeuggeschwindigkeit anpasst. Konventionelle Bremssysteme stellen in dieser Hinsicht einen Kompromiss dar, weil eine Adaptivität bezüglich Fahrzeuggeschwindigkeit technisch bisher nicht realisiert werden konnte. Bereits die Technologie der in Serie befindlichen Brake-by-Wire-Fahrzeuge mit passiven Pedalwerken ermöglicht die adaptive Anpassung des Bremsdrucks. Die Anpassung der Pedalhaptik würde in Zukunft mit teilaktiven Pedalwerken realisierbar werden. Vergleichbare Entwicklungen sind z. B. vom Fahrpedal bekannt.

Die Fahrversuche finden mit einem Ford Mondeo statt, dessen Pedal- und Bremscharakteristik frei ein- und verstellbar ist. Sie befahren mehrfach die A71 zwischen den Ausfahrten „Ilmenau-West“ und „Geraberg“ und erleben Abbremsungen aus höherer Geschwindigkeit (ca. 140 km/h) und Abbremsungen bei geringer Geschwindigkeit bis zum Fahrzeugstillstand (Ausfahrten, Ortsdurchfahrt). Ihre Wertungen werden durch den Beifahrer während der Fahrt protokolliert.

Gehen Sie an die Aufgaben gelassen heran! Es wird nicht erwartet, die Fahrstrecke in möglichst kurzer Zeit zu durchfahren oder anderweitig „fahrerisches Können“ zu beweisen. Setzen Sie sich nicht unter Druck, sondern durchfahren Sie die Strecke in einer Weise, wie Sie es auch privat unter Einhaltung der StVO tun würden.

### **Fahren Sie in der von Ihnen gewohnten Weise!**

Stellen Sie sich vor, sie müssten dieses Fahrzeug tagtäglich benutzen. Wie fällt Ihr Urteil aus? Ihre Wertungen werden vom Fahrzeughersteller ernst genommen! Das FG KFT bedankt sich im Voraus für Ihre Teilnahme und wünscht bei der Durchführung viel Spaß.

#### Hinweis:

Es wird darum gebeten, vor dem Abschluss der Versuche keine weiteren Informationen sowie Wertungen an nachfolgende Teilnehmer weiterzugeben.



## Anlage 23: Fragebögen für Subjektiv-Objektiv-Untersuchungen

**Welches der angebotenen Kennfelder gefällt Ihnen bezüglich Komfort besser?**  
(problemloses und anstrengungsfreies Abbremsen?)

Kennfeld:

<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
viel besser			neutral		viel besser		

Kennfeld:

**Welches der angebotenen Kennfelder gefällt Ihnen bezüglich Sicherheit besser?**  
(in allen denkbaren Situationen sicheres Abbremsen?)

Kennfeld:

<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
viel besser			neutral		viel besser		

Kennfeld:

**Bild 232:** Ausschnitt des Fragebogens für relative Bewertungen

**Komfort** (Bremsung in Normalfahrsituationen)

1. Konnten Sie das Fahrzeug mit dieser Abstimmung in allen Situationen problemlos und ohne Anstrengung abbremsen bzw. positionieren?

<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
ja		teilweise			nein		

**Sicherheit** (Bremsung in Gefahrensituationen)

2. Gibt Ihnen diese Abstimmung das Gefühl, das Fahrzeug in allen denkbaren Situationen sicher abbremsen zu können?

<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
ja		teilweise			nein		

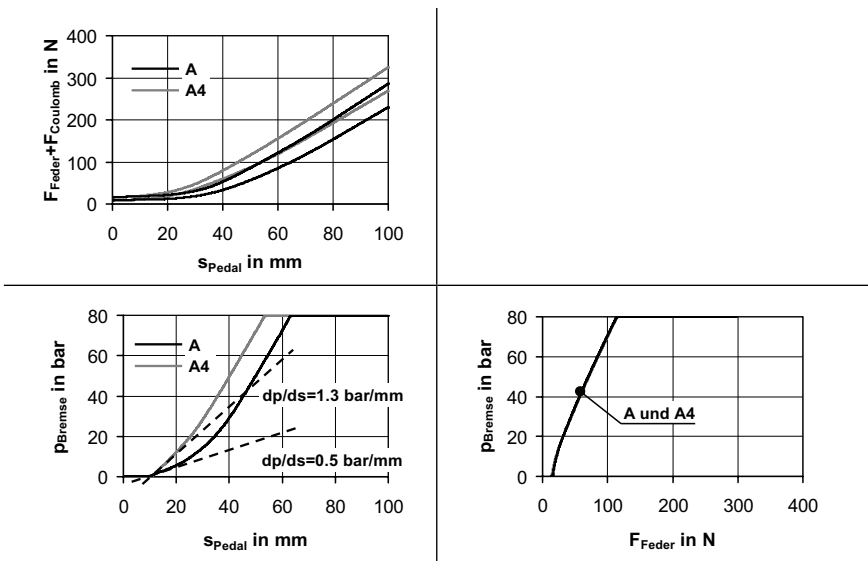
**Bild 233:** Ausschnitt des Fragebogens für absolute Bewertungen

**Abstimmung 1 „Pedalverhärtung“:**  
Wie verändert die Adaptivität den Fahrkomfort bzw. die Fahrsicherheit?

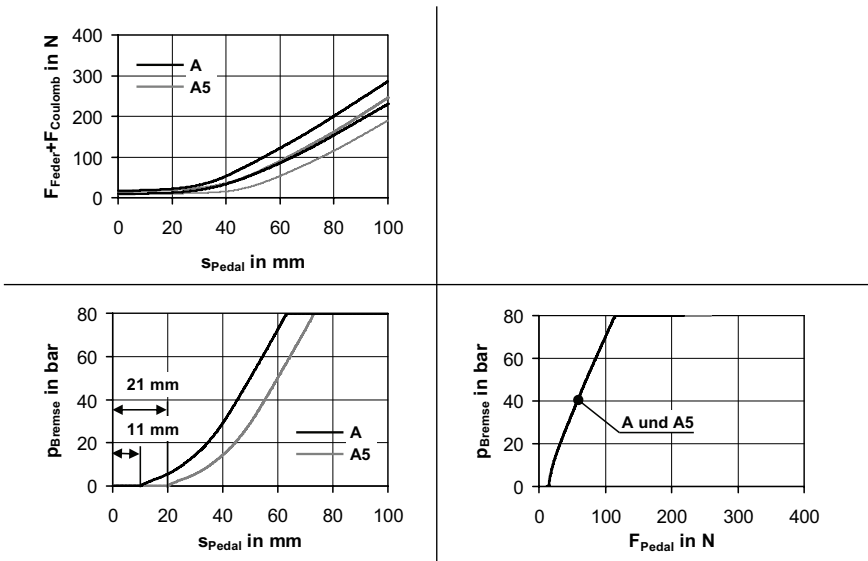
<b>Komfort:</b>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<b>Sicherheit:</b>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	7	6	5	4	3	2	1				7	6	5	4	3	2	1	
	besser			neutral			schlechter				besser			neutral			schlechter	

**Bild 234:** Ausschnitt des Fragebogens zur Bewertung adaptiver Pedal- und Bremscharakteristiken

**Anlage 24:** Charakteristiken für Einzelparameterversuche

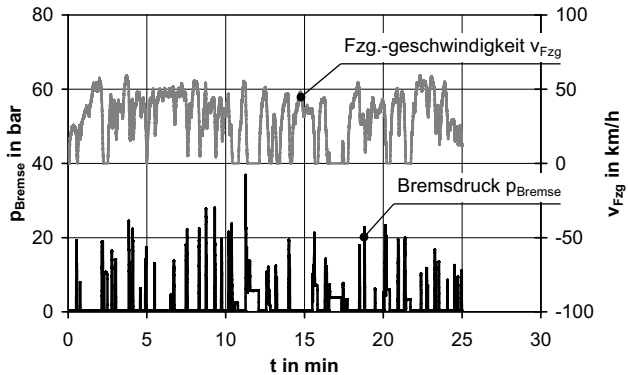


**Bild 235:** Charakteristik A und A4 (Parameter „dp/ds-Gradient bei geringer Kraft“)

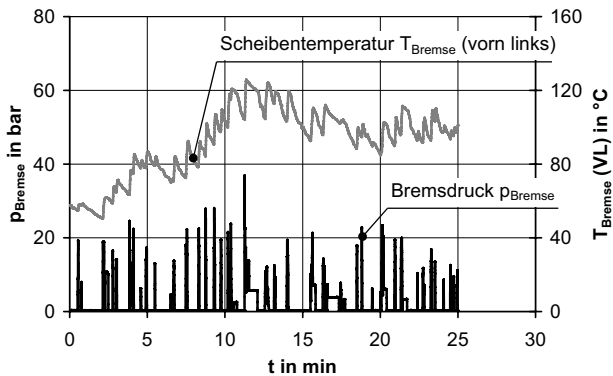


**Bild 236:** Charakteristik A und A5 (Parameter „Leer- und Totweg“)

## Anlage 25: Objektivierung des Betätigungs- und Bremsverhaltens

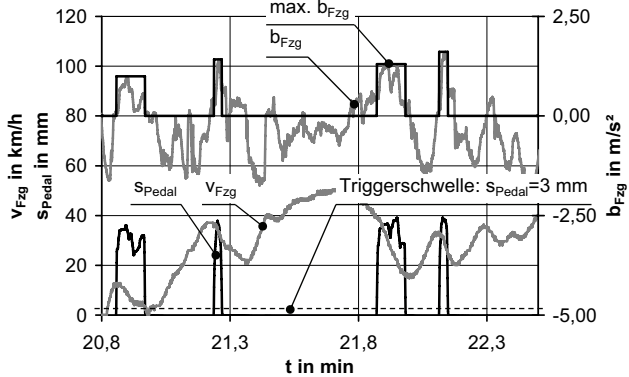


**Bild 237:** Streckencharakteristik „Stadtverkehr 1“ am Beispiel des zeitlichen Verlaufs der Fahrzeuggeschwindigkeit und des Bremsdrucks



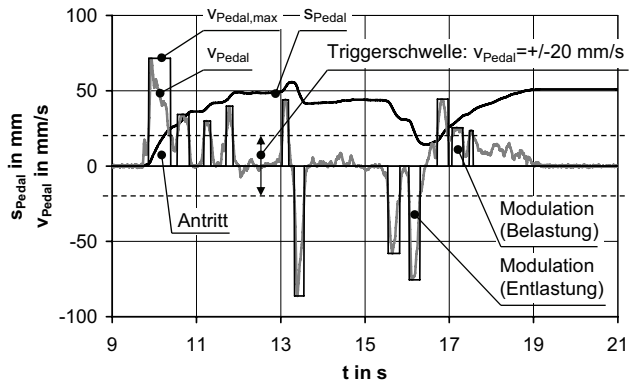
**Bild 238:** Streckencharakteristik „Stadtverkehr 1“ am Beispiel des zeitlichen Verlaufs der Bremscheibentemperatur und des Bremsdrucks

Zur Isolation der Pedalbetätigungen bzw. Abbremsungen wird das Pedalwegsignal getriggert. Der Schwellwert beträgt  $s_{\text{Pedal}}=3.0 \text{ mm}$ . Bild 239 zeigt beispielhaft die Ermittlung der maximalen Fahrzeugverzögerung einzelner Abbremsungen.



**Bild 239:** Triggerng des Pedalwegsignals zur Ermittlung der maximalen Fahrzeugverzögerung pro Abbremsung (Schwellwert:  $s_{\text{Pedal}}=3$  mm)

Bild 240 zeigt die Triggerng der Pedalgeschwindigkeit und die Ermittlung der Pedalgeschwindigkeitsmaxima. Der Triggerschwellwert beträgt  $v_{\text{Pedal}}=20$  mm/s.



**Bild 240:** Triggerng der Pedalgeschwindigkeit zur Ermittlung der maximalen Pedalgeschwindigkeit (Schwellwert:  $v_{\text{Pedal}}=20$  mm/s)

## Anlage 26: Betätigungs- und Bremsverhalten im Stadtverkehr (Charakteristik B)

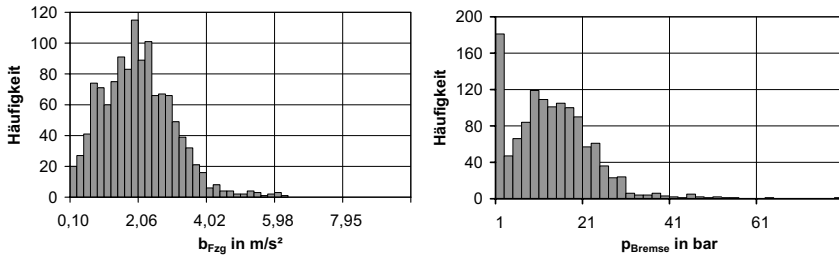
**Tabelle 24:** Kennwerte des Betätigungs- und Bremsverhaltens im Stadtverkehr

Parameter		Charakteristik B
<b>Streckenprofil:</b>		
Anzahl Pedalbetätigungen pro Strecke		59.0
relativer Anteil an Stoppbremsungen		24 %
<b>Intensität:</b>		
Maximum** der Fahrzeugverzögerung $b_{Fz}$	Mittelwert*	1.96 m/s <sup>2</sup>
	Bereich*	<4.10 m/s <sup>2</sup>
Maximum** des Bremsdrucks $p_{Brems}$	Mittelwert*	15.1 bar
	Bereich*	<25 bar
Maximum** der Pedalkraft $F_{Pedal}$	Mittelwert*	61.2 N
	Bereich*	<110 N
Maximum** des Pedalwegs $s_{Pedal}$	Mittelwert*	37.6 mm
	Bereich*	<60 mm
<b>Dynamik:</b>		
Anzahl belastender Modulationsbewegungen pro Pedalbetätigung		6.0
Anzahl entlastender Modulationsbewegungen pro Pedalbetätigung		4.5
Maximum** der Pedalantrittsgeschwindigkeit $v_{Pedal}$	Mittelwert*	102 mm/s
	Bereich*	<200 mm/s
Pedalgeschwindigkeit belastender Modulationsbewegungen $v_{Pedal}$	Mittelwert*	36 mm/s
	Bereich*	<75 mm/s
Maximum** der Entlastungsgeschwindigkeit $v_{Pedal}$	Mittelwert*	205 mm/s
	Bereich*	<400 mm/s
Maximum** der Pedalgeschwindigkeit entlastender Modulationsbewegungen $v_{Pedal}$	Mittelwert*	65 mm/s
	Bereich*	<91 mm/s
Pedalbetätigungsdauer $\Delta t$	Mittelwert*	3.8 s
	Bereich*	<12 s
<b>Tribologie der Reibpaarung:</b>		
arithmetisches Mittel** Scheibentemperatur $T_{Brems}$ pro Pedalbetätigung	Mittelwert*	89 °C
	Bereich*	24...170 °C
Änderung** der Scheibentemperatur $\Delta T_{Brems}$	Mittelwert*	6 °C
	Bereich*	<30 °C
Änderung** der Fahrzeuggeschwindigkeit $\Delta v_{Fz}$	Mittelwert*	16.8 km/h
	Bereich*	<60 km/h

\* bezogen auf die Häufigkeitsverteilung des Kennwerts

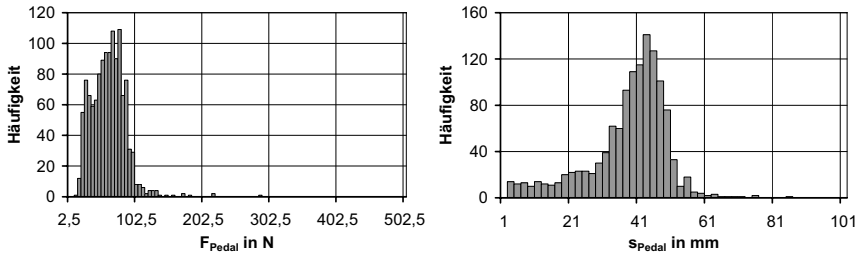
\*\*bezogen auf die einzelne Abbremsung

### Fahrzeugverzögerung und Bremsdruck:



**Bild 241:** Häufigkeitsverteilung der maximalen Fahrzeugverzögerung (links) und des maximalen Bremsdrucks (rechts) pro Abbremsung

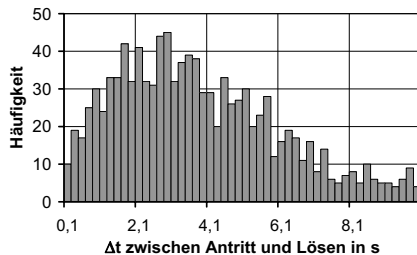
### Pedalkraft und Pedalweg:



**Bild 242:** Häufigkeitsverteilung der maximalen Pedalkraft (links) und des maximalen Pedalwegs (rechts) pro Abbremsung

### Betätigungsdauer:

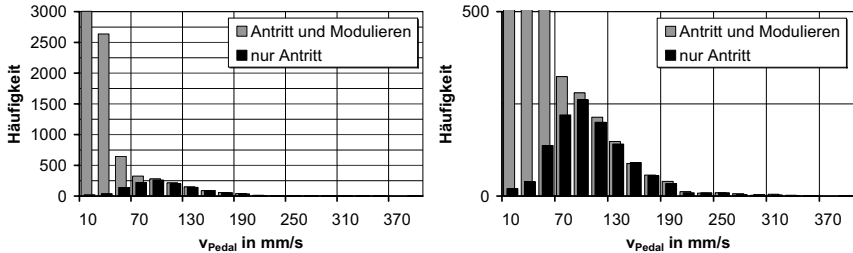
Die Pedalbetätigungsdauer  $\Delta t$  ist die Zeitdifferenz zwischen dem Verlassen der Pedalausgangsstellung und der Rückkehr in diese Position (Triggerschwellwert  $s_{Pedal}=3$  mm) oder dem Erreichen des Fahrzeugstillstands. Der jeweils geringere Wert ist maßgebend.



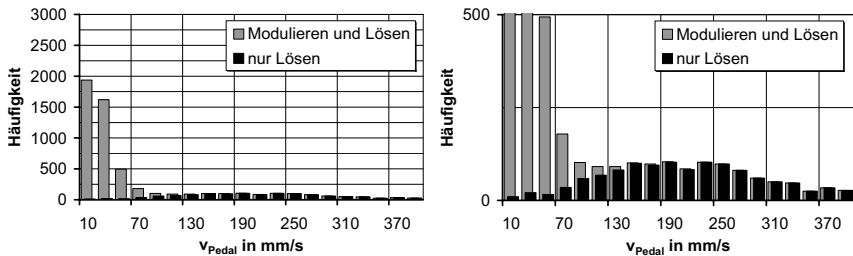
**Bild 243:** Häufigkeitsverteilung der Pedalbetätigungsdauer aller Abbremsungen

Pedalgeschwindigkeit:

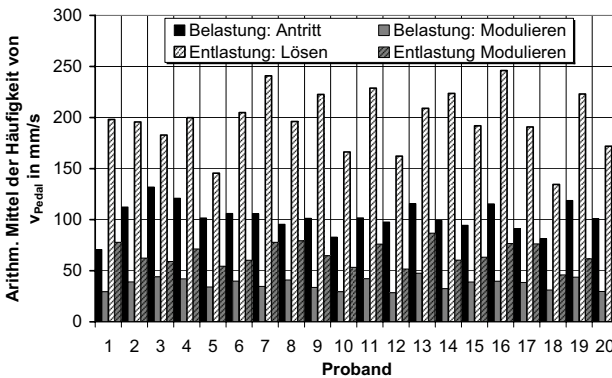
Es wird unterschieden zwischen den Belastungs- und Entlastungsbewegungen sowie zwischen den großen Pedalauslenkungen am Beginn und Ende einer Abbremsung (Antritt und vollständiges Lösen) und den kleinen Pedalauslenkungen während des Modulierens.



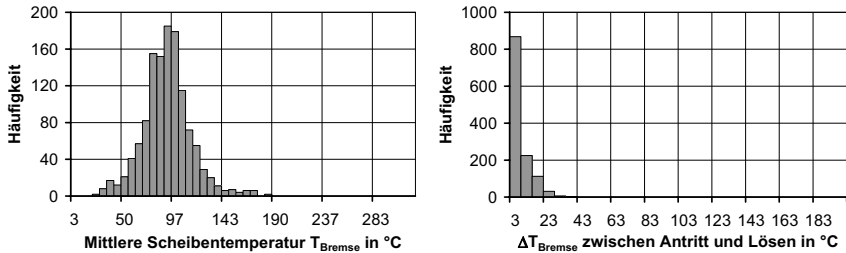
**Bild 244:** Häufigkeitsverteilung der maximalen Pedalgeschwindigkeit von belastenden Pedalbewegungen (rechtes Diagramm: unterer Wertebereich der Häufigkeit vergrößert)



**Bild 245:** Häufigkeitsverteilung der maximalen Pedalgeschwindigkeit von entlastenden Pedalbewegungen (rechtes Diagramm: unterer Wertebereich der Häufigkeit vergrößert)



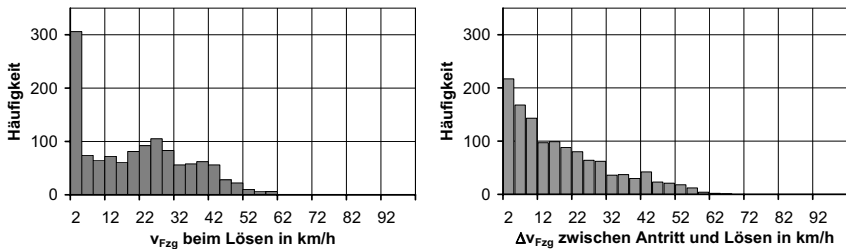
**Bild 246:** Individuelle Mittelwerte der Häufigkeitsverteilungen

Bremsscheibentemperatur:

**Bild 247:** Häufigkeitsverteilung der mittleren Scheibentemperatur pro Betätigung (links) und der Temperaturänderung (rechts) pro Abbremsung

Fahrzeuggeschwindigkeit:

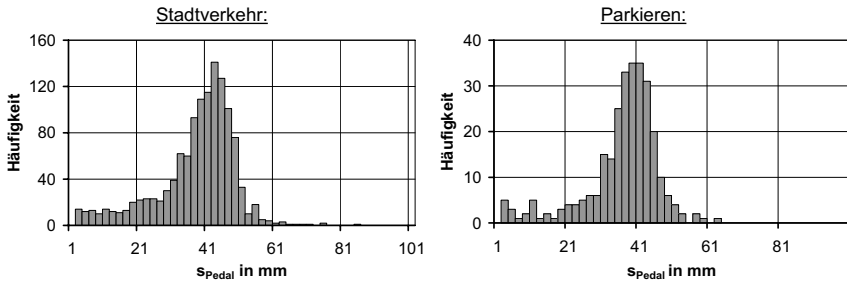
Anhand der momentanen Fahrzeuggeschwindigkeit beim Lösen des Bremspedals kann zwischen Stopp- und Anpassungsbremungen unterschieden werden. Der relative Anteil der Stoppbremungen an der Gesamtanzahl der Abbremsungen beträgt demnach 24 %.



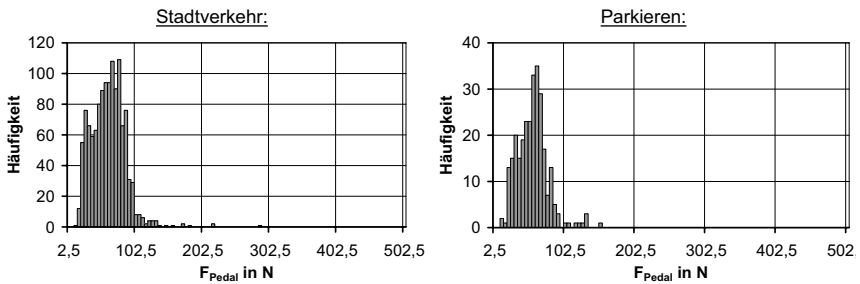
**Bild 248:** Häufigkeitsverteilung der momentanen Fahrzeuggeschwindigkeit im Augenblick des Pedallösens (links) und der Fahrzeuggeschwindigkeitsänderung (rechts) pro Abbremsung



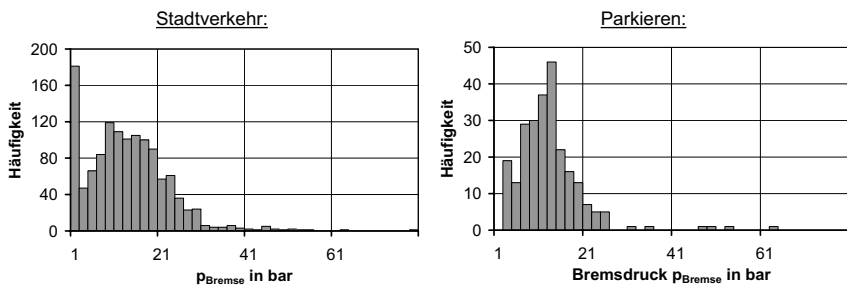
### Anlage 27: Betätigungs- und Bremsverhalten beim Parkieren (Charakteristik B)



**Bild 249:** Häufigkeitsverteilung des maximalen Pedalwegs pro Abbremsung im Stadtverkehr und beim Parkieren



**Bild 250:** Häufigkeitsverteilung der maximalen Pedalkraft pro Abbremsung im Stadtverkehr und beim Parkieren



**Bild 251:** Häufigkeitsverteilung des maximalen Bremsdrucks pro Abbremsung im Stadtverkehr und beim Parkieren

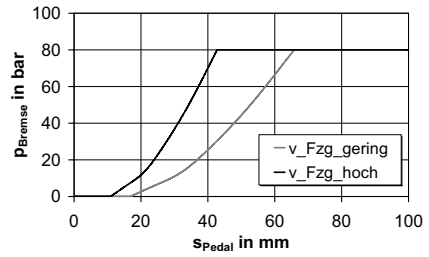
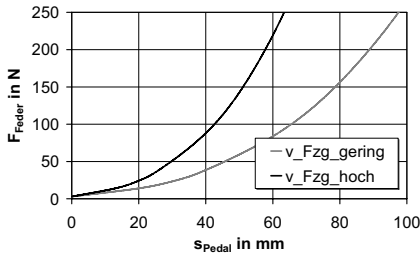
**Tabelle 25:** Kennwerte des Betätigungs- und Bremsverhaltens beim Parkieren

Parameter		Charakteristik B
<b>Intensität:</b>		
Maximum** der Fahrzeugverzögerung $b_{Fzg}$		nicht auswertbar
Maximum** des Bremsdrucks $p_{Brems}$	Mittelwert*	12.5 bar
	Bereich*	<25 bar
Maximum** der Pedalkraft $F_{Pedal}$	Mittelwert*	55.9 N
	Bereich*	<100 N
Maximum** des Pedalwegs $s_{Pedal}$	Mittelwert*	36.4 mm
	Bereich*	<60 mm
<b>Dynamik:</b>		
Maximum** der Pedalantrittsgeschwindigkeit $v_{Pedal}$	Mittelwert*	121 mm/s
	Bereich*	<270 mm/s
Pedalgeschwindigkeit belastender Modulationsbewegungen $v_{Pedal}$	Mittelwert*	30 mm/s
	Bereich*	<90 mm/s
Maximum** der Entlastungsgeschwindigkeit $v_{Pedal}$	Mittelwert*	227 mm/s
	Bereich*	<400 mm/s
Pedalgeschwindigkeit entlastender Modulationsbewegungen $v_{Pedal}$	Mittelwert*	32 mm/s
	Bereich*	<90 mm/s

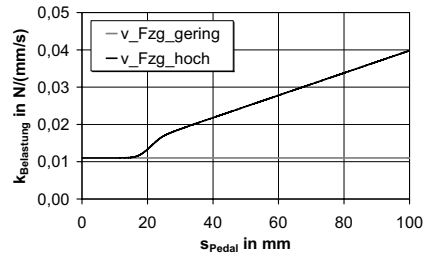
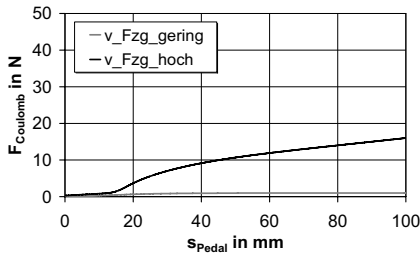
\* bezogen auf die Häufigkeitsverteilung des Kennwerts

\*\* bezogen auf die einzelne Abbremsung

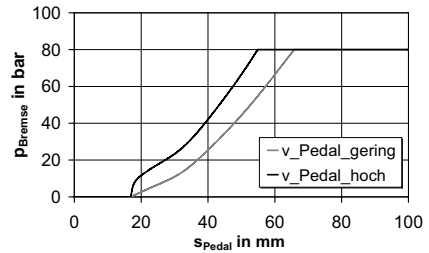
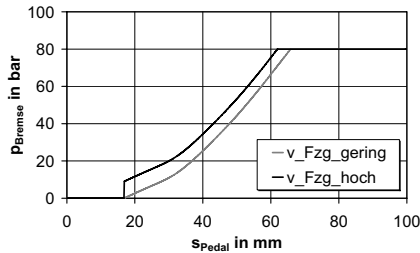
**Anlage 28: Charakteristiken der Adaptivitätsuntersuchungen**



**Bild 252:** Parameter „Pedalsteifigkeit“



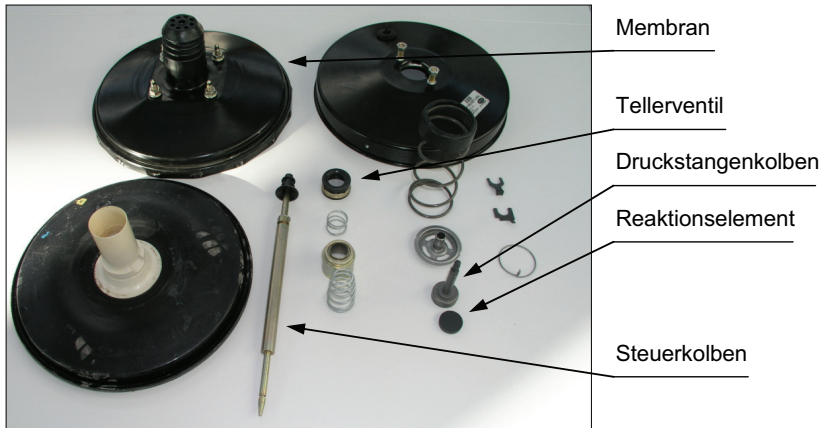
**Bild 253:** Parameter „Reibung“ (links) und „Dämpfung“ (rechts)



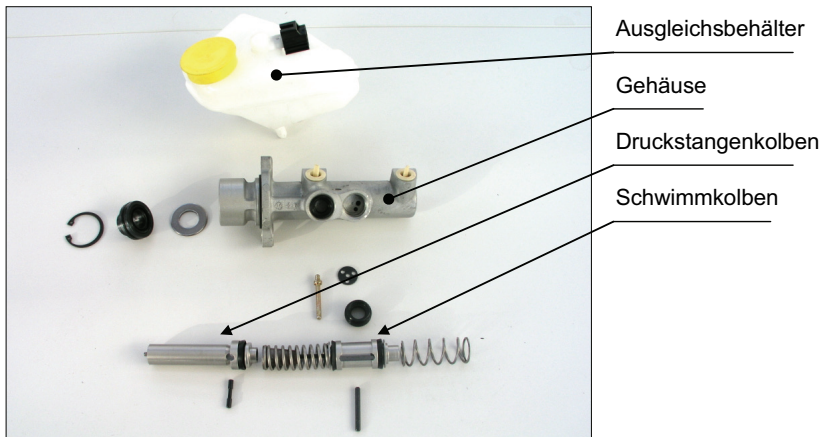
**Bild 254:** Parameter „p-Sprung“

**Bild 255:** BAS-Parametrierung

## Anlage 29: Komponenten einer Bremsanlage

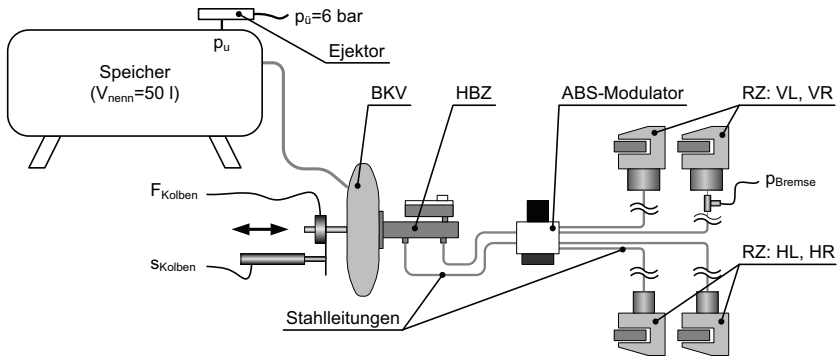


**Bild 256:** Einzelteile des BKV ohne BAS

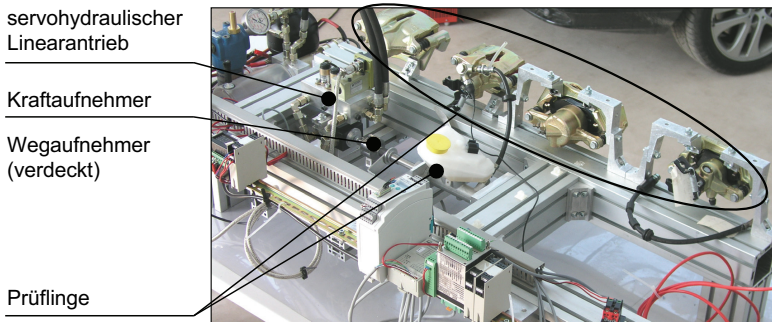


**Bild 257:** Einzelteile des HBZ mit BAS

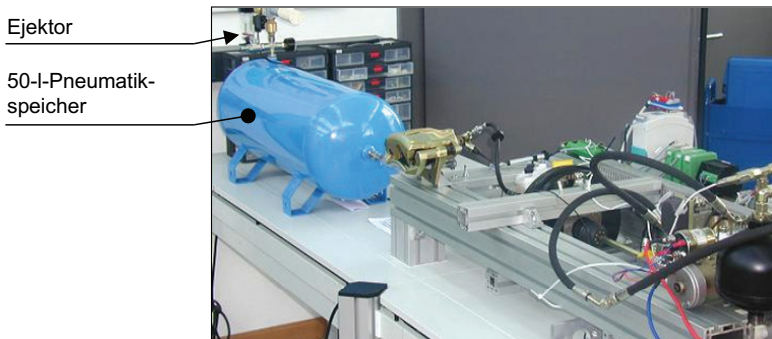
### Anlage 30: Komponentenprüfstand



**Bild 258:** Schematische Darstellung der Prüfanordnung

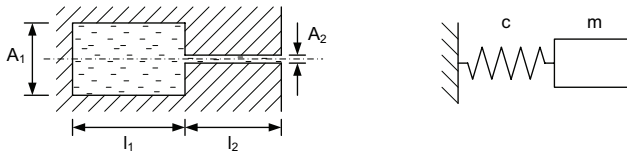


**Bild 259:** Komponentenprüfstand



**Bild 260:** Komponentenprüfstand

### Anlage 31: Messung des E-Moduls von Bremsflüssigkeit

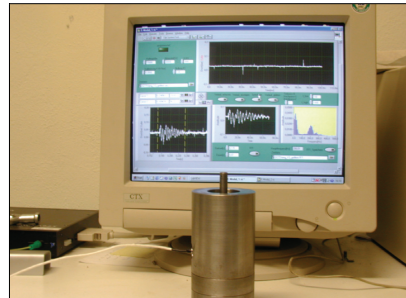
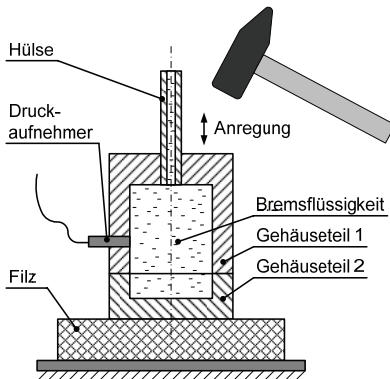


**Bild 261:** Hydraulischer Oszillator (links) und mechanisches Ersatzmodell (rechts)

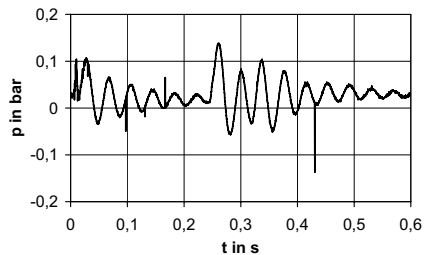
Der E-Modul einer Flüssigkeit kann aus der Eigenfrequenz, der Flüssigkeitsdichte und den Geometrieparametern eines hydraulischen Oszillators nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$E = (2 \cdot \pi \cdot f)^2 \cdot \rho \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot \frac{A_2}{A_1} \quad (\text{Gl. 25})$$

Die Messung wurde mit unterschiedlichen Kammervolumina und Hülslenlängen durchgeführt (Bild 262).

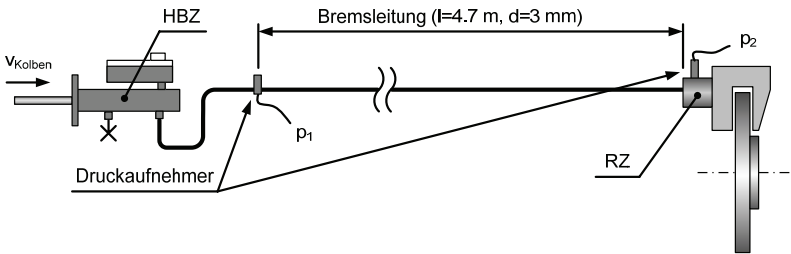


**Bild 262:** Messanordnung

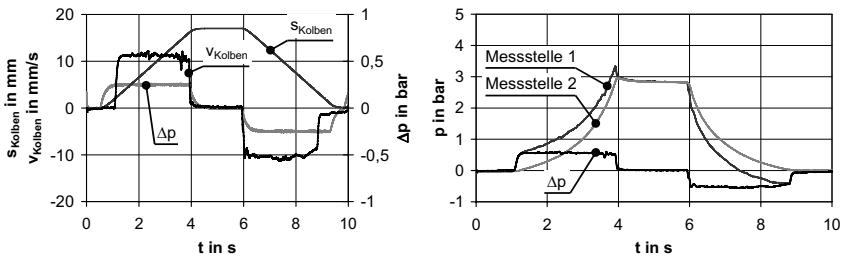


**Bild 263:** Beispiel für die Druckschwingung nach einer mechanischen Anregung

### Anlage 32: Messung der Viskosität von Bremsflüssigkeit



**Bild 264:** Schematische Darstellung der Messanordnung

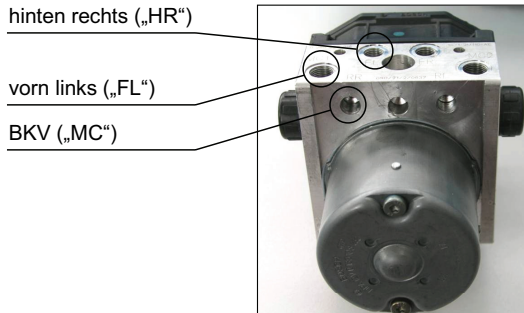


**Bild 265:** Zeitlicher Verlauf der Größen Kolbenweg, Kolbengeschwindigkeit, Druck und Druckdifferenz

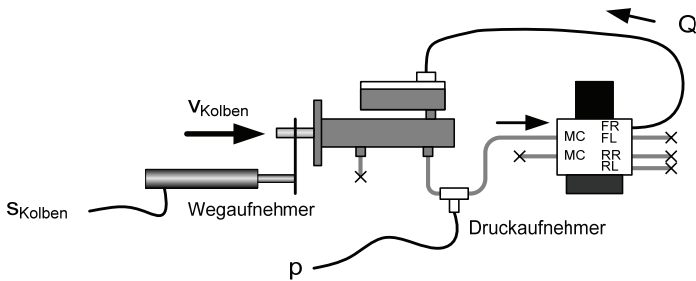
**Tabelle 26:** Versuchsergebnisse für DOT-4-Bremsflüssigkeit bei  $T=20\text{ }^{\circ}\text{C}$

Geschwindigkeit in mm/s			$\Delta p=p_1-p_2$ in bar	$\eta$ in mPa·s	$v$ in mm <sup>2</sup> /s	Re
HBZ- Kolben	Leitung	Pedal ( $i_{Pedal}=3.45$ )				
1	63	3.45	0.20	9.40	10.1	18.7
5	317	17.25	0.59	1.14	12.0	79.4
10	634	34.5	1.20	1.33	12.2	15..2
50	3170	172.5	8.00	14.10	15.2	624.7

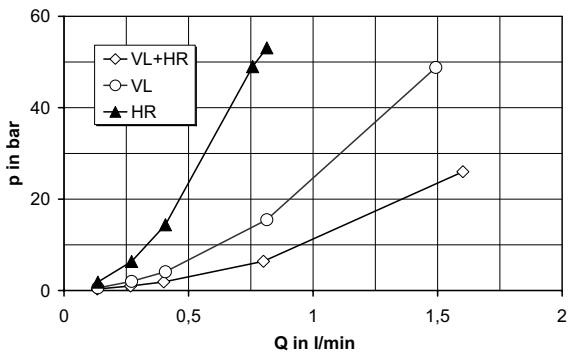
**Anlage 33: Messung der Druckwiderstände im ABS-Modulator**



**Bild 266:** ABS-Modulator



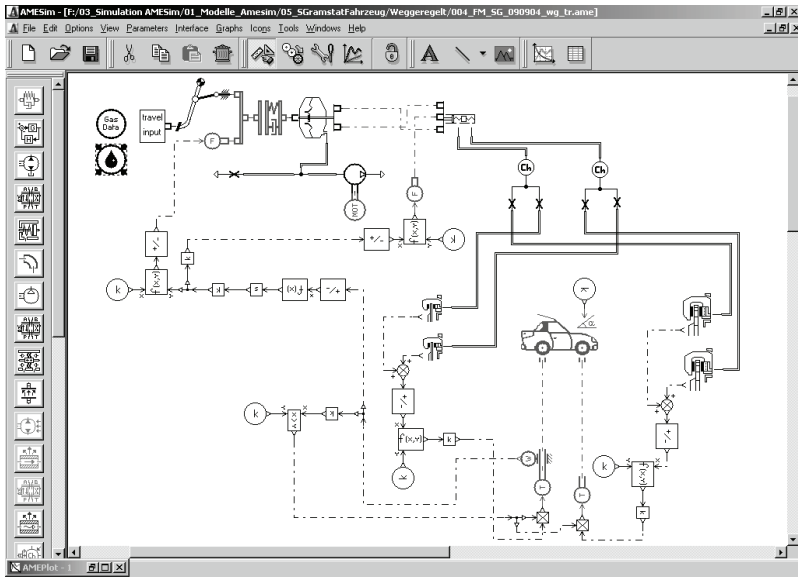
**Bild 267:** Schematische Darstellung der Messanordnung



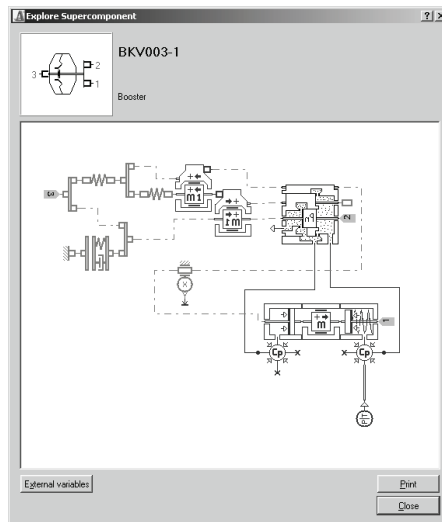
**Bild 268:** Gemessener p-Q-Zusammenhang



### Anlage 34: Simulationsmodell der Bremsanlage mit BAS



**Bild 269:** Modell „Fahrzeug-Bremsanlage“ mit *super-component*- und *user-defined-component*-Elementen (Software: AMESim)



**Bild 270:** *Super-component*-Element „BKV“ mit *userdefined-component*-Element „pneumatisches Tellerventil“ (Software: AMESim)

### Anlage 35: DTV-induzierte Störscheinungen

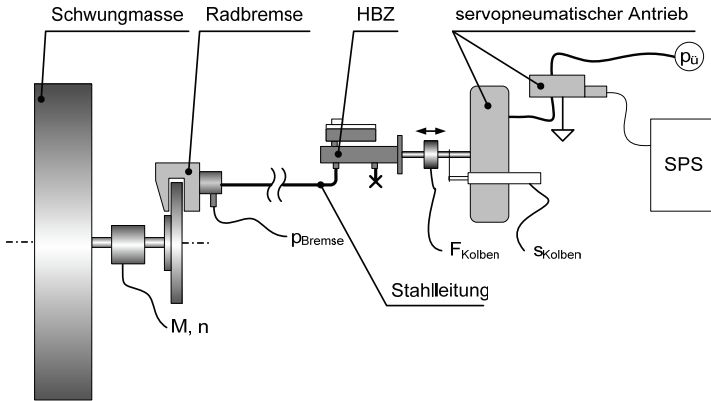


Bild 271: Schematische Darstellung der Messanordnung

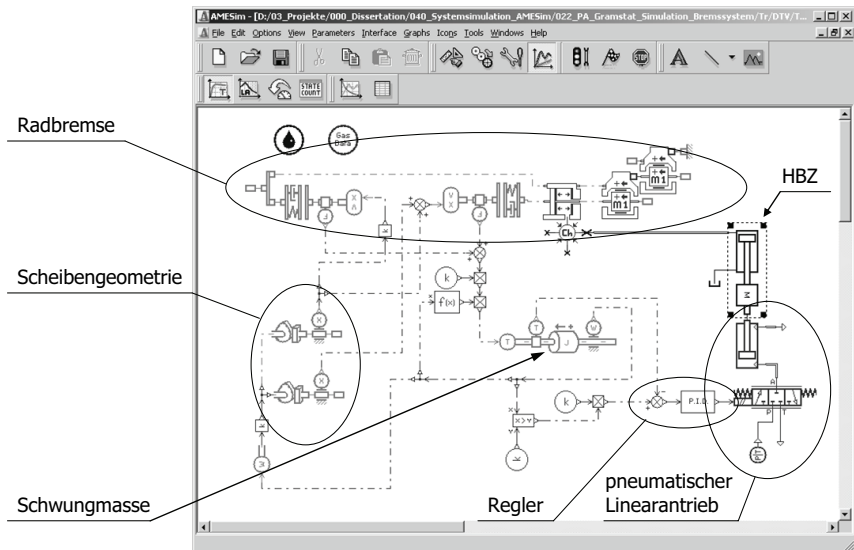
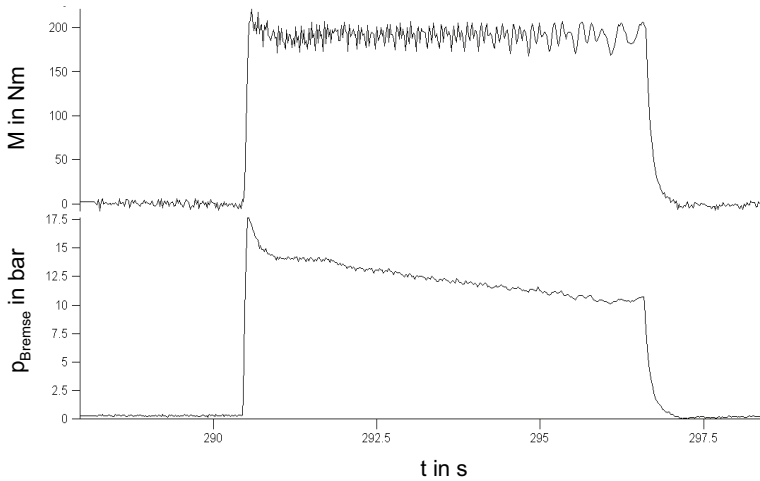
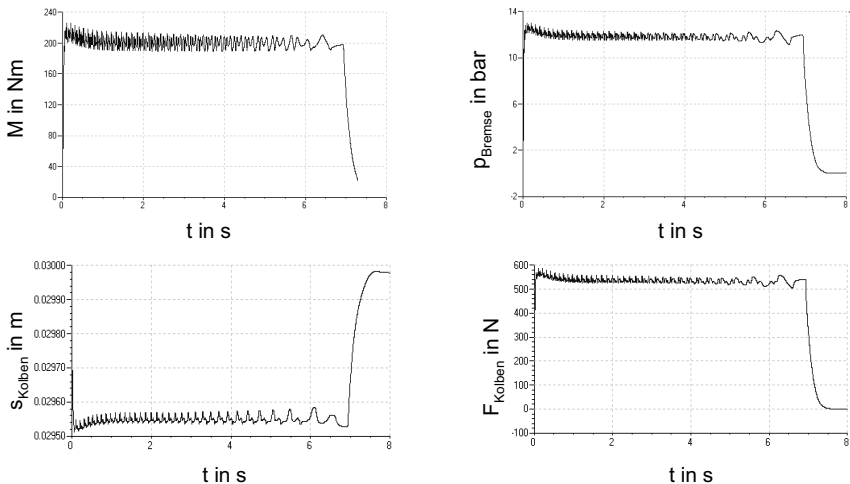


Bild 272: Simulationsmodell (Software: AMESim)

### Anlage 36: DTV-induzierte Störscheinungen



**Bild 273:** Messung des zeitlichen Verlaufs der Größen Bremsmoment und Bremsdruck



**Bild 274:** Simulation des zeitlichen Verlaufs der Größen Bremsmoment, Bremsdruck, Kolbenweg und Kolbenkraft

## **Erklärung**

Ich versichere, dass ich die vorliegende Arbeit ohne unzulässige Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe. Die aus anderen Quellen direkt oder indirekt übernommenen Daten und Konzepte sind unter Angabe der Quelle gekennzeichnet.

Es waren keine Personen an der inhaltlich-materiellen Erstellung der vorliegenden Arbeit beteiligt. Insbesondere habe ich hierfür nicht die entgeltliche Hilfe von Vermittlungs- bzw. Beratungsdiensten (Promotionsberater oder andere Personen) in Anspruch genommen. Niemand hat von mir unmittelbar oder mittelbar geldwerte Leistungen für Arbeiten erhalten, die im Zusammenhang mit dem Inhalt der vorgelegten Dissertation stehen.

Die Arbeit wurde bisher weder im In- noch im Ausland in gleicher oder ähnlicher Form einer Prüfungsbehörde vorgelegt.

Ich bin darauf hingewiesen worden, dass die Unrichtigkeit der vorstehenden Erklärung als Täuschungsversuch angesehen wird und den erfolglosen Abbruch des Promotionsverfahrens zu Folge hat.

## Thesen

1. Die mechanische Mensch-Maschine-Interaktion ist nicht vergleichbar mit dem unidirektionalen Signalfluss kybernetischer Systeme. Quasistationäre Manipulationen kann der Mensch sowohl kraft- als auch weggesteuert ausführen, bei schnellen Wechselwirkungen sind beide Größen dynamisch miteinander gekoppelt.
2. Eine zuverlässige Methode zur Objektivierung des Bremspedalgefühls hat die Fahrzeugforschung bisher nicht hervorgebracht.
3. Zur Objektivierung der Pedalcharakteristik müssen die Größen Kraft und Weg geometrisch normiert werden. Sie stehen jedoch in keinem eindeutigen Zusammenhang zur Fußkraft und zur Beinbewegung.
4. Bei Komfortbremsungen kommen dynamische Merkmale und Relaxationseffekte nicht zum Tragen, so dass die Pedal- und Bremscharakteristik von Mittelklasse-Pkw von statisch-nichtlinearen Merkmalen dominiert wird und näherungsweise mit einem aus wenigen Elementen bestehenden, mechanischen Ersatzmodell allgemeingültig beschrieben werden kann.
5. Ein wegreflektierendes, hydraulisches Servosystem kann in Verbindung mit einem physikalischen Modell die Pedalcharakteristik moderner Pkw mit konventioneller Hilfskraftbremsanlage authentisch haptisch nachbilden.
6. Die haptische Reproduktion von experimentell identifizierten Pedal- und Bremscharakteristiken in einem Forschungsfahrzeug mit variabler Pedal- und Bremscharakteristik kann die subjektive Bewertung der Originalfahrzeuge reproduzieren. Sekundäre Fahrzeugmerkmale können die Beurteilung des Pedalgefühls im Originalfahrzeug zwar beeinflussen, die Merkmale der Pedal- und Bremscharakteristik sind jedoch von primärem Einfluss auf das Bremspedalgefühl.
7. Das Bremspedalgefühl ist abhängig von der Fahrsituation, wie z. B. Fahren bei Schrittgeschwindigkeit, im Stadt-, Überland- und Autobahnverkehr. Die Differenzierung der Fahrsituation anhand der momentanen Fahrzeuggeschwindigkeit und die adaptive Anpassung der Pedal- und Bremscharakteristiken bietet Potenzial zur Steigerung des Komfort- und des Sicherheitsempfindens.
8. Aus den Ergebnissen der experimentellen Identifikation der Pedal- und Bremscharakteristik realer Serienfahrzeuge und der subjektiven Bewertung verschiedener Pedal- und Bremscharakteristiken im öffentlichen Straßenverkehr in demselben Fahrzeug können Richtlinien für die komfortoptimale Gestaltung von Pedal- und Bremscharakteristiken abgeleitet werden.
9. Die Voraussetzungen, um mathematische Modelle zur objektiven Bewertung des Bremspedalgefühls zu entwickeln, liegen nach wie vor nicht vor. Zum einen ist die Gesamtkomplexität der Wechselwirkungen zwischen Fahrer und Fahrzeug noch unzureichend erforscht, zum anderen ist zu präzisieren, unter welchen Bedingungen die Korrelationsanalyse aussagekräftige Ergebnisse liefern kann.