
Entwicklung eines Verfahrens zur integrierten Bremsmomentmessung für Simplex-Trommelbremsen

Vom Fachbereich Maschinenbau an der
Technischen Universität Darmstadt
zur Erlangung des Grades eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte

Dissertation

vorgelegt von

Christian Oliver Vey, M.Sc.
aus Wiesbaden

Berichterstatter: Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner

Mitberichterstatter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Ralph Mayer

Tag der Einreichung: 25.01.2021

Tag der mündlichen Prüfung: 14.04.2021

Darmstadt 2021

D 17

Dieses Dokument wird bereitgestellt von TUPrints – Publikationsservice der TU Darmstadt.

<https://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/>

Bitte verweisen Sie auf:

URN: urn:nbn:de:tuda-tuprints-186271

URI: <https://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/id/eprint/18627>

Lizenz: CC BY-SA 4.0 International

<https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/>

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugtechnik (FZD) der Technischen Universität Darmstadt. Die Inhalte dieser Dissertation resultieren aus einem Forschungsprojekt, das in Kooperation mit der Continental Teves AG & Co. oHG durchgeführt wurde.

Einen ganz besonderen Dank möchte ich meinem Doktorvater Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner aussprechen, der mich auf dem langen Weg zur Promotion stets unterstützt hat. Die vielen konstruktiven Diskussionen, die gewährten Freiräume in der Forschung aber vor allem das hohe Maß an Vertrauen, haben maßgeblich zum Entstehen dieser Arbeit beigetragen.

Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Ralph Mayer, dem Leiter der Professur Fahrzeugsystemdesign am Institut für Automobilforschung an der Technischen Universität Chemnitz, danke ich herzlich für die Übernahme des Korreferats und seinem Interesse an meiner Forschungsarbeit.

Für die aktive Unterstützung des Forschungsprojekts bedanke ich mich bei der Continental Teves AG & Co. oHG. Mein besonderer Dank gilt der gesamten Innovationsabteilung im Bereich der hydraulischen Bremssysteme unter der Leitung von Herrn Dr.-Ing. Jens Hoffmann, sowie Herrn Dr.-Ing. Martin Semsch und Herrn Karl-Friedrich Wörsdörfer, die das Forschungsprojekt befürwortet, unterstützt und ermöglicht haben.

Ein herzliches Dankeschön gilt dem gesamten Kollegium des Fachgebiets Fahrzeugtechnik. Die Arbeitsatmosphäre sowie die Vielfältigkeit und die Qualität des fachlichen Austauschs sind besonders positiv hervorzuheben. Einzigartig wird für mich immer der kollegiale Umgang in Erinnerung bleiben, der eine persönliche Verbindung weit über fachliche Themen hinaus geschaffen hat. Ich wünsche dem Fachgebiet, dass dieser Geist und Zusammenhalt auch weiterhin erhalten bleibt, damit auch zukünftige Doktoranden daran teilhaben und davon profitieren. Zudem bedanke ich mich bei den zahlreichen Studenten, die großes Interesse und Einsatzbereitschaft für meine Forschungstätigkeiten zeigten.

Meiner Familie bin ich für ihre stete Förderung und Unterstützung in jeder Lebenslage während meiner gesamten Ausbildung und insbesondere während der Promotionszeit sehr dankbar. Zuletzt gilt ein ganz besonderer Dank meiner lieben Frau Christina. Dir möchte ich Danke sagen für deinen Rückhalt, das großes Verständnis und die liebevolle Unterstützung. Ohne die Freiräume, die du mir ermöglicht hast, wäre diese Arbeit nicht entstanden.

Christian Vey

Frankfurt, Januar 2021

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	III
Inhaltsverzeichnis.....	IV
Abkürzungen	VI
Formelzeichen und Indizes.....	VII
Abbildungen und Tabellen	IX
Kurzzusammenfassung.....	XII
1 Einleitung	1
1.1 Motivation und Zielsetzung	2
1.2 Methodik und Struktur der Arbeit.....	3
2 Grundlagen und Forschungsbedarf	5
2.1 Bremssystem.....	5
2.1.1 Definition.....	5
2.1.2 Ausprägungsformen	6
2.2 Arten von Reibungsbremsen.....	9
2.2.1 Scheibenbremsen.....	11
2.2.2 Trommelbremsen.....	12
2.3 Elektromechanische Bremsen.....	15
2.3.1 Aufbau und Eigenschaften von EMB.....	15
2.3.2 Ausführungsbeispiele und Erkenntnisse	20
2.4 Forschungsbedarf.....	24
3 Systemanalyse	26
3.1 Genauigkeitsanforderung.....	26
3.2 Analyse von Messstellen	29
4 Systemidentifikation.....	31
4.1 Theorie der Bremsmomentermittlung.....	31
4.2 Sensitivitätsanalyse der Bremsmomentberechnung	37
4.2.1 Vorgehen.....	37
4.2.2 Ergebnisse	38
4.2.3 Diskussion der Ergebnisse.....	44
4.3 Theorie der Reibwert- und Spreizkraftermittlung	46
4.4 Robustheitsanalyse der Reibwert- und Spreizkraftermittlung.....	48
4.4.1 Vorgehen.....	49
4.4.2 Ergebnisse	49

4.4.3 Diskussion der Ergebnisse	53
5 Untersuchungswerkzeug	55
5.1 Aufbau der Bremse.....	55
5.1.1 Betätigungsvorrichtung.....	56
5.1.2 Bremsbacken und Kraftsensoren	56
5.1.3 Abstützlager	57
5.1.4 Trommel.....	58
5.2 Regelstrategie und Steuergerät.....	58
6 Prüfstandsversuche.....	60
6.1 Versuchsprogramm.....	60
6.2 Prüfstandskonfiguration	61
6.3 Messdatenkonditionierung	63
6.4 Messdatenauswertung der Betriebsbremse	64
6.4.1 Analyse der Hysterese	64
6.4.2 Stationäres Bremsenkennfeld.....	68
6.4.3 Vergleich der Regelungskonzepte.....	78
6.4.4 Variation der Position des Abstützlagers	80
6.4.5 Analyse der Reibwert- und Spreizkraftermittlung.....	83
6.5 Versuchsergebnisse der Parkbremse.....	87
6.5.1 Zustand „Halten bergab“.....	90
6.5.2 Zustand „Bremsen vorwärts“	94
6.5.3 Zustand „Halten in der Ebene“	97
6.5.4 Fazit	99
7 Bewertung, Diskussion und Ausblick.....	102
A Anhang/Appendix	108
A.1 Hilfsvariablen $H_6 - H_9$ der Reibwertberechnung	108
A.2 Fahrzeugdaten	109
A.3 Analyse der Bremsmomentermittlung	109
A.4 Analyse der Reibwert- und Spreizkraftermittlung	110
A.5 Versuchsergebnisse der Parkbremse.....	111
Literaturverzeichnis	114
Eigene Veröffentlichungen	120
Betreute studentische Arbeiten.....	121

Abkürzungen

Abkürzung	Beschreibung
ABS	Antiblockiersystem
AMR	anisotroper magnetoresistiver
ASR	Antriebsschlupfregelung
BbW	Brake-by-Wire
BLDC	Bürstenloser Gleichstrommotor (brushless direct current motor)
BKV	Bremskraftverstärker
DMS	Dehnmessstreifen
DP	Drehpulsator
EHB	Elektrohydraulische Bremse
EMB	Elektromechanische Bremse
EPB	elektromechanischen Parkbremse
ESC	Electronic Stability Control
HECU	Hydraulic and electronic control unit
MGU	Motor-Getriebe-Einheit (Motor-Gear-Unit)
MMS	Mensch-Maschine-Schnittstelle
Pkw	Personenkraftwagen
PWM	Pulsweitenmodulation
SMP	Schwungmassenprüfstand
StVO	Straßenverkehrsordnung

Formelzeichen und Indizes

Symbol	Einheit	Beschreibung
a	m/s ²	Verzögerung
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
i	-	Übersetzung
ℓ	mm	Hebelarm
m	kg	Masse
n	min ⁻¹	Drehzahl
p	bar	Druck
r	mm	Radius
s	mm	Weg
t	s	Zeit
v	km/h	Geschwindigkeit
C^*	-	Bremsenkennwert/innere Übersetzung
F	N	Kraft
H	differierend	Hilfsvariable
M	Nm	Drehmoment
N	-	Anzahl
P_h	mm	Steigung pro Umdrehung
R^2	-	Regressions-Bestimmtheitsmaß
RC^*	-	relativer Bremsenkennwert
RF	-	relative Kraft
$R\ell$	-	relativer Hebelarm
RM	-	relatives Drehmoment
$R\mu$	-	relativer Reibwert
α	°	Winkel des Bremsbelags
α_0	°	Bremsbelagöffnungswinkel
α_1	°	Bremsbelaganfangswinkel
β	°	Bremsbelagmittenwinkel
γ	°	Spreizkraftwinkel
δ	°	Abstützkraftwinkel
Δ	differierend	Differenz
ε	°	Steigung
μ	-	Reibkoeffizient
\sim	differierend	berechnete Größe

Index	Beschreibung
Al	Abstützlager
ä	Äußere
Be	Bremsbelag
Bkv	Bremskraftverteilung
Br	Bremse
DP	Drehpulsator
dyn	dynamisch
fil	gefiltertes Signal
Fzg	Fahrzeug
HA	Hinterachse
kom	kompensiert
Kop	Koppelement
La	Last
li	links
Lös	Lösen
max	maximal
mean	Mittelwert
N	Normalenrichtung
Par	Parameter
Ped	Pedal
R	Reibung
Rad	Rad
re	rechts
Reg	Regression
rot	Rotation
SMP	Schwungmassenprüfstand
Se	Spreizeinheit
Sp	spannen/spreizen
Tr	Trommel
U	Umfang
VA	Vorderachse
vir	virtuell
x	in Richtung der x -Achse
x'	in Richtung der gedrehten x -Achse
y	in Richtung der y -Achse
y'	in Richtung der gedrehten y -Achse
Δ	Differenz
–	ablaufende Bremsbacke
+	auflaufende Bremsbacke
\pm	auflaufende oder ablaufende Bremsbacke

Abbildungen und Tabellen

Abbildung 1-1: Forschungsprozess, Forschungsergebnisse und Kapitelzuweisung.....	4
Abbildung 2-1: Wirkkette eines konventionellen Bremssystems.....	6
Abbildung 2-2: Komponenten des Bremssystems.....	7
Abbildung 2-3: Wirkkette eines hydraulischen Brake-by-Wire Konzepts.....	9
Abbildung 2-4: Bauarten von Reibungsbremsen im Pkw-Bereich.....	10
Abbildung 2-5: Abhängigkeit des Bremsenkennwerts von Bauform und Reibwert ^a	11
Abbildung 2-6: Bauweisen von Scheibenbremsen ^{20d}	12
Abbildung 2-7: Übersicht von Bremsbacken und Trommelbremsausführungen.....	13
Abbildung 2-8: Schematischer mechanischer Aufbau elektrisch betätigter Bremsen ^{24b}	15
Abbildung 2-9: Einflussfaktoren und Auswirkungen auf die Komponenten elektrischer Bremsen.....	17
Abbildung 2-10: Funktionsstruktur eines elektromechanischen Bremssystems.....	18
Abbildung 2-11: Prototypische Umsetzungen elektromechanischer Scheibenbremsen. 1. Bill ^{45b} 2. EMB Continental, 3. EHCB Continental, 4. EMB Continental.....	21
Abbildung 2-12: Aufbau der Warner-Bremsen ^a	22
Abbildung 2-13: Prototypische Bremsmomentmessung über einen Stützhebel ^{50c}	22
Abbildung 2-14: Prototyp einer kennwertgeregelten Duplex-Trommelbremse ^{51b}	23
Abbildung 2-15: Prototyp einer kennwertgeregelten Duo-Servo-Trommelbremse ^{52b}	24
Abbildung 3-1: Laterale Abweichung von der Geradeausbremsung.....	27
Abbildung 3-2: Grenzwert für das relative Differenzbremsmoment einer Fahrzeugachse über der Verzögerung.....	28
Abbildung 3-3: Warnschwelle für den relativen Differenzbremsdruck einer Fahrzeugachse über der Verzögerung.....	29
Abbildung 3-4: Kraftkopplung von Fahrwerkskomponenten mit einer Trommelbremse.....	30
Abbildung 4-1: Freikörperbild einer gleitendgelagerten Bremsbacke.....	32
Abbildung 4-2: Freikörperbild von Abstützlager (links) und Spreizeinheit (rechts).....	35
Abbildung 4-3: Einfluss des Belagreiwerts auf den Bremsenkennwert und den virtuellen Hebelarm.....	39
Abbildung 4-4: Einfluss des Belagöffnungswinkels auf den Bremsenkennwert und den virtuellen Hebelarm.....	40
Abbildung 4-5: Einfluss des Belagmittlenwinkels auf den Bremsenkennwert und den virtuellen Hebelarm.....	40
Abbildung 4-6: Einfluss der Position des Abstützlagers in y -Richtung auf den Bremsenkennwert und den virtuellen Hebelarm.....	41
Abbildung 4-7: Einfluss der Position des Abstützlagers in x -Richtung auf den Bremsenkennwert und den virtuellen Hebelarm.....	41
Abbildung 4-8: Einfluss der Abstützlagerwinkels auf den Bremsenkennwert und den virtuellen Hebelarm.....	42
Abbildung 4-9: Einfluss der Reibung am Abstützlager auf den Bremsenkennwert und den virtuellen Hebelarm.....	42
Abbildung 4-10: Einfluss der Spreizeinheitsposition in y -Richtung auf den Bremsenkennwert und den virtuellen Hebelarm.....	43
Abbildung 4-11: Einfluss der Spreizeinheitsposition in x -Richtung auf den Bremsenkennwert und den virtuellen Hebelarm.....	43
Abbildung 4-12: Einfluss des Spreizeinheitswinkels auf den Bremsenkennwert und den virtuellen Hebelarm.....	44
Abbildung 4-13: Einfluss der Reibung an der Spreizeinheit auf den Bremsenkennwert und den virtuellen Hebelarm.....	44
Abbildung 4-14: Änderungsraten der Variationsparameter.....	46
Abbildung 4-15: Einfluss der Variation von Reibwertdifferenzen.....	50

Abbildung 4-16: Einfluss von Reibwertdifferenzen auf die berechnete Spreizkraft	51
Abbildung 4-17: Einfluss der Variation von Spreizkraftdifferenzen	52
Abbildung 4-18: Einfluss von Reibwertdifferenzen auf die berechnete Spreizkraft	53
Abbildung 4-19: Kennfeld der Abstützkräfte in Abhängigkeit vom Reibwert und der Spreizkraft	54
Abbildung 5-1: Elektromechanische Simplex-Trommelbremse mit Kraftsensoren	55
Abbildung 5-2: Aktor bestehend aus Motor, Getriebe und Spreizeinheit	56
Abbildung 5-3: Bremsbacke, Abstützkraft- und Spreizkraftsensor	57
Abbildung 5-4: Abstützlager mit zwei verschiedenen Montagepositionen	57
Abbildung 5-5: Trommel mit Temperatursensor	58
Abbildung 5-6: Regelkreis der elektromechanischen Trommelbremse	59
Abbildung 6-1: Messdatenerzeugung, -konditionierung und -auswertung	60
Abbildung 6-2: SMP SMP-Versuchsaufbau	62
Abbildung 6-3: Drehpulsator Versuchsaufbau	62
Abbildung 6-4: Kontaktpunkt im Drehmoment- und Kraftsignal	63
Abbildung 6-5: Zeitliche Darstellung der Hysteresemessung	64
Abbildung 6-6: Moment und Differenzmoment der Hysteresemessung in Abhängigkeit der gemittelten Spreizkraft	65
Abbildung 6-7: Moment und Differenzmoment der Hysteresemessung in Abhängigkeit der Differenz der Abstützkräfte	66
Abbildung 6-8: Spreizkraftunterschiede bei einer Hysteresemessung	66
Abbildung 6-9: Freikörperbild der Spreizeinheit für den betätigten und unbetätigten Zustand	67
Abbildung 6-10: Kompensiertes Moment und Differenzmoment der Hysteresemessung in Abhängigkeit der Differenz der Abstützkräfte	68
Abbildung 6-11: Ermittlung des Zeitbereichs für die Auswertung	69
Abbildung 6-12: Bestimmung der Kennwerte im relevanten Zeitbereich	70
Abbildung 6-13: Bremsenkennwert, Bremsmoment und virtueller Hebelarm in Abhängigkeit der Spreizkraft	71
Abbildung 6-14: Bremsenkennwert, Bremsmoment und virtueller Hebelarm in Abhängigkeit der Geschwindigkeit	72
Abbildung 6-15: Reibwert und Verschleißkennzahl in Abhängigkeit der Geschwindigkeit	72
Abbildung 6-16: Bremsenkennwert, Bremsmoment und virtueller Hebelarm in Abhängigkeit der Temperatur	73
Abbildung 6-17: Reibungskennzahl in Abhängigkeit der Reibflächentemperatur	73
Abbildung 6-18: Bremsmoment in Abhängigkeit der Differenzkraft im Abstützlager	74
Abbildung 6-19: Analyse der virtuellen Hebelarme für verschiedene Spreizkraftniveaus	76
Abbildung 6-20: Fehlerbetrachtung der ermittelten Bremsmomente	77
Abbildung 6-21: Spreizkraftgeregelte Schleppbremsung	78
Abbildung 6-22: Abstützkraftgeregelte Schleppbremsung	79
Abbildung 6-23: Bremsmoment in Abhängigkeit des Bremsenkennwerts bei geregelter Abstützkraftdifferenz	80
Abbildung 6-24: Zwei Positionen der Abstützlagermessung	80
Abbildung 6-25: Bremsenkennwert und virtueller Hebelarm in Abhängigkeit der Abstützlagerposition	81
Abbildung 6-26: Bremsmoment in Abhängigkeit der Differenzkraft im Abstützlager bei veränderter Abstützlagerposition	82
Abbildung 6-27: Fehlerbetrachtung der ermittelten Bremsmomente bei veränderter Abstützlagerposition	83
Abbildung 6-28: Messwert, berechneter Wert, absolute und relative Abweichung für den Reibwert und die Spreizkraft	84
Abbildung 6-29: Reibwert, Spreizkraft und Differenzsignale für beide Bremsbacken	85

Abbildung 6-30: Relative Abweichung zwischen berechnetem/r und gemessenem/r Reibwert/Spreizkraft.....	86
Abbildung 6-31: Fahrzeug in einem Bergauf Szenario	87
Abbildung 6-32: Systemzustände und Übergangsbedingungen der Bremse	89
Abbildung 6-33: Systemzustände und Übergangsbedingungen des Zustands „Halten bergab“	90
Abbildung 6-34: Übergang in den Stillstand mit konstantem Moment	91
Abbildung 6-35: Kraft-Weg-Kennlinien für den Wechsel von Zustandswechsel $5.4n^0$ und $4.4M^+$	92
Abbildung 6-36: Kraft-Weg-Kennlinien für den Wechsel von Zustandswechsel $6.4M^+$	93
Abbildung 6-37: Gemessener und berechneter virtueller Hebelarm für die Zustandswechsel $6.4M^+$ und $4.4M^+$	93
Abbildung 6-38: Absolute und relative Abweichung zwischen dem berechneten und dem gemessenen Bremsmoment	94
Abbildung 6-39: Systemzustände und Übergangsbedingungen des Zustands „Bremsen vorwärts“	95
Abbildung 6-40: Kraft-Weg-Kennlinien für den Wechsel von Zustandswechsel $6.4F^+$ und $4.5M^{+a}$	96
Abbildung 6-41: Kraft-Weg-Kennlinien für den Wechsel von Zustandswechsel $4.4M^+$ und $4.5M^{+b}$	96
Abbildung 6-42: Systemzustände und Übergangsbedingungen des Zustands „Halten in der Ebene“	97
Abbildung 6-43: Kraft-Weg-Kennlinien für den Wechsel von Zustandswechsel $6.4M^+$ und $4.6M^+$	98
Abbildung 6-44: Kraft-Weg-Kennlinien für den Wechsel von Zustandswechsel $5.6n^0$	99
Abbildung 6-45: Übersicht der verschiedenen Kennlinien.....	100
Abbildung 6-46: Bremsmoment-Weg-Kennlinien	101
Abbildung 7-1: Absolute und relative Abweichung des stationären Bremsenkennfelds.....	103
Abbildung 7-2: Freikörperbild und Bremsmomentberechnung für eine Duplex und eine Duo-Servo-Trommelbremse	106
Abbildung 7-3: Fehlerbetrachtung der ermittelten Bremsmomente bei 50°C Starttemperatur	109
Abbildung 7-4: Fehlerbetrachtung der ermittelten Bremsmomente bei 150°C Starttemperatur	110
Abbildung 7-5: Relative Abweichung zwischen berechnetem/r und gemessenem/r Reibwert/Spreizkraft bei 100 °C.....	110
Abbildung 7-6: Relative Abweichung zwischen berechnetem/r und gemessenem/r Reibwert/Spreizkraft bei 150 °C.....	111
Abbildung 7-7: Kraft-Weg-Kennlinien für den Wechsel von Zustandswechsel $6.4M^+$ und $4.5F^{+a}$	112
Abbildung 7-8: Kraft-Weg-Kennlinien für den Wechsel von Zustandswechsel $4.4M^+$ und $4.5F^{+b}$	112
Abbildung 7-9: Kraft-Weg-Kennlinien für den Wechsel von Zustandswechsel $4.4M^+$ und $4.6M^+$	113

Tabelle 4-1: Variationsparameter und -bereich der Sensitivitätsanalyse.....	38
Tabelle 4-2: Variationsparameter und -bereich der Robustheitsanalyse	49
Tabelle 4-3: Einfluss der Variation des auflaufenden Bremsbelagreiwerts.....	53
Tabelle 6-1: Übersicht der durchgeführten Versuche zur Betriebs- und Parkbremse.....	61
Tabelle 6-2: Variationsparameter und -bereich des stationären Bremsenkennfelds	68
Tabelle 6-3: Kennwerte des stationären Bremsenkennfelds	70
Tabelle 6-4: Kennwertänderung in Abhängigkeit der Abstützlagerposition	81
Tabelle 6-5: Grenzwerte für den Bremsenkennwert und den Belagreiwert.....	86
Tabelle 6-6: Systemzustände der Bremse.....	88
Tabelle 7-1: Fahrzeugdaten und Bremsendaten	109

Kurzzusammenfassung

Elektromechanische Bremsen, die im Wesentlichen aus Forschungsprojekten und Patentschriften bekannt sind, weisen Vorteile gegenüber konventionellen Bremsen auf, stellen jedoch mit radindividuellen Aktoren eine kostenintensive Technologie dar. Dieser Nachteil kann teilweise durch den Einsatz von Trommelbremsen, die zu den selbstverstärkenden Bremsen zählen, kompensiert werden. Durch die hohe Reibwertsensitivität von Trommelbremsen beeinflussen betriebsbedingte Reibwertschwankungen die resultierenden Bremsmomente, sodass ein Schiefziehen des Fahrzeugs auftreten kann. Eine Abhilfemaßnahme stellt die Regelung des Bremsmoments dar, die eine entsprechende Rückführungsgröße notwendig macht. Das Ziel dieser Arbeit ist daher, ein Verfahren zur integrierten Bremsmomentmessung bei Trommelbremsen zu entwickeln, um die Grundlage für eine Bremsmomentregelung zu schaffen.

Im ersten Teil der Arbeit wird der Stand der Technik zur elektromechanischen Bremse dargestellt und im Bereich der angewendeten Regelkonzepte und Messverfahren die Defizite aufgezeigt, die eine integrierte Bremsmomentmessung begründen. Aus Regularien zur Entwicklung und Überprüfung von Bremsanlagen folgen Anforderungen an die Messgenauigkeit, die als Bewertungsgrößen für eine Bremsmomentsensorik dienen.

Der zweite Teil beschäftigt sich mit der Identifikation eines integrierten Messverfahrens. Die Systemanalyse zeigt potentielle Messstellen an den Systemgrenzen und -komponenten der Bremse auf. Unter der Berücksichtigung der Anforderung eines hohen Integrationsmaßes resultieren die Kräfte des Abstützlagers als geeignete Messgrößen, um das Bremsmoment zu ermitteln. Das auf Basis der Abstützkräfte entwickelte Messverfahren zeigt eine weitere Anwendbarkeit in der Ermittlung des Bremsbelagreiwerts und der Spreizkraft.

Im dritten Teil erfolgt die experimentelle Untersuchung mittels einer prototypischen Bremse. Die zentrale Hypothese zur Bremsmomentermittlung bewährt sich innerhalb des zulässigen Toleranzbereichs für die Funktionen der Betriebs- und Parkbremse. Die Ergebnisse der Bremsbelagreiwert- und Spreizkraftermittlung befinden sich ebenfalls innerhalb der definierten Grenzwerte und zeigen somit ihre Anwendbarkeit für die Betriebsbremsfunktion auf. Die Übertragbarkeit auf weitere Ausführungsformen der Trommelbremse zeigt die Allgemeingültigkeit des Verfahrens.

Mit dem entwickelten Messverfahren ist eine integrierte Bremsmomentermittlung für Trommelbremsen aufgezeigt, womit die Grundlage für einen reibwertunabhängigen Einsatz von Trommelbremsen geschaffen ist.

1 Einleitung

Der Einsatz von elektromechanischen Bremsen (EMB) in einem Großserienprojekt der Automobilindustrie ist trotz vieler Forschungsprojekte in der Industrie und an Universitäten in den vergangenen 40 Jahren nicht bekannt. Ursächlich sind Herausforderungen auf der technischen Seite, wie z.B. die hohe Komplexität zur Sicherstellung der Redundanz, die hohe Massen für den radnahen Aktor oder die robuste Auslegung des Aktors in einer hoch beanspruchten Einbauposition. Auf der wirtschaftlichen Seite zeigt sich zur Erfüllung der technischen Herausforderungen ein sehr kostenintensives System, das eine Markteinführung bisher verhindert hat.¹ Trommelbremsen, die zu den selbstverstärkenden Bremsen zählen, zeigen ein großes Potential, die Kosten und Masse des Aktors zu reduzieren, womit sich die Wettbewerbsfähigkeit erhöht. Die oft als „alte“ Technologie bezeichneten Trommelbremstechnik weist im Vergleich zur Scheibenbremse Nachteile in der thermischen Leistungsfähigkeit und in der konstanten Bremsmomentenerzeugung auf. Der notwendige Einsatz einer Regelung für EMB ermöglicht bei einer Bremsmomentregelung, den Nachteil der Bremsmomentschwankung bei Trommelbremsen zu kompensieren. Eine einfache und integrierte Messung des Bremsmoments ist hierfür notwendig.

Die vorliegende Forschungsarbeit beschäftigt sich mit einem Verfahren zur integrierten Bremsmomentmessung und legt den Fokus bei der Umsetzung auf die Bauweise von Simplex-Trommelbremsen. Das Vorgehen zur Entwicklung des Messverfahrens ist nicht ausschließlich für Simplex-Trommelbremsen anwendbar, sondern bietet die Möglichkeit auf weitere Trommelbremsbauarten adaptiert zu werden. Über die Bremsmomentbestimmung hinaus wird analysiert, welche zusätzlichen Informationen mit dem Messverfahren ermittelt werden können. Die folgenden Unterkapitel beschreiben die Motivation sowie die Zielsetzung dieser Arbeit. Die Forschungsmethodik zeigt das Vorgehen zur Erreichung der Ziele auf.

Die Erkenntnisse zweier Veröffentlichungen fließen in die vorliegende Arbeit mit ein, die sich zum einen mit der Modellbildung und Sensitivitätsanalyse beschäftigen² und zum anderen die Ergebnisse der experimentellen Untersuchung beschreiben³.

¹ Semsch, M.: Diss., Entwurf einer EMB mit Selbstverstärkung (2010), S. 3.

² Vey, C.; Winner, H.: Concept of a torque sensor for simplex drum brakes (2020).

³ Vey, C. et al.: Intelligente Trommelbremse mit integriertem Bremsmomentsensor (2021).

1.1 Motivation und Zielsetzung

Die heutigen Entwicklungen in der Fahrzeugindustrie sind motiviert von so genannten „Megatrends“, die in einem Wandel der Mobilitätsanforderungen begründet sind. Dieser nicht eindeutig definierte Begriff beinhaltet unterschiedliche Entwicklungsziele. Einen gemeinsamen Nenner bilden die Entwicklungen einer verbundenen Mobilität (Connected Mobility), das automatisierte Fahren und die Elektrifizierung des Antriebsstrangs. Die daran gekoppelten Anforderungen ermöglichen Entwicklungen auf Fahrzeug-, System- und Komponentenebene.

Der elektrische Antrieb beeinflusst das Bremssystem in besonderem Maß, da mit der zusätzlichen Funktion der Rekuperation, ein weiteres System die Aufgabe der Fahrzeugverzögerung übernehmen kann. Durch den regenerativen Charakter der Rekuperation und die damit verbundene Reichweitensteigerung des Fahrzeugs wird diese Art der Verzögerung primär genutzt, insofern die Funktion verfügbar und die Fahrstabilität gewährleistet ist. In Folge sinkt für die Reibbremse die Nutzungshäufigkeit.⁴ Diese starke Reduktion im Lastprofil der Bremse führt zu einem erhöhten Korrosionsrisiko der Reibbremse, wodurch das NVH-Verhalten, das Restbremsmoment und die Leistungsfähigkeit negativ beeinflusst werden. Mögliche Abhilfemaßnahmen sind in neuen Materialien, wie einer beschichteten Bremscheibe oder Aluminium-Bremscheibe, zu finden oder auch in gekapselten Systemen wie einer Trommelbremse. Ein aktuelles Beispiel dieser Entwicklung ist bei dem Elektrofahrzeug VW ID.3 zu sehen, das mit einer Trommelbremse an der Hinterachse ausgestattet ist.⁵

Für das automatisierte Fahren wird ein Bremssystem benötigt, das „fail-operational“ ausgelegt ist. Neben einer redundanten Spannungsversorgung wird auch eine redundante, fahrerunabhängige Ansteuerung der Bremse notwendig. Der Aufwand, die Komplexität und die Kosten steigen somit für das heutige hydraulische Bremssystem und verringern den Kostenvorteil gegenüber elektromechanischen Bremssystemen. Diese weisen mit vier radindividuellen Aktoren ein hohes Maß an Redundanz auf. Mit den Eigenschaften einer radindividuellen Ansteuerung, reduzierten Restbremsmomenten und dem Entfall der Bremsflüssigkeit bieten EMB weitere Vorteile gegenüber heute üblichen Bremssystemen.

Das Konzept einer elektromechanischen Trommelbremse stellt eine mögliche Lösungsvariante dar, die großes Potential besitzt, die technischen und wirtschaftlichen Anforderungen des automatisierten Fahrens und der Elektromobilität zu erfüllen.

Aus dem Stand der Technik und Forschung sind verschiedene elektromechanische Bremsen bekannt. Obwohl zahlreiche Forschungsaktivitäten bereits in den 80er Jahren begonnen haben, ist bis heute im Pkw-Bereich keine elektromechanische Bremse in einem Großserienprojekt zu finden. Die Hauptgründe hierfür sind in den hohen Kosten für Motor, Getriebe

⁴ Bode, K.; Tiedemann, M.: Radbremsen in E-Fahrzeugen Potenziale und Herausforderungen (2017).

⁵ Continental Homepage: VW ID.3 fährt mit Technologien von Continental (2020).

und Sensorik sowie die damit verbundenen großen reifengefederten Massen zu finden. Deshalb ist die Nutzung von Bremsen mit höherer innerer Übersetzung als Scheibenbremsen zielführend, um die Spannarbeit zu verringern und damit eine Reduktion der Massen für Aktor, Getriebe und den Energiebedarf zu ermöglichen⁶.

Aus dem Stand der Technik und Forschung sind einige Arbeiten zu selbstverstärkenden Bremsen bekannt. Eine Kernerkenntnis dieser Arbeiten ist, dass auf Grund der hohen Reibwertsensitivität der Bremskonzepte die Wahl der Regelgröße von hoher Relevanz ist. Eine spreizkraftgeregelte Trommelbremse für die Vorderachse, die als Analogie zur heutigen hydraulischen Spreizkraftsteuerung zu verstehen ist, erfüllt die hohen Anforderungen des Fahrverhaltens hinsichtlich Stabilität und Komfort nicht und führt zum Schiefziehen des Fahrzeugs.⁶ Nach Schwarz⁷ ist verzugsweise eine zur Bremskraft proportionale Rückführungsgröße zu wählen um die Reibwertsensitivität zu kompensieren. Für das Bremsmoment gilt der proportionale Zusammenhang für Radbeschleunigungen gleich Null. Für Radbeschleunigungen ungleich Null ist eine Kompensation des Anteils der rotierenden Massen mittels des Raddrehzahlsensors möglich.

Dementsprechend soll in der vorliegenden Arbeit ein Verfahren zur Bremsmomentermittlung bei Trommelbremsen entwickelt werden, um die Problematik hinsichtlich der Reibwertsensitivität durch eine Bremsmomentregelung zu kompensieren.

1.2 Methodik und Struktur der Arbeit

Um den Forschungsbedarf zur Bremsmomenterfassung in elektromechanischen Trommelbremsen zu identifizieren, werden in Kapitel 2 zur Einordnung der Thematik Grundlagen des Bremssystems und der Radbremse vorgestellt und der Stand der Technik und Forschung im Bereich der EMB analysiert.

Mit einer Systemanalyse in Kapitel 3 werden die potentiellen Messstellen zur Ermittlung des Bremsmoments identifiziert sowie die Genauigkeitsanforderungen an die Bremsmomentensorik aufgestellt, die als Bewertungsgrundlage für das entwickelte Messverfahren dienen.

Zur Beurteilung der potentiellen Messstellen wird ein analytisches Modell der Trommelbremse in Kapitel 4 eingeführt, mit dem die Kräfte im Inneren der Trommelbremse untersucht werden können. Basierend auf der Modellanalyse wird ein Messverfahren identifiziert, das die Ermittlung des Bremsmoments, des Reibwerts und der Spreizkraft ermöglicht. In weiteren modellbasierten Untersuchungen werden die Sensitivität und Robustheit des Messverfahrens ermittelt.

⁶ Bill, K. H.: Grundlagen elektrisch betätigter Pkw-Bremssysteme (2012), S. 404.

⁷ Schwarz, R.: Diss., Rekonstruktion der Bremskraft von EMB (1999), S. 5.

Mit einer prototypischen Bremse (Kapitel 5) werden die Untersuchungshypothesen in Kapitel 6 experimentell analysiert. Zur Identifikation der Eigenschaften des Messverfahrens werden Versuche zur Betriebsbrems- und zur Parkbremsfunktion durchgeführt. Die Ermittlung des stationären Bremsenkennfelds ermöglicht dabei eine umfassende Analyse des Messverfahrens hinsichtlich der variablen Betriebsgrößen der Bremse. Die Ergebnisse der Versuche werden mit der Vorhersage des analytischen Modells sowie mit den Anforderungen verglichen.

In Kapitel 7 werden die Versuchsergebnisse im Hinblick auf die Anwendbarkeit und Übertragbarkeit bewertet und diskutiert. Basierend auf den Erkenntnissen werden weitere Forschungsfragen als Ausblick aufgestellt.

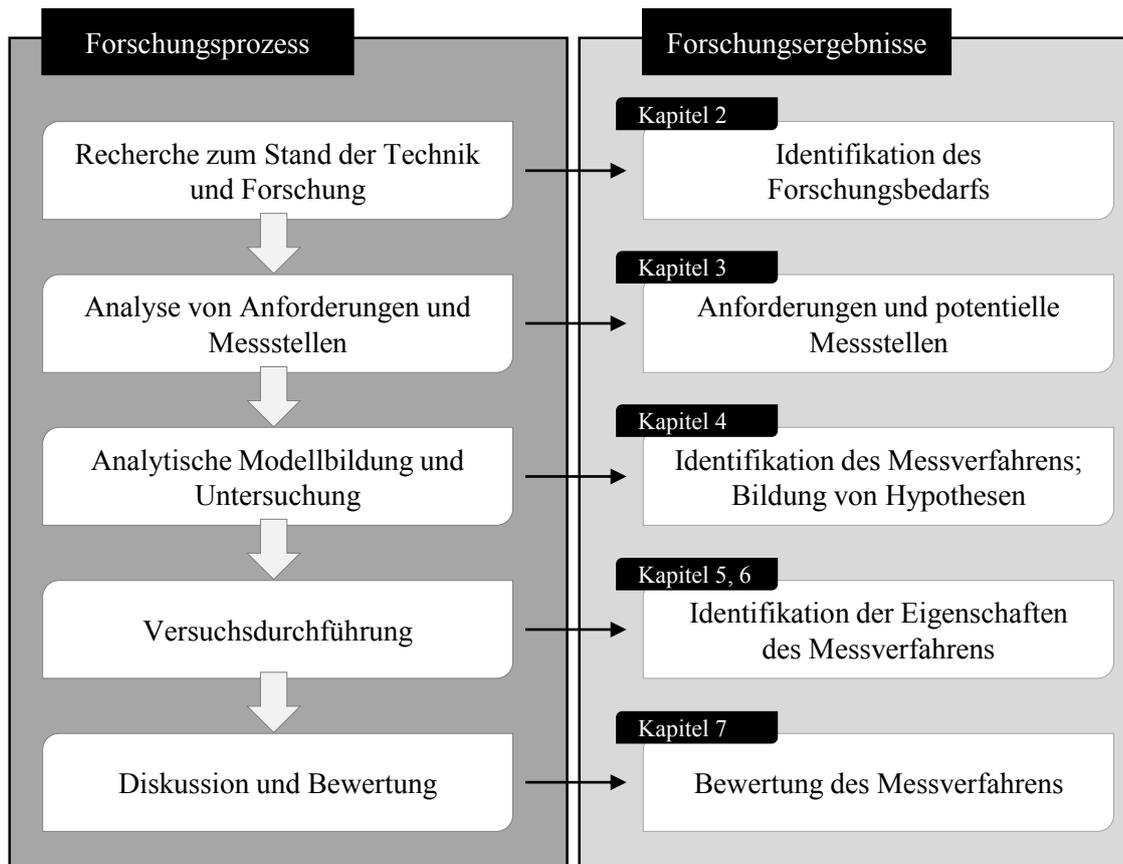


Abbildung 1-1: Forschungsprozess, Forschungsergebnisse und Kapitelzuweisung

2 Grundlagen und Forschungsbedarf

In diesem Kapitel werden die Grundlagen in den Bereichen des Bremssystems und der Radbremsen von Personenkraftwagen (Pkw) sowie der Stand der Technik und Forschung von EMB vorgestellt.

2.1 Bremssystem

Dieses Unterkapitel beinhaltet die allgemeine Definition von Bremssystemen und eine Übersicht von verschiedenen Ausführungsformen, die sich in den charakteristischen Merkmalen der Mensch-Maschine-Schnittstelle (MMS), Betätigung, Übertragung/Modulation und Bremskraftgenerierung unterscheiden.

2.1.1 Definition

In der europäischen Bremsenvorschrift ECE R 13 zur Regelung von Wirkung und Beschaffenheit der Bremsanlage wird das Bremssystem wie folgt definiert. „Die Gesamtheit der Teile, deren Aufgabe es ist, die Geschwindigkeit eines fahrenden Fahrzeuges zu verringern oder es zum Stillstand zu bringen oder es im Stillstand zu halten, wenn es bereits steht. [...] Die Anlage besteht aus der Betätigungseinrichtung, der Übertragungseinrichtung und der eigentlichen Bremse.“⁸

Entsprechend der Definition zeigt Abbildung 2-1 die Wirkkette eines konventionellen Bremssystems, mit den verschiedenen Energie- und Signalflüssen. Auffällig sind hierbei die verschiedenen Pfade zur Energieübermittlung an die Radbremse, die zur Sicherstellung der funktionalen Anforderungen vorhanden sind. Bei Ausfall der Hilfskraftbremsanlage wirkt die vom Fahrer aufgebrachte Pedalkraft mit einer direkten Kopplung zur Radbremse weiterhin. Darüber hinaus besteht mit dem Parkbremshebel in Kombination mit einem Bowdenzug eine mechanische Verbindung zwischen Fahrer und Radbremse, die neben der Feststellbremsfunktion auch zum Verzögern des Fahrzeugs genutzt werden kann. Somit besitzt das konventionelle Bremssystem ein mehrstufiges Sicherheitskonzept zur Sicherstellung der Fahrzeugverzögerung. Hierfür sind folgende Abstufungen bzgl. der Mindestverzögerung in der ECE R 13-H⁹ definiert:

- Betriebsbremssystem 6,48 m/s² bei maximal 500 N Fußkraft

⁸ UN-ECE: ECE Nr. 13 (2016), S. 5.

⁹ UN-ECE: ECE Nr. 13-H (2015), S. 33–35.

- Hilfsbremssystem 2,44 m/s² bei maximal 500 N Fußkraft
- Feststellbremssystem 1,55 m/s² bei maximal 500 N Fußkraft/400N Handkraft

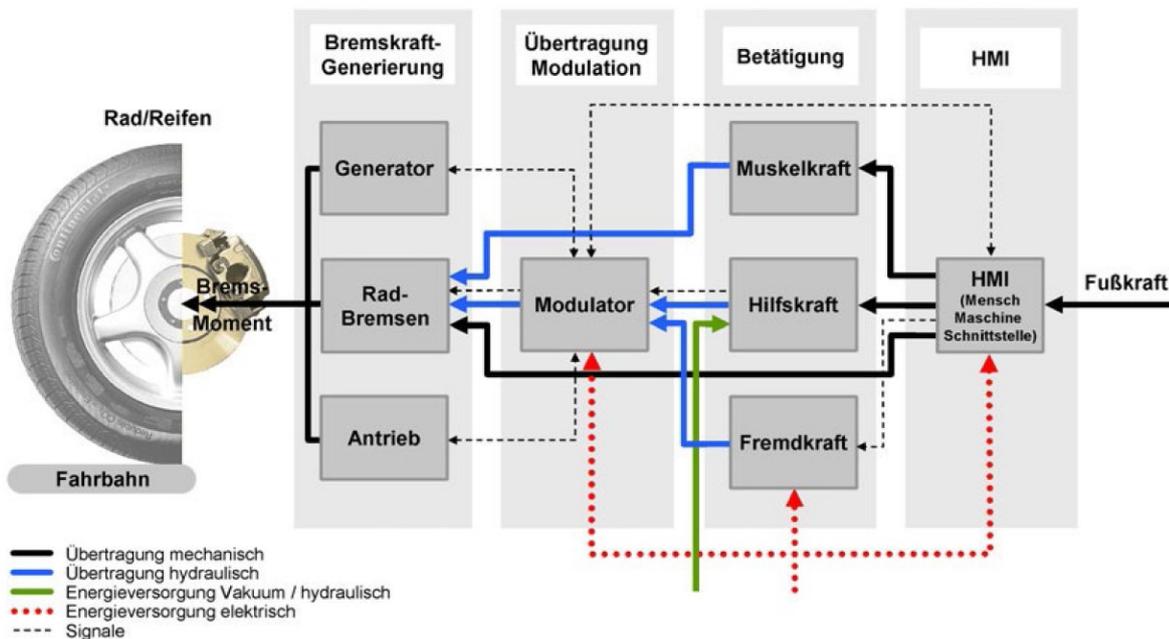


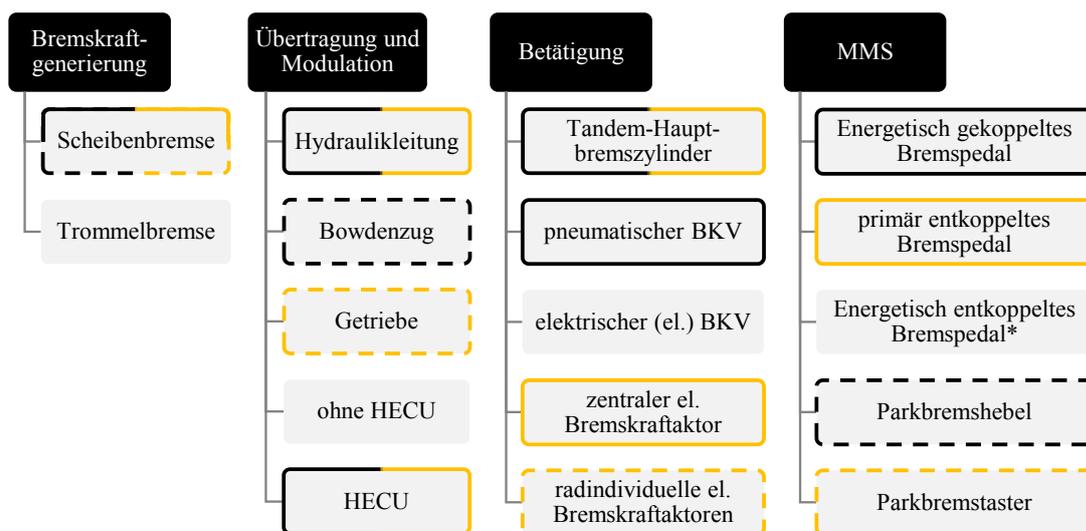
Abbildung 2-1: Wirkkette eines konventionellen Bremssystems¹⁰

2.1.2 Ausprägungsformen

Für die charakteristischen Merkmale des Bremssystems sind in Abbildung 2-2 beispielhafte Komponenten aufgeführt, die im Pkw-Bereich Anwendung finden. Die Auswahl der Komponenten weist keine Vollständigkeit auf, ermöglichen allerdings die Beschreibung konventioneller und moderner Bremssysteme durch die Kombination der einzelnen Komponenten. Entsprechend der Definition, dass ein Bremssystem aus mehreren Komponenten besteht, existieren somit eine Vielzahl von Kombinationsmöglichkeiten/Ausprägungsformen.¹¹ Eine mögliche Klassifizierung von Bremssystemen kann hinsichtlich der Verbindung von Bremspedal zu Radbremse vorgenommen werden, wodurch eine Unterscheidung in die Kategorien der energetisch gekoppelten und energetisch entkoppelten Bremssysteme entsteht. Bei energetisch gekoppelten Systemen kann der Fahrer durch eine z.B. hydraulische Verbindung zwischen Pedal und Radbremse mit seiner Muskelkraft eine Bremswirkung erzielen, im Gegensatz zu den energetisch entkoppelten Systemen, die lediglich eine signalbasierte Verbindung zwischen Pedal und Radbremse aufweisen. Zu den gekoppelten Bremssystemen zählt das konventionelle Bremssystem, das aus den schwarz umrandeten Komponenten besteht. Die entkoppelten Bremssysteme werden als Brake-by-Wire (BbW) Systeme bezeichnet und bestehen z.B. aus den orange umrandeten Komponenten.

¹⁰ Remfrey, J. et al.: Hydraulische Pkw-Bremssysteme (2015), S. 557.

¹¹ Bill, K. H.: Grundlagen elektrisch betätigter Pkw-Bremssysteme (2012), S. 389.



*kein Großserieneinsatz im Pkw-Bereich bekannt

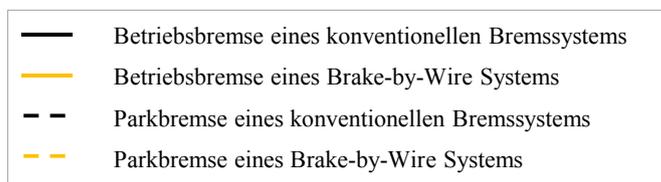


Abbildung 2-2: Komponenten des Bremssystems

2.1.2.1 Energetisch gekoppelte Bremssysteme

Der prinzipielle Aufbau des seit den 70er-Jahren etablierten Bremssystems, bestehend aus einem vakuumbasierten Bremskraftverstärker (BKV), einem Tandemhauptbremszylinder und vier Radbremsen, konnte bei der Einführung der elektronisch geregelten Bremssysteme beibehalten werden. Zur Realisierung der verschiedensten Bremsfunktionen (ABS, ESC, ASR, etc.), die über eine Modulierung des Bremsdrucks realisiert werden, ist ein Ventilblock zur radindividuellen Drucksteuerung, eine Pumpe als Aktor sowie Sensoren und eine Recheneinheit hinzugekommen, die unter dem Begriff „Hydraulic and electronic control unit“ (HECU) zusammengefasst werden. Dieser Aufbau mit den entsprechenden Komponenten wird heutzutage als konventionelles Bremssystem bezeichnet.¹² In modernen gekoppelten Bremssystemen wird der vakuumbasierte BKV durch einen elektrischen BKV ersetzt, wodurch sich eine Flexibilität in der Ausprägung der Kraft-Weg-Kennlinie des Bremspedals ergibt.

Zur anforderungskonformen Auslegung einer Bremsanlage ist die Wirksamkeit der Übertragungstrecke von Pedal zur Radbremse und der Radbremse relevant. Das Verhältnis von der

¹² Konik, D. et al.: Elektronisches Bremsen Management (1999), S. 332.

Spannkraft bei Scheibenbremsen bzw. der Spreizkraft bei Trommelbremsen F_{Sp} und der Fußkraft am Pedal F_{Ped} wird als äußere Übersetzung $i_{\bar{a}}$ bezeichnet. Diese ist abhängig von der Pedalübersetzung, dem Bremskraftverstärker und dem Verhältnis der Zylinderflächen von Tandemhauptbremszylinder und Radbremszylinder.

$$i_{\bar{a}} = \frac{F_{Sp}}{F_{Ped}} \quad (2.1)$$

Bei den energetisch gekoppelten Parkbremssystemen wird über einen Bowdenzug die Verbindung zwischen Handbremshebel und der Radbremse hergestellt.

2.1.2.2 Energetische entkoppelte Bremssysteme

Bei den elektromechanischen Parkbremsen (EPB), die mittlerweile eine große Marktdurchdringung aufweisen¹³, handelt es sich um ein energetisch entkoppeltes System. Die Betätigung wird durch einen an der Bremse oder an der Fahrzeugachse angebrachten Elektromotor realisiert, wodurch der Fahrer keinen energetischen Durchgriff zur Parkbremse besitzt, sondern lediglich eine signalbasierte Verbindung vorliegt.¹⁴ Für die Parkbremse ist der Wandel vom gekoppelten zum entkoppelten System bereits vollzogen.

Für die Betriebsbremse beginnt der Wandel von gekoppelten hin zu entkoppelten Systemen. Erste BbW Systeme sind in Serie mit steigender Marktdurchdringung. Innerhalb der Gruppe der BbW Systeme wird zwischen der elektrohydraulischen Bremse (EHB) und der elektromechanischen Bremse (EMB) unterschieden.

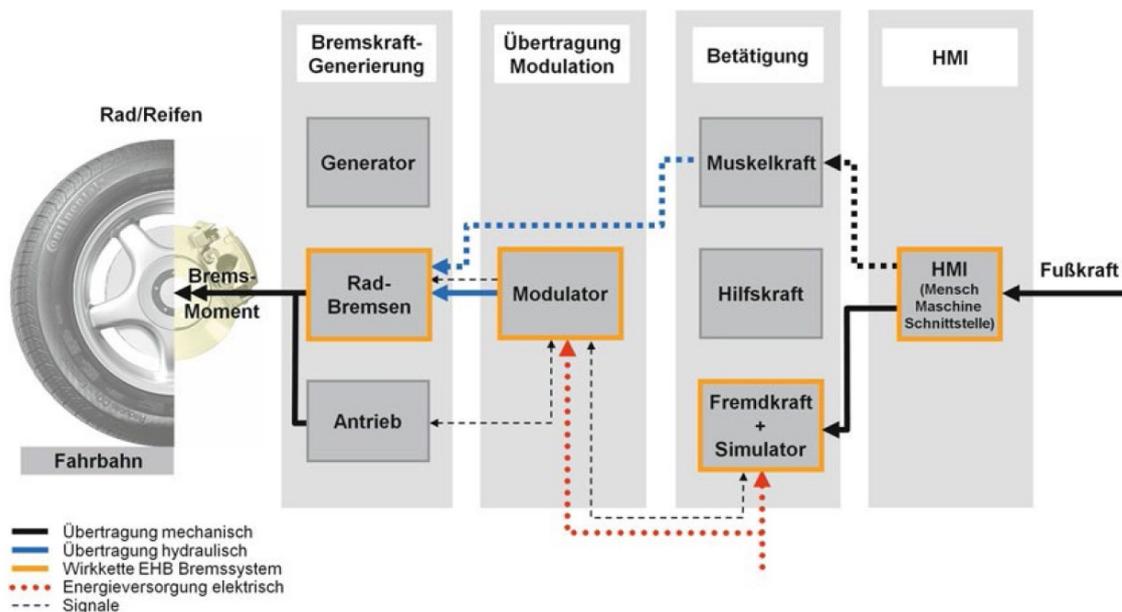
Elektrohydraulische Bremse

Die EHB zeichnet sich dadurch aus, dass ein zentraler Drucksteller vorhanden ist, der den Fahrerwunsch über einen Pedalsimulator erfasst und den entsprechenden Bremsdruck für alle vier Räder erzeugt. Die Energieübertragung zur Radbremse ist bremsflüssigkeitsbasiert und wird entsprechend dem konventionellen System mittels Leitung realisiert. Damit ist analog zu konventionellen Systemen eine fahrernahe Installation des Aggregats sinnvoll, um in der Rückfallebene, z.B. bei Verlust der Spannungsversorgung, über ein stromlos offenes Ventil die energetische Kopplung von Fahrer und Radbremse herzustellen. Für die Rückfallebene ist die Berücksichtigung der äußeren Übersetzung analog zum konventionellen Bremssystem von Relevanz. Bei den in Serie befindlichen BbW Systemen handelt es sich ausschließlich um EHB Systeme.¹⁵

¹³ A. Reitz, B. Loehr, J-P. Kohrt: Harmonisation of electric parking brake systems (2016), S. 1–2.

¹⁴ Bayer, B. et al.: Elektromechanische Bremssysteme (2015), S. 582–587.

¹⁵ Pickenhahn, J.; Straub, T.: Auslegung und Simulation von Pkw-Bremsanlagen (2012), S. 104–105.

Abbildung 2-3: Wirkkette eines hydraulischen Brake-by-Wire Konzepts¹⁶

Elektromechanische Bremse

Die EMB-Systeme verzichten auf die hydraulischen Bremskreise und weisen anstelle eines zentralen Aktors radindividuelle Aktoren auf. Diese sind gänzlich energetisch entkoppelt vom Fahrer und bieten auch im Fehlerfall nicht die Möglichkeit eines direkten Durchgriffs des Fahrers zur Radbremse, wodurch die Anforderungen hinsichtlich der Ausfallsicherheit der Aktoren und des Bordnetzes ansteigen. Als Fahrerschnittstelle wird ein ausschließlich entkoppeltes Bremspedal eingesetzt. Die Berücksichtigung der äußeren Übersetzung ist dadurch bei EMB-Systemen nicht mehr notwendig. Die technische Umsetzung der EMB kann hierbei elektromechanisch oder hydraulisch geschehen.¹⁷ Erste Bremsenhersteller werben mit EMB-Systemen, allerdings liegt noch keine Markteinführung vor.

2.2 Arten von Reibungsbremsen

Bei den auf dem Reibungsprinzip arbeitenden Bremsen ist die Unterscheidung hinsichtlich der Wirkrichtung der Spannkraft/Spreizkraft zu unterteilen. Demnach gibt es axial und radial wirkende Bremsen. Zu den axialwirkenden Bremsen zählen Lamellenbremsen und Scheibenbremsen. Die Reibfläche ist als ebene Kreisfläche bzw. Teilkreisfläche ausgeführt. Zu den radial wirkenden Bremsen zählen Trommel- und Bandbremsen. Die Reibfläche ist

¹⁶ Remfrey, J. et al.: Hydraulische Pkw-Bremssysteme (2015), S. 567.

¹⁷ Konik, D. et al.: Elektronisches Bremsen Management (1999), S. 333.

zylindrisch ausgeführt. In heutigen Pkw finden die Band- und Lamellenbremsen keinen Einsatz mehr.

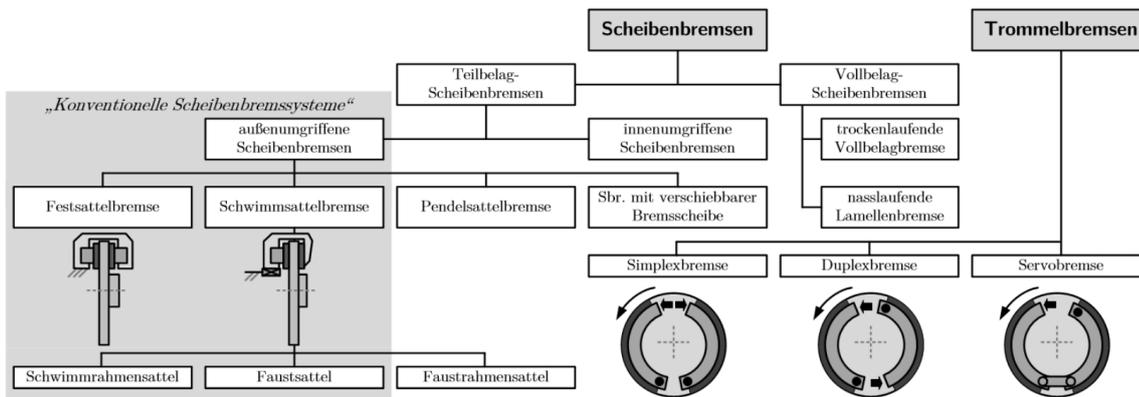


Abbildung 2-4: Bauarten von Reibungsbremsen im Pkw-Bereich¹⁸

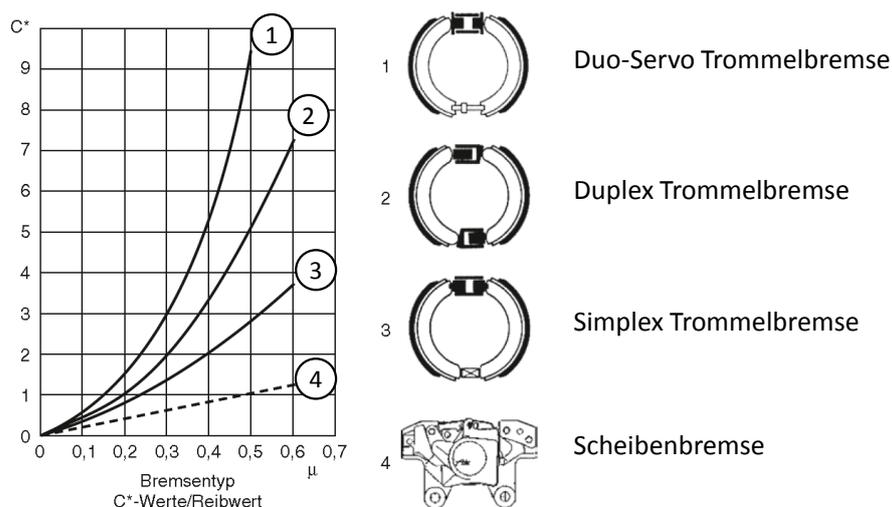
Die reibungsbasierte Radbremse formt die Spannkraft/Spreizkraft durch Kontakt der beiden Reibpartner in eine Umfangkraft F_U um, die entsprechend der wirkenden Radien, der Bremse und des Rades zu einer Bremskraft im Reifenlatsch führt. Das Verhältnis von Umfangskraft zu Spannkraft/Spreizkraft wird hierbei als innere Übersetzung C^* bezeichnet.

$$C^* = \frac{F_U}{F_{Sp}} \quad (2.2)$$

Mit dieser, auch als Bremsenkennwert bezeichneten dimensionslosen Größe lassen sich Bremsen verschiedener Ausführungsformen hinsichtlich ihrer Effektivität charakterisieren. Diese ist neben der Ausführungsform abhängig von dem Reibwert zwischen Bremsbelag und Scheibe/Trommel. Abbildung 2-5 zeigt dabei die proportionale Reibwertabhängigkeit von Scheibenbremsen sowie die progressive Abhängigkeit von Trommelbremsen gegenüber dem Reibwert μ_{Be} auf. Die hohen Bremsenkennwerte von Trommelbremsen bieten den Vorteil von geringen Betätigungskräften zum Erreichen eines hohen Bremsmoments. Allerdings birgt die hohe Sensitivität gegenüber Reibertschwankungen die Problematiken hinsichtlich der Blockade des Rades bei zu hohen Selbstverstärkungsfaktoren und des Schiefziehens des Fahrzeugs bei Bremsmomentdifferenzen auf einer Achse.¹⁹

¹⁸ Heidrich, L.: Diss., Entwicklung von elektrische Radnabenmaschinen (2017), S. 15.

¹⁹ Bill, K. H.: Grundlagen elektrisch betätigter Pkw-Bremssysteme (2012), S. 404.

Abbildung 2-5: Abhängigkeit des Bremskennwerts von Bauform und Reibwert^{20a}

2.2.1 Scheibenbremsen

Die Scheibenbremse zählt mit ihrer Anordnung von der am Rad befestigten Bremsscheibe und dem am Achsschenkel befestigten Bremssattel zu den axial wirkenden Bremsen. Der Bremssattel, der die Bremsscheibe in einem Teilbereich von außen umgreift, besitzt einen oder mehrere Kolben, die die Bremsbeläge gegen die Bremsscheibe drücken und mit der entsprechenden Reibkraft eine Bremswirkung erzielen. Bei Scheibenbremsen gibt es verschiedene Bauformen, die in Festsattel und Schwimmsattel (Rahmensattel und Faustsattel) unterschieden werden.^{20b}

Festsättel besitzen auf beiden Seiten der Bremsscheibe einen Kolben mit einem starren Gehäuse, im Gegensatz zu Schwimmsätteln, die nur einen Kolben aufweisen. Zur Realisierung einer beidseitigen Anlage der Beläge an die Scheibe besitzen Schwimmsattelbremsen eine gegenüber dem Halter axial verschiebbare Komponente (Rahmen/Faust).

Das Lüftspiel wird nach einer Betätigung über die axial wirkenden Kräfte des elastisch verformbaren Kolbendichtrings eingestellt. Auf der Faust- bzw. Rahmenseite wird durch den Scheibenschlag das Lüftspiel erzeugt. Restmomente können hierbei allerdings bestehen bleiben. Zur weiteren Reduktion von Restmomenten werden zusätzliche Federn integriert, um eine Restmomentfreiheit $< 0,5 \text{ Nm}$ zu ermöglichen.

Scheibenbremsen sind mit ihrer geringen, weitgehend nur proportionalen Sensitivität gegenüber dem Reibwert robust gegenüber Reibwertschwankungen. Durch die höhere Wärmeka-

²⁰ Remfrey, J. et al.: Aufbau und Komponenten von Pkw-Bremsanlagen (2012).(a) Angepasste Darstellung basierend auf S. 120 | (b) S. 120 | (c) S. 119-120 | (d) Angepasste Darstellung basierend auf S. 121-122 | (e) S. 130-132.

pazität sowie die offene Bauweise und die damit verbundene erleichterte Konvektion besitzen Scheibenbremsen eine höhere thermische Belastbarkeit. Diese beiden Eigenschaften der Scheibenbremse sind die Hauptgründe für die hohe Verbreitung bei heutigen Pkws.^{20c}

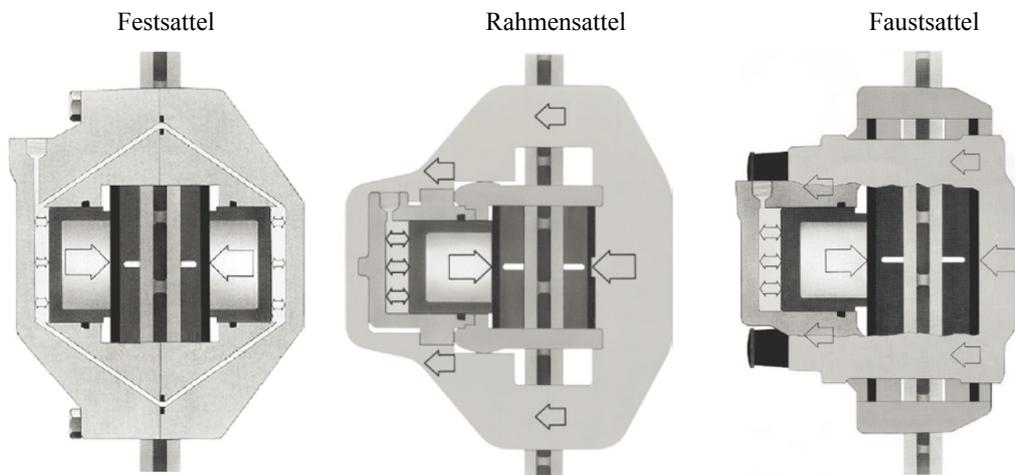


Abbildung 2-6: Bauweisen von Scheibenbremsen^{20d}

Die unterschiedlichen Scheibenbremsbauformen haben nur sehr geringen Einfluss auf den Bremsenkennwert C^* . Dieser ist bei der Scheibenbremse näherungsweise als doppelter Reibwert zu verstehen, da die Bremsscheibe beidseitig belastet wird.

$$C^* \approx 2 \cdot \mu_{Be} \quad (2.3)$$

Ein spezielle Ausführungsform der Scheibenbremse stellt die Keilbremse dar. Diese besitzt im Vergleich zur Scheibenbremse einen erhöhten Bremsenkennwert, der durch einen Winkel $< 90^\circ$ in der Abstützung realisiert wird. Über den Winkel wird der Grad der Selbstverstärkung eingestellt. Mit verkleinertem Winkel nimmt die Selbstverstärkung zu, bis zu einem Grenzwinkel, in dem die Selbstverstärkung unendlich wird. Der Grenzwinkel ist reibwertabhängig. Als problematisch stellt sich der hohe konstruktive Aufwand zur Realisierung der Verschleißnachstellung dar.²¹

2.2.2 Trommelbremsen

Die Trommelbremse zählt mit ihrer Anordnung von Trommel zu Bremsbelag zu den Radial-Radbremmen. Hierin gibt es verschiedene Bauformen (Simplex, Duplex, Duo-Duplex, Servo und Duo Servo), die sich in der Höhe ihrer inneren Übersetzung – Faktor zwischen Spreizkraft und der resultierenden Reibkraft - in Abhängigkeit der Drehrichtung unterscheiden.^{20e} Die prinzipiellen Komponenten ähneln sich bei den verschiedenen Ausführungsformen (Abbildung 2-7).

²¹ Dausend, U.: Diss., Getriebeauslegung elektrischer Bremsen (2006), S. 15–22.

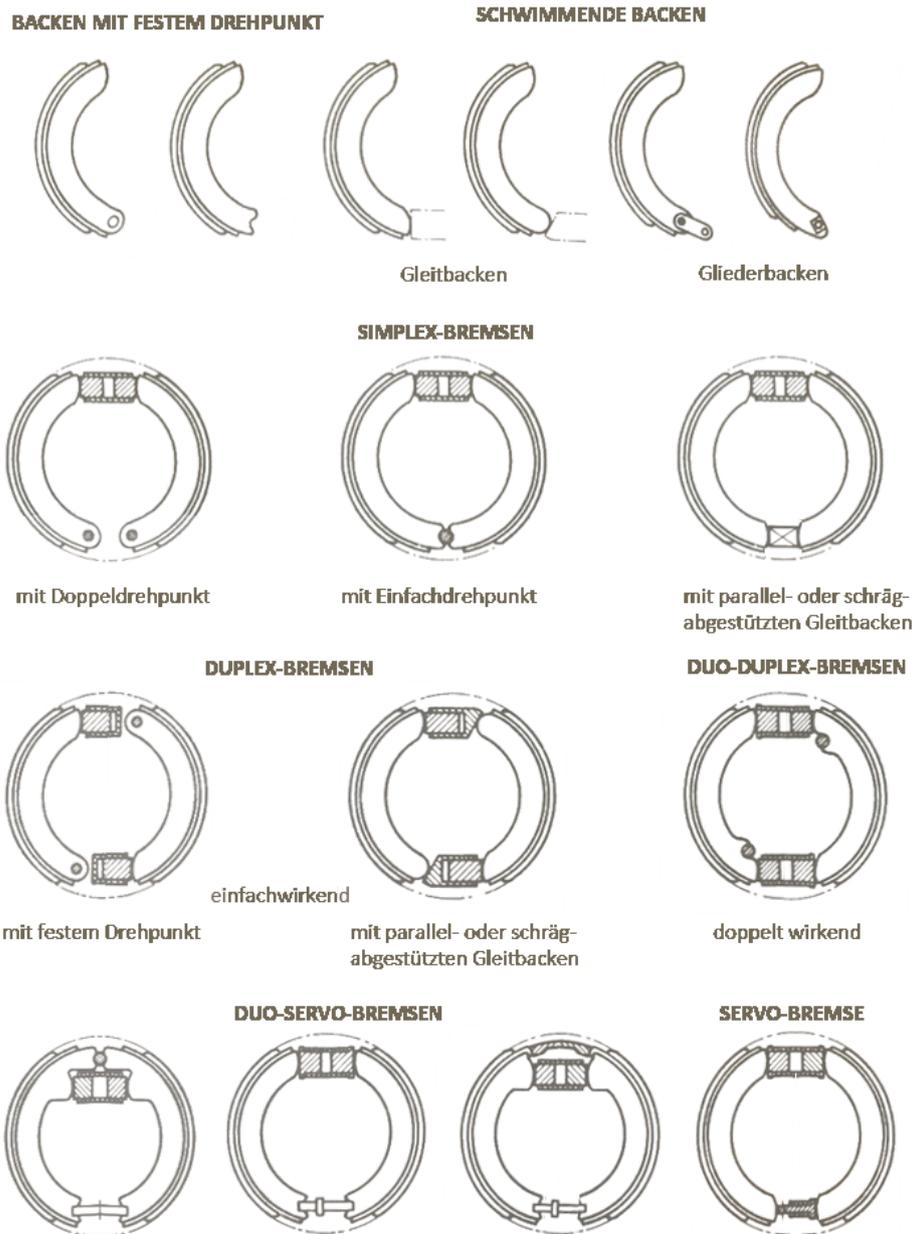


Abbildung 2-7: Übersicht von Bremsbacken und Trommelbremsausführungen²²

Die Trommel bildet den sich drehenden Teil der Bremse ab, der mit der Radnabe verbunden ist. Als Werkstoff kommt zumeist Grauguss zum Einsatz. Wichtige Anforderungen für die Auslegung der Trommel beziehen sich auf die Festigkeit und die thermische Leistungsfähigkeit.

Die Bremsbacken, bestehend aus einem meistens im Querschnitt T-förmigen Belagträger und einem darauf verklebten oder vernietetem Bremsbelag, bildet den zweiten Reibpartner

²² Fa. Alfred Teves: Bremsen-Handbuch (1960), S. 33.

der Bremse ab.²³ Mit Federn an den Bremsbacken werden diese positioniert und das Lüften (Kontaktfreiheit von Bremsbacken und Trommel) nach Betätigung hergestellt.

Mit einer Spreizvorrichtung werden die Bremsbacken an die Trommel angepresst, sodass die Bremswirkung erzeugt wird. Bei der hydraulischen Radbremse handelt es sich hierbei, je nach Ausführungsform, um einen oder zwei, einfach oder doppelwirkende Hydraulikzylinder.

Der Backenstützpunkt (Abstützlager) dient zur Abstützung der Bremsbacken und ist meistens auf der Tragevorrichtung (Rückenplatte) befestigt. Neben der Aufnahme der Abstützung wird die Spreizeinheit an der Rückenplatte befestigt sowie die Bremsbacken axial gelagert. Mit der geschlossenen Form und der Ausbildung eines Labyrinths wird eine gekapselte Bauweise realisiert, die resistenter gegenüber Verschmutzung ist, im Vergleich zu offenen Bauweise von Scheibenbremsen.

Die Simplex-Bremse besitzt mit ihrem einfachen Aufbau bzgl. der Krafteinleitung und Kraftabstützung eine selbststärkende und eine selbstschwächende Bremsbacke. Daraus resultiert im Vergleich zu den anderen Bauformen die geringste innere Übersetzung (in Bezug auf die primäre Drehrichtung).

Innerhalb der Gruppe der Simplex-Bremse unterscheiden sich verschiedene Varianten in der Art der Krafteinleitung auf die Bremsbacken und in der Art der Kraftabstützung der Bremsbacken. Die hydraulische Krafteinleitung ist die häufigste Form im Pkw-Bereich. Hierbei wird ein schwimmend gelagerter Bremszylinder mit konstantem Durchmesser eingesetzt. Dieser hat die Eigenschaft im Unterschied zu einem System mit mechanischer Krafteinleitung über einen Keil oder einen S-Nocken, dass die Spreizkräfte in axialer Richtung des Bremszylinders in die Bremsbacken aufgebracht werden und so die Spreizkräfte von auflaufer und ablaufender Bremsbacke weitgehend identisch sind.

Bei der Kraftabstützung wird zwischen Lagern mit gleitender Abstützung und Lagern mit festem Drehpunkt unterschieden. Die Art der Lagerung hat einen direkten Einfluss auf die Höhe des Bremsenkennwerts, der Bremsbelag-Flächenpressung und des Verschleißes. Die gleitende Abstützung führt zu einer schwimmenden Lagerung des Bremsbackens. Durch den zusätzlichen Freiheitsgrad richtet sich der Bremsbacken in Abhängigkeit der wirkenden Kräfte aus und erhöht damit den Bremsenkennwert. Die Richtung des Kraftvektors im Abstützlager ist hierdurch eindeutig und unabhängig vom Verschleißzustand definiert. Dies ist bei Bremsen mit festgelagertem Drehpunkt nicht der Fall.

²³ Buschmann, H.; Koessler, P.: Handbuch für den Kraftfahrzeugingenieur (1973), S. 821–825.

2.3 Elektromechanische Bremsen

Wie Abschnitt 2.1.2 aufzeigt zählen EMB-Systeme zu den entkoppelten Bremssystemen bezogen auf die energetische Verbindung zwischen Bremspedal und Radbremse. Die charakteristischen Merkmale der Bremskraftgenerierung, der Übertragung und Modulation sowie der Betätigung sind bei EMB in ein Teilsystem pro Rad zusammengefasst. Dieser spezielle Verbund unterscheidet sich deutlich von den gekoppelten Systemen und macht eine detaillierte Betrachtung des Aufbaus und der Eigenschaften notwendig. Die Erkenntnisse zu spezifischen Umsetzungen von EMB in verschiedenen Forschungsprojekten und Patentschriften werden zusammengefasst.

2.3.1 Aufbau und Eigenschaften von EMB

EMB besitzen eine direkte elektromechanische Betätigung an der Radbremse. Die unterschiedlichen Ausführungsformen eines elektrohydraulischen Wandler oder einer elektromechanischen Betätigung sind grundsätzlich radindividuell.^{24a}

Der schematische Aufbau von EMB wird in Abbildung 2-8 gezeigt. Eingangsgrößen sind der Bremswunsch (signalbasiert) und die elektrische Energie, die zur Umsetzung des angeforderten Bremswunsches notwendig ist. Der Aktor, der einen elektromechanischen Wandler und ein Getriebe beinhaltet, wandelt die elektrische Energie in mechanische Energie und formt diese auf das entsprechende Betätigungskraftniveau um. Diese wird in der Reibungsbremse in das Bremsmoment umgeformt, das die Ausgangsgröße der EMB bildet.²⁵

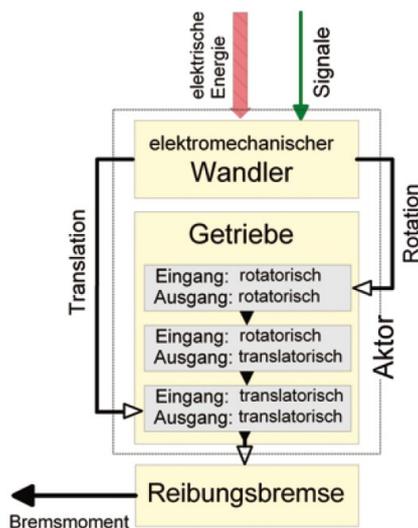


Abbildung 2-8: Schematischer mechanischer Aufbau elektrisch betätigter Bremsen^{24b}

²⁴ Bill, K. H.: Grundlagen elektrisch betätigter Pkw-Bremssysteme (2012). (a) S. 386 | (b) S. 394 | (c) S. 404.

²⁵ Semsch, M.: Diss., Entwurf einer EMB mit Selbstverstärkung (2010), S. 3.

2.3.1.1 Elektromechanischer Wandler

Die elektromechanische Wandlung kann elektromotorisch oder elektromagnetisch ausgeführt werden.

Bei bisherigen elektromotorisch betätigten Anwendungen werden bürstenlos kommutierende Motoren, im speziellen bürstenlose Gleichstrommotoren (BLDC), eingesetzt, aufgrund des Verschleißvorteils gegenüber bürstenbehafteten Motoren. Für diese Art der elektronischen Kommutierung mittels der Leistungselektronik ist die Position des Rotors notwendig, die über einen Sensor zu ermitteln ist. Für den Motormomenten-Regler werden die Ströme der drei Phasen in der Leistungselektronik gemessen und in einem dem Strom proportionalen Motormoment umgerechnet.^{26a}

Die elektromagnetische Betätigung wird z.B. bei Trommelbremsen eingesetzt. Hierbei wird die elektrische Energie stark reduziert und die kinetische Energie der Trommelbremse genutzt. Die im Anhänger-Bereich eingesetzte Bremse der Firma Warner arbeitet nach diesem Prinzip und wird in Abschnitt 2.3.2.2 detailliert betrachtet.

2.3.1.2 Getriebe

Das Getriebe kann direkt mechanisch an der Bremse mit dem Aktor montiert oder als hydraulische Ausführung über eine Bremsleitung mit dem variabel zu positionierenden Aktor verbunden werden.

Für die Auslegung des Getriebes ist ein hoher Wirkungsgrad und eine möglichst geringe Übersetzung relevant. Der hohe Wirkungsgrad führt zu einer Reduktion der elektromotorischen Leistungsanforderung und die direkte Übersetzung wirkt sich positiv auf die Dynamik des Systems aus. Die Wahl von nichtlinearen oder schaltbaren Getrieben sind weitere Auslegungsmöglichkeiten, um die elektromotorische Leistungsanforderung zu reduzieren.^{27a} Hierbei stellen Änderungen in der Kraft-Weg-Kennlinie der Bremse, die Verschleiß- und temperaturabhängig sind, eine Herausforderung in der Auslegung dar.

2.3.1.3 Reibungsbremse

Der Einsatz von selbstverstärkenden Bremsen mit einem erhöhten Bremsenkennwert im Vergleich zu Scheibenbremsen eignen sich, um die notwendige Spannarbeit zu reduzieren. Damit ist eine Reduktion der Massen für Aktor, Getriebe und Energiebedarf möglich.^{24c} Neben der Reduktion des Energiebedarfs einer EMB liegen weitere Anforderungen vor, wie z.B. die thermische Leistungsfähigkeit der Bremse, die einen Vorteil der Scheibenbremsen darstellt. Somit ist die Reduktion des Energiebedarfs nicht das einzige Optimierungskriterium

²⁶ Schwarz, R.: Diss., Rekonstruktion der Bremskraft von EMB (1999). (a) S. 74 | (b) S. 4 | (c) S. 143.

²⁷ Dausend, U.: Diss., Getriebeauslegung elektrischer Bremsen (2006). (a) - | (b) S. 15-18

bei der Wahl der Reibungsbremse. Keilbremsen kombinieren die Vorteile der hohen thermischen Leistungsfähigkeit und der hohen Selbstverstärkung wodurch Forschungsarbeiten²⁸ im Bereich der elektromechanischen Keilbremse vorliegen.^{27b}

2.3.1.4 Sensorik und Regelkonzept

Bei konventionellen Systemen wird die Bremskraft über einen vom Fahrer vorgegebenen Druck eingestellt. Für das Bremssystem liegt somit ein gesteuertes und kein geregeltes System vor. Dies ist möglich, da das hydraulische Übertragungssystem einen sehr hohen Wirkungsgrad aufweist und sehr robust gegen Störgrößen ist.^{26b} EMB unterliegen hingegen starken Wirkungsgradschwankungen, die von Umwelteinflüssen und Verschleiß abhängen, sodass im Gegensatz zu hydraulischen Bremsen eine Rückführungsgröße gewährleistet werden muss.^{26c}

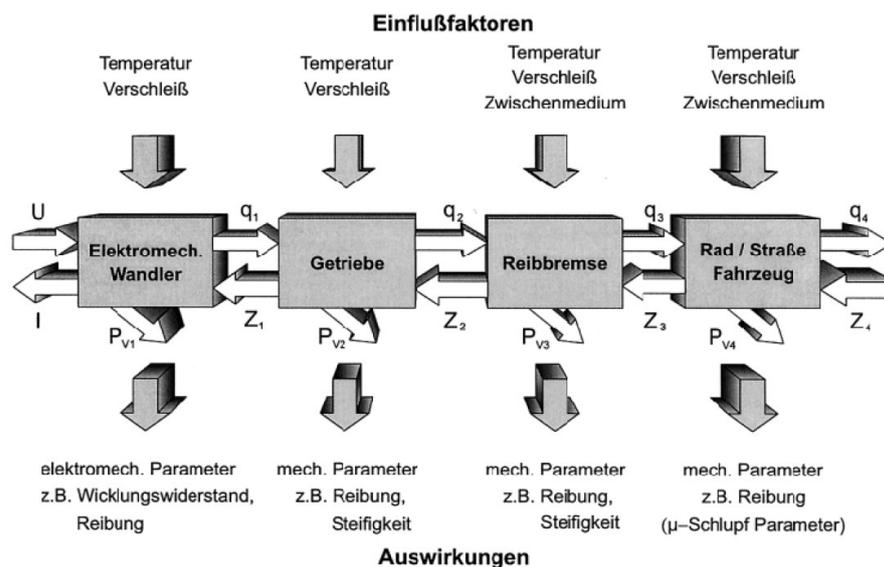


Abbildung 2-9: Einflussfaktoren und Auswirkungen auf die Komponenten elektrischer Bremsen²⁹

Die funktionale Betrachtung eines EMB-Systems in Abbildung 2-10 zeigt neben der bekannten Wandlung von elektrischer Energie zu mechanischer Energie in Form des Bremsmoments die weiteren signalbasierten Funktionen und Komponenten auf. Im Zentrum steht die Sensorik, die als Rückführungsgröße des Bremsenreglers und des Radbremsreglers dient, um eine dem Fahrerwunsch entsprechende Verzögerung zu realisieren.

²⁸ Semsch, M.: Diss., Entwurf einer EMB mit Selbstverstärkung (2010).

²⁹ Schwarz, R.: Bremskraft-Rekonstruktion für elektromechanische Fahrzeugbremsen (1999), S. 403.

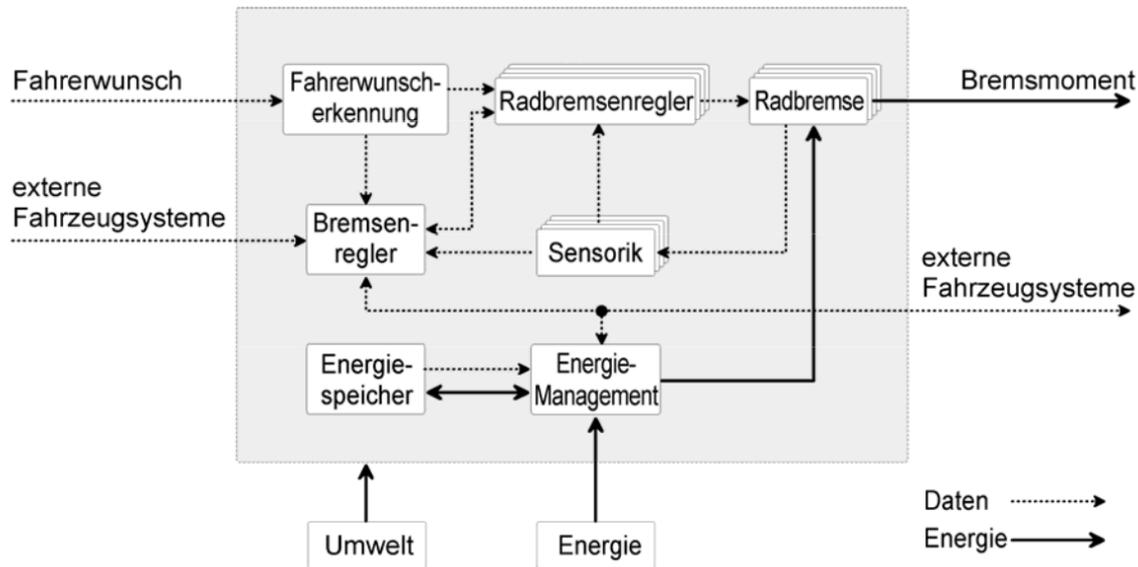


Abbildung 2-10: Funktionsstruktur eines elektromechanischen Bremssystems³⁰

Die Rückführungsgröße bestimmt den Regelkreis und damit die Stellgenauigkeit der EMB hinsichtlich der Ausgangsgröße, dem Bremsmoment. Eine Messung der Betätigungskraft stellt eine Analogie zur heutigen druckbasierten Betätigung von hydraulischen Bremsen dar und ermöglicht somit eine Übernahme der Software von vorhandenen Bremsregelfunktionen (z.B. ABS). Dementsprechend basieren einige EMB-Konzepte auf einer Spannkraftregelung (Bill^{31a}, Balz et al.³²; Hoseinnezhad et al.³³, Szewczyk et al.³⁴). Die Spannkraftmessung wird hierbei über den Einsatz von Dehnmessstreifen (DMS) realisiert, die in den axialen Kraftfluss des Bremssattels integriert werden.

Da ein zusätzlicher Sensor die Kosten der EMB erhöht, liegen Untersuchungen von Schwarz^{35a}, Saric et al.³⁶ oder Ki et al.³⁷ vor, die Betätigungskraft basierend auf vorhandenen Sensoren, wie z.B. dem Motorpositionssensor oder den Phasenstromsensoren von BLDC Motoren, zu ermitteln.

³⁰ Semsch, M.: Neuartige mechatronische Teilbelagscheibenbremse (1999).

³¹ Bill, K. H.: Diss., Grundsatzuntersuchungen elektrischer Radbremsen (1992). (a) - | (b) S. 146 | (c) S. 182.

³² Balz, J. et al.: Konzept für eine elektromechanische Fahrzeugbremse (1996).

³³ Hoseinnezhad, R. et al.: Real-Time Clamp Force Measurement in Electromechanical Brake Calipers (2008).

³⁴ Szewczyk, B. et al.: Distributed brake-by-wire system for next-generation road vehicles (2018).

³⁵ Schwarz, R.: Diss., Rekonstruktion der Bremskraft von EMB (1999). (a) - | (b) S. 79 | (c) S. 10.

³⁶ Saric, S. et al.: Clamp-Force Estimation for a Brake-by-Wire System (2008).

³⁷ Ki, Y. H. et al.: new clamping force estimator in Electro-Mechanical Brake systems (2013).

Zur Spannkraftermittlung eignet sich der Motorpositionssensor nur, wenn der Kraft-Weg-Zusammenhang, also die Systemsteifigkeit, bekannt ist. Die Steifigkeit zeigt jedoch kurzfristige und langfristige Einflüsse in Abhängigkeit der Temperatur, Alterungserscheinungen und Verschleiß. Da diese für den Betrieb nicht hinreichend bekannt sind, um eine Kompensation durchzuführen, ist eine anforderungskonforme Umsetzung nicht möglich.^{31b}

Die Spannkraftermittlung auf Basis des Stromsignals benötigt einen konstanten Wirkungsgrad in der Regelstrecke. Da dieser stark schwankt und die Getriebe eine gewisse Hysterese aufweisen, eignet sich die Strommessung nicht zur Spannkraftermittlung.^{35b}

Schwarz^{35a} zeigt mit der kombinierten Auswertung des Motorpositionssensors und der Stromsensoren einen vielversprechenden Ansatz zur Ermittlung der Spannkraft auf. Die für die Regelung notwendige Rückführungsgröße wird dabei modellbasiert ermittelt. Mit einem der Bremsung überlagerten hochfrequenten Anregungsverfahren zur Identifikation der momentanen Hysterese wird die aktuelle Spannkraft geschätzt und die entsprechende Kraft-Weg-Kennlinie adaptiert. Darüber hinaus wird eine Kontaktpunkterkennung implementiert, um die verschleißbedingte Nachstellung zu detektieren. Die Auswirkungen des überlagerten Anregungsverfahrens auf die Fahrerwahrnehmung und die Fahrstabilität ist nicht umfassend untersucht.

Schenk et al.³⁸ nutzen als Rückführungsgröße für ihre elektromotorisch betriebene Trommelbremse den Radschlupf. Da diese Größe stark von der Radlast, wie auch dem Reibwert der Fahrbahn abhängt, ist mit großen Abweichungen der Bremsmomente zu rechnen. Da das Niveau der Bremskräfte auf der Hinterachse geringer ausfällt und somit der Fehler, wird dieses Verfahren nur für die Hinterachse angewendet.^{35c}

Ein Ansatz, der über die Spannkraftmessung hinausgeht, stellt das Konzept zur Messung im Bremsbelag dar. Diese Position eignet sich sowohl zur Erfassung der Betätigungskraft als auch zur Ermittlung der Bremsumfangskraft.^{39a} Die Untersuchungen hierzu zeigen vielversprechende Ergebnisse.⁴⁰ Nachteilig sind die hohen wirkenden Temperaturen an der Messstelle und die Integration des Messsystems in eine Verschleißkomponente, die mehrfach im Fahrzeugleben auszutauschen ist.

Für Bremsen mit hohem Bremsenkennwert und die damit verbundene Sensitivität gegenüber Reibwertschwankungen sind Ansätze zur Messung der Umfangskraft, des Bremsmoments oder der Bremskraft im Reifen vorteilhaft. Bill^{31a} zeigt eine Bremsmomentregelung einer Servo-Trommelbremse auf. Die Ermittlung des Bremsmoments wird über ein externes Messprinzip umgesetzt. Die Bremsmomentregelung ist nur für ein sich drehendes Rad möglich, da kein sinnvoller Zusammenhang zwischen Bremsmoment und Spannkraft für den

³⁸ Schenk, D. E. et al.: Intelligent braking for current and future vehicles (1995).

³⁹ Winner, H. et al.: Die Bremse im mechatronischen Fahrwerk (2012). (a) S. 498 | (b) S. 507.

⁴⁰ Degenstein, T.: Kraftmessung in Scheibenbremsen (2007).

Stillstand oder ein blockierendes Rad herzustellen ist. Deswegen wird eine Grenzgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Auflösung des Raddrehzahlsensors definiert, die als Umschaltung für die Bremsmomentregelung dient.^{31c}

Leber⁴¹ und Mahmoud⁴² untersuchen eine Kennwertregelung von Trommelbremsen. Der Bremsenkennwert, der als Quotient aus Umfangskraft und Betätigungskraft definiert ist, wird über mehrere Kraftsensoren ermittelt, wodurch der Aufwand und die Kosten steigen. Um die Kennwertregelung umzusetzen, ist noch ein weiterer Aktor neben dem Betätigungsaktor notwendig.

Einen weiteren Ansatz, stellt die Entwicklung von Reifensensoren zur Bremskraftermittlung dar. Untersuchungen hierzu von Roth⁴³ oder Fach⁴⁴ sind vielversprechend, da nicht nur die Bremskraft, sondern auch der Reibwert des Reifen-Fahrbahn-Kontakts ermittelt werden kann. Die Bremskraft als Rückführungsgröße bietet den Vorteil bezogen auf die Darstellung in Abbildung 2-9, dass in dem hintersten Block gemessen wird und somit die vorherigen Störgrößen nicht relevant sind. Nachteilig für diese Art der Messung ist die Integration des Sensors in den Reifen, der ein Verschleißprodukt im Fahrzeug darstellt und somit mehrmals im Fahrzeubleben auszutauschen ist.^{39b}

2.3.2 Ausführungsbeispiele und Erkenntnisse

Zahlreiche Forschungsaktivitäten beginnen bereits in den 80er Jahren. Das erste Patent im Bereich elektrisch betätigter Bremsen mit dem Titel „Elektrische Bremse für Motorwagen“ Nr. 121043 geht sogar auf das Jahr 1899 zurück. Die Dissertation von Bill^{45a} gibt hierbei einen sehr guten Überblick zur Thematik EMB. Bei den nachfolgend vorgestellten Bremsen handelt es sich nahezu ausschließlich, mit Ausnahme der Warner Brake, um prototypische Bremsen, da eine Markteinführung im Pkw-Bereich bis heute nicht stattgefunden hat.

2.3.2.1 Spannkraftgeregelte Scheibenbremse

Bill^{45a} untersucht zwei elektromechanische Scheibenbremsen, die sich in der Motor-Getriebe-Einheit (MGU) (80 W Servomotor mit einer Getriebeübersetzung von $i_{\text{rot}} = 5,2$; 40 W Servomotor mit einer Getriebeübersetzung von $i_{\text{rot}} = 19,2$) unterscheiden. Als Rückführungsgröße wird ein DMS-basierter Spannkraftsensor eingesetzt.

⁴¹ Leber, M.: Diss., Radbremse mit mechatronischer Kennwertregelung (1998).

⁴² Mahmoud, K. R.: Diss., Investigations on a new adaptive duo servo drum brake (2005).

⁴³ Roth, J.: Diss., Untersuchungen zum Pkw-Reifensensor (1993).

⁴⁴ Fach, M.: Diss., Lokale Effekte der Reibung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn (2000).

⁴⁵ Bill, K. H.: Diss., Grundsatzuntersuchungen elektrischer Radbremsen (1992). (a) - | (b) Angepasste Darstellung basierend auf S. 61 und S. 70.

Basierend auf dem Entwurf von Bill gibt es weitere Ausführungsformen, die sich durch den Grad an Komponentenintegration sowie dem Aufbau des Motors und Getriebes unterscheiden, aber prinzipiell auf dem spannkraftbasierten Aufbau beruhen.⁴⁶

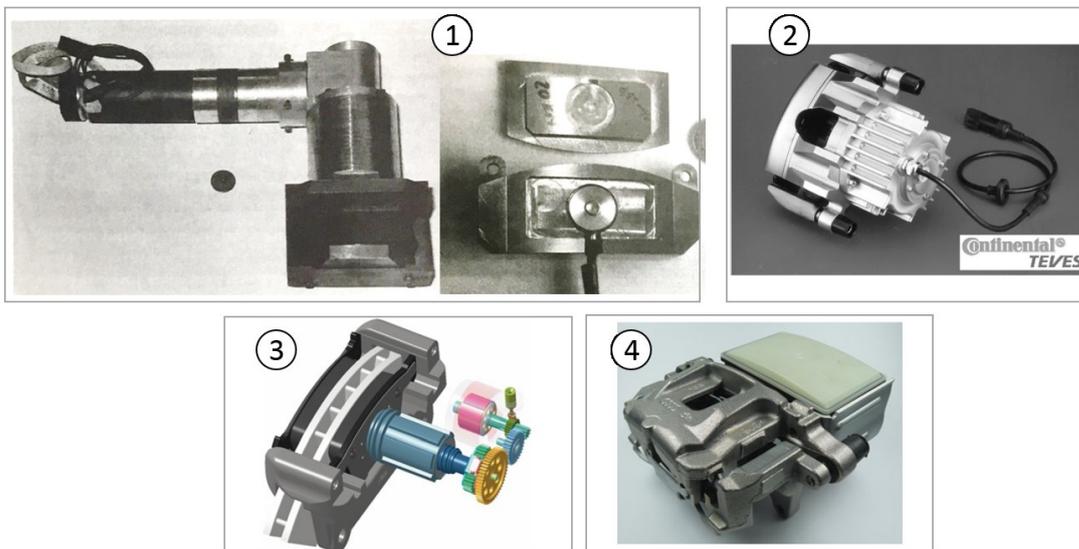


Abbildung 2-11: Prototypische Umsetzungen elektromechanischer Scheibenbremsen. 1. Bill^{45b} 2. EMB Continental⁴⁷, 3. EHCB Continental⁴⁸, 4. EMB Continental⁴⁹

2.3.2.2 Warner Brake

Die im Anhängerbereich vertriebene Trommelbremse der Firma Warner basiert auf dem Servo-Prinzip mit einem elektromagnetischen Aktor (Abbildung 2-12). Der Elektromagnet zieht sich an eine mit der Trommel verbundene Scheibe an und betätigt mit der sich ergebenden Reibkraft über einen Hebelmechanismus die Bremsbacken. Über die Stromstärke wird die Magnetkraft gesteuert und damit das Bremsmoment.

⁴⁶ Schwarz, R.: Diss., Rekonstruktion der Bremskraft von EMB (1999), S. 8.

⁴⁷ Schwarz, R. et al.: Clamping force estimation for a brake-by-wire actuator (1999), S. 1.

⁴⁸ Bayer, B. et al.: Elektromechanische Bremssysteme (2015).

⁴⁹ Semsch, M. et al.: Elektromechanisch betätigte Bremse (2012), S. 443.

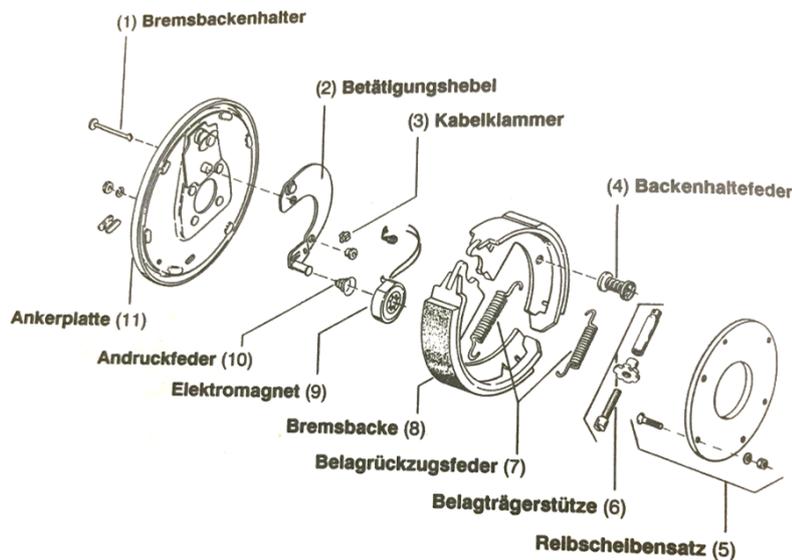


Abbildung 2-12: Aufbau der Warner-Bremsen^{50a}

Bill untersucht neben der elektromechanischen Scheibenbremse das Konzept der Warner-Trommelbremse. Das Bremsmoment zeigt dabei eine starke Abhängigkeit von der Raddrehzahl, Spreizkraft und Temperatur. Eine gezielte Bremskraftdosierung ist mit dem starken Einfluss ohne zusätzlichen Einsatz einer Regelung nicht möglich.^{50b} Zur Identifikation des Potentials für eine Pkw-Anwendung wird eine prototypische Bremsmomentsensorik (Abbildung 2-13) integriert und eine Bremsmomentregelung umgesetzt.

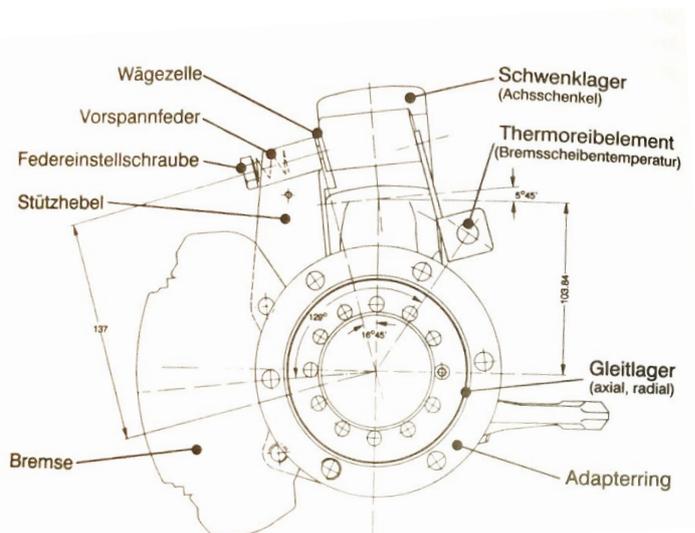


Abbildung 2-13: Prototypische Bremsmomentmessung über einen Stützhebel^{50c}

Das unzureichende Verhalten der Warner-Bremse hinsichtlich der Dosierbarkeit und Gleichförmigkeit des Bremsmoments wird durch die Bremsmomentregelung deutlich verbessert.^{50d}

⁵⁰ Bill, K. H.: Diss., Grundsatzuntersuchungen elektrischer Radbremsen (1992). (a) S. 62 | (b) S. 174 ff. | (c) S. 68 | (d) S. 184 | (e) S. 208.

Zum Einsatz als Pkw-Betriebsbremse eignet sich die Bremse aufgrund der großen Bremsmomentreduktion bei hohen Geschwindigkeiten allerdings nicht, da selbst in Kombination mit einer Bremsmomentregelung die maximale Bremskraft nicht ausreicht.^{50e}

2.3.2.3 Kennwertgeregelte Trommelbremse

Basierend auf einer Duplex-Trommelbremse mit pneumatischen Aktoren untersucht Leber^{51a} die Möglichkeiten einer Kennwertregelung. Mit DMS-basierten Kraftsensoren werden die Betätigungskräfte an dem Bremszylinder und die Kräfte am Abstützlager gemessen, um den Bremskennwert der jeweiligen Bremsbacke zu ermitteln. Zur gezielten Beeinflussung des Bremskennwerts lassen sich die Abstützlager beider Bremsbacken über einen Schrittmotor mit Kugelgewindetrieb radial verschieben.

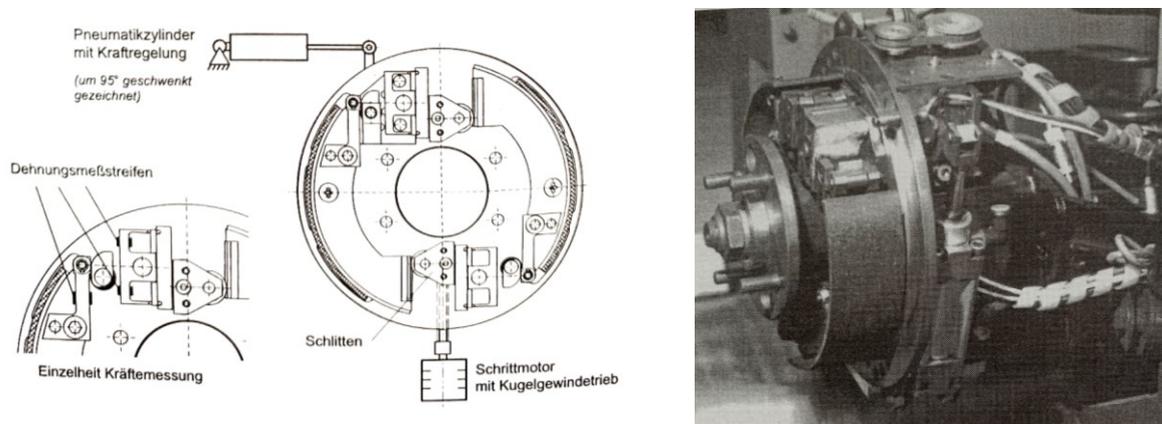


Abbildung 2-14: Prototyp einer kennwertgeregelten Duplex-Trommelbremse^{51b}

Leber zeigt die technische Machbarkeit eines eingeregeltten konstanten Bremskennwerts auf, der in Verbindung mit einer konstanten Betätigungskraft zu einem konstanten Bremsmoment führt. Die Reibwertabhängigkeit der Trommelbremse wird durch die Kennwertregelung kompensiert. Mit vier Kraftsensoren und zwei verschiedenen Aktoren (pneumatisch und elektromechanisch) liegt eine hohe Komplexität und ein großer Bauraumbedarf vor, wodurch ein Zielkonflikt mit einem Serieneinsatz entsteht.

Eine weitere Untersuchung zur kennwertgeregelten Trommelbremse wird von Mahmoud^{52a} durchgeführt. Hierbei wird auf Basis einer Duo-Servo-Bremse mit hydraulischer Betätigung das Verbindungslager der primären und sekundären Bremsbacke über einen Elektromotor radial verschoben, um den Bremskennwert anzupassen. Die Ermittlung des Bremskennwerts erfolgt über die Messung des hydraulischen Drucks und die Messung des Drehmoments mittels eines extern angebrachten Drehmomentsensors.

⁵¹ Leber, M.: Diss., Radbremse mit mechatronischer Kennwertregelung (1998). (a) - | (b) Angepasste Darstellung basierend auf S. 52.

⁵² Mahmoud, K. R.: Diss., Investigations on a new adaptive duo servo drum brake (2005). (a) - | (b) S. 46.

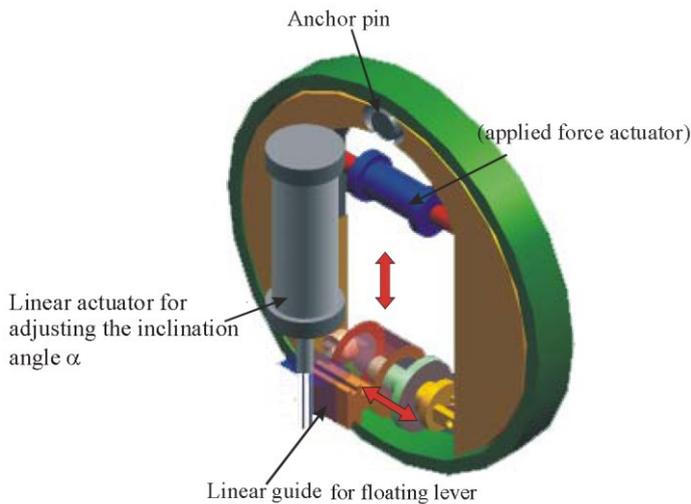


Abbildung 2-15: Prototyp einer kennwertgeregelten Duo-Servo-Trommelbremse^{52b}

Die Ergebnisse zeigen die prinzipielle Machbarkeit auf und führen zu einer geringeren Reibwertabhängigkeit der Bremse. Die Güte der Bremsenkennwertregelung fällt im Vergleich zu Leber allerdings geringer aus.

2.4 Forschungsbedarf

Aus dem Stand der Technik und Forschung geht hervor, dass EMB wegen des unbekanntenen Wirkungsgrades, auf Grund der Störgrößenabhängigkeit und der nichtlinearen Kennlinie der Bremse geregelt zu betreiben sind. Hierfür wird eine Rückführungsgröße benötigt, die vorzugsweise proportional zu der Bremskraft ist.⁵³ Die Proportionalität zur Bremskraft ist im Besonderen für den Einsatz von selbstverstärkenden Bremsen wichtig, da eine erhöhte Reibwertsensitivität vorliegt.

Bei elektromechanischen Scheibenbremsen wird primär der Ansatz der Spannkraftregelung verfolgt, da einerseits eine einfache Sensorintegration möglich ist und andererseits die Regelgröße eine Analogie zu heutigen druckgesteuerten Bremsen darstellt. Durch die geringe Reibwertsensitivität der Scheibenbremse befinden sich daraus entstehende Bremsmoment-schwankungen auf einem niedrigen Niveau.

Die Nutzung von selbstverstärkenden Bremsen für elektromechanische Anwendungen bieten das Potential, den Aktor kleiner zu dimensionieren und damit Masse und Kosten einzusparen, womit die Hauptnachteile von EMB reduziert werden.

Für die Regelung von elektromechanischen Trommelbremsen wurden kennwertgeregelte oder bremsmomentgeregelte Verfahren untersucht, um ungewünschte Bremsmoment-schwankungen zu kompensieren. Bei kennwertgeregelten Verfahren wird ein zweiter Aktor

⁵³ Schwarz, R.: Diss., Rekonstruktion der Bremskraft von EMB (1999), S. 5.

benötigt, wodurch diese Konzepte Nachteile hinsichtlich Komplexität und Bauraumbedarf aufweisen.

Bei den bremsmomentgeregelten Verfahren wird die Bremsmomentanpassung durch den Betätigungsaktor der Bremse durchgeführt, wodurch nur ein Aktor notwendig ist. Bremsmomentabweichungen werden direkt ausgeregelt und die Reibwertsensitivität kompensiert. Die bremsmomentgeregelten Bremsen zeigen hinsichtlich der Dosierbarkeit eine Verbesserung gegenüber hydraulisch betriebenen Systemen auf. Eine wirtschaftlich und technische Problemstellung stellt die Erfassung des Bremsmoments dar.⁵⁴

In Forschungsprojekten sowie zu Versuchszwecken bei konventionellen hydraulischen Bremsanlagen werden häufig externe Lösungen genutzt, wie bei Mahmoud mit einem Bremsmomentsensor oder bei Bill mit einem prototypischen externen Hebelmechanismus. Auf Fahrzeugebene werden Messfelgen genutzt. Die externen Lösungen zeigen ein geringes Maß an Systemintegration auf, obwohl die Sensorik ein zentraler Bestandteil der notwendigen Regelung ist. Ein integrierter Ansatz zur Erfassung des Bremsmoments, analog dem Vorgehen von Leber zur Erfassung des Bremsenkennwerts, ist für Simplex-Trommelbremsen nicht bekannt und bildet somit den notwendigen Forschungsbedarf einer integrierten Bremsmomentmessung ab.

⁵⁴ Bill, K. H.: Diss., Grundsatzuntersuchungen elektrischer Radbremmen (1992), S. 209.

3 Systemanalyse

In diesem Kapitel werden Genauigkeitsanforderungen an die Bremsmomentenerfassung aufgestellt und mögliche Messstellen für eine integrierte Bremsmomentmessung identifiziert.

3.1 Genauigkeitsanforderung

Für die Entwicklung einer elektromechanischen Trommelbremse, die auf einer Bremsmomentregelung basiert, stellt sich die Frage hinsichtlich der notwendigen Genauigkeit der Regelung. Nach Kennel⁵⁵ ist die Genauigkeit einer Regelung begrenzt durch auftretende Störgrößen, ungenaue Struktur bzw. Parameter der Regelstrecke oder durch Fehler in der Sensorik bzw. der Signalverarbeitung. Unter der Voraussetzung einer richtigen Reglerstruktur/-dimensionierung sind störgrößenbasierte Abweichungen für den stationären Betrieb durch den Regler zu kompensieren. Abweichungen in der Signalverarbeitung oder im Sensorsignal sind nicht vom Regler zu kompensieren und bestimmen dadurch die stationäre Genauigkeit der Regelung. Somit ist die Genauigkeit der Bremsmomentregelung abhängig von der Genauigkeit der Bremsmomentenerfassung.

Zur Ermittlung der notwendigen Genauigkeit in der Bremsmomenterzeugung werden verschiedene Quellen hinsichtlich der Auswirkungen von Bremsmomentabweichungen auf das Fahrverhalten analysiert. In Bezug auf eine Fahrzeugachse, bestehend aus zwei Bremsen, kann ein gleichläufiger oder wechselseitiger Fehler auftreten.

Bei gleichläufigem Fehler an einer Fahrzeugachse wird die Bremskraftverteilung des Bremssystems beeinflusst und führt zu Unter- bzw. Überbremsen an der entsprechenden Fahrzeugachse. Zur Sicherstellung der Fahrstabilität ist bei Fahrzeugen ohne Bremsregelfunktionen (z.B. ABS) ein Überbremsens der Hinterachse, d.h. dass diese vor der Vorderachse die Blockiergrenze erreicht, nach der ECE R 13 H nicht zulässig.⁵⁶ Da heutige Fahrzeuge mit entsprechende Bremsregelfunktionen ausgestattet sind, besitzt der Fall des Überbremsens keine Relevanz für die Definition der Sensorgenauigkeit. Der Fall des Unterbremsens kann zu einer zu geringen Verzögerung des Fahrzeugs führen. Für die Vorgabe der Mindestverzögerung ist in der ECE R 13 H definiert, dass mit einer Fußkraft von 500 N eine Verzögerung von 0,6 g zu erreichen ist.⁵⁶ Da es sich bei dem entwickelten System um ein BbW Brems-

⁵⁵ Kennel, R.: Fehlereinflüsse und Genauigkeit bei geregelten Systemen (2009), S. 275–279.

⁵⁶ Remfrey, J. et al.: Aufbau und Komponenten von Pkw-Bremsanlagen (2012), S. 118.

system handelt, ist die Fußkraft entkoppelt von der Verzögerung. Somit ist diese Anforderungen nicht relevant für die Definition der Sensorgenauigkeit, wodurch die gleichläufigen Abweichungen nicht weiter betrachtet werden.

Bei wechselseitigen Abweichungen auf einer Fahrzeugachse werden Bremsmomentdifferenzen erzeugt, die die Fahrstabilität beeinflussen können. Klaps und Day⁵⁷ definieren den Begriff „Schiefziehen“ als laterale Abweichungen in der Trajektorie während einer Geradeausbremsung (Abbildung 3-1). Ursächlich für das Auftreten des Schiefziehens sind unsymmetrische Eigenschaften im Reifen, in der Achse bzw. in der Achskinematik oder im erzeugten Bremsmoment. Ein Grenzwert wird in den Sensitivitätsuntersuchungen zum Schiefziehen nicht definiert.

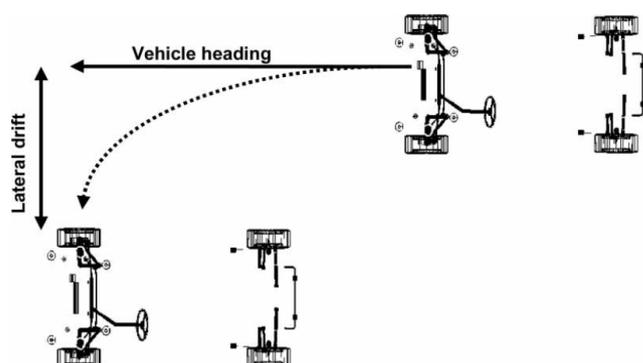


Abbildung 3-1: Laterale Abweichung von der Geradeausbremsung⁵⁸

Burckhardt⁵⁹ definiert, dass sich die Differenz der resultierenden Bremskräfte auf Grund von Reibwertunterschieden zwischen linker und rechter Seite einer Fahrzeugachse, unterhalb einer in der Lenkung spürbaren Grenze befindet. Der zulässige Differenzwert ist dabei eine fahrzeugspezifische Grenze, die von der Achsenbauform, den Achsparametern, und den elastokinematischen Eigenschaften abhängt. Dabei sind Vorderachsen mit negativem Lenkrollhalbmesser deutlich unempfindlicher gegenüber Bremsmomentdifferenzen.

Die Arbeiten von Neukum⁶⁰, Wesp⁶¹ und Simmermacher⁶² beschäftigen sich mit der Kontrollierbarkeit/Beherrschbarkeit bei der Aufgabe der Fahrzeugstabilisierung, bei aktiv aufgetragenen Lenkstörungen, an Vorder- bzw. Hinterachse. Die in Probandenstudien ermittelten Grenzwerte von Neukum zeigen auf, dass die Gierrate ein Bewertungsmaß mit einer hohen Korrelation zu der subjektiven Wahrnehmung hat. Eine Gierrate von 4 °/s bei 50 km/h und

⁵⁷ Klaps, J.; Day, A. J.: Steering drift and wheel movement during braking: Parameter sensitivity studies (2003).

⁵⁸ Mirza, N. et al.: Effect of component stiffness and deformation on vehicle lateral drift during braking (2009), S. 10.

⁵⁹ Burckhardt, M.: Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen (1991), S. 240.

⁶⁰ Neukum, A.; Reinelt, W.: Bewertung der Funktionssicherheit aktiver Lenksysteme (2005). (a) S. 174.

⁶¹ Wesp, A.: Diss., Analyse der Systemauslegungen und -störungen bei Hinterradlenkung (2011). (a) S. 112.

⁶² Simmermacher, D.: Diss., Objektive Beherrschbarkeit von Gierstörungen in Bremsmanövern (2013).

3 °/s bei 150 km/h wird als tolerierbar (nicht gefährlich) bewertet.^{60a} Wesp ermittelt auf Basis des Hinterradlenkeingriffs Grenzwerte von einer Gierrate von 12 °/s bei 100 km/h und 7,8 °/s bei 150 km/h.^{61a} Somit liegt kein eindeutiger Grenzwert für die Gierrate vor. Bei der Gierreaktion handelt es sich um eine fahrzeugspezifische Eigenschaft, wodurch eine generelle Bremsmomentgenauigkeit nicht abgeleitet werden kann. Weiterhin beziehen sich die ermittelten Grenzwerte auf Kontrollierbarkeitsaspekte und können nicht auf die Komfortanforderung des Schiefziehens übertragen werden.

In der Straßenverkehrsordnung (StVO) ist in der Richtlinie für die Prüfung der Bremsanlagen ein Grenzwert für die Gleichmäßigkeit der Bremswirkung im Abschnitt 6.3.3 definiert.⁶³ In Bezug auf das Bremsmoment darf auf einer Fahrzeugachse in den oberen 2/3 des Prüfbereichs die Abweichung nicht mehr als 25 % bzgl. des größeren Wertes, entsprechend Formel 3.1, betragen (Abbildung 3-2). Der Versuch wird auf einem Rollenprüfstand durchgeführt.

$$\frac{|M_{li} - M_{re}|}{\max(M_{li}; M_{re})} \leq 0,25 \quad (3.1)$$

Neben dem zulässigen Grenzwert wird definiert, dass die Bremswirkung im Fahrversuch einzuschätzen ist im Hinblick auf das Blockierverhalten, Eigenlenkbewegungen und Spurhaltung. Dabei ist eine übermäßige Abweichung der Fahrspur nicht zulässig. Eine spezifische Definition der übermäßigen Abweichung liegt nicht vor.

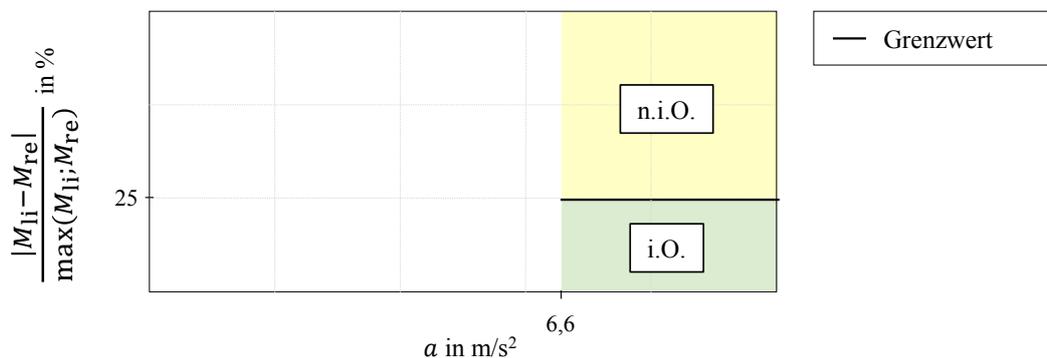


Abbildung 3-2: Grenzwert für das relative Differenzbremsmoment einer Fahrzeugachse über der Verzögerung

In der ECE R 13 H ist im Abschnitt 5.2.8⁶⁴ definiert, dass die Bremskräfte symmetrisch zur Fahrzeuglängsachse sein sollen. Treten auf Grund von Bremsregelfunktionen oder einem Defekt im Bremssystem Abweichungen auf einer Fahrzeugachse von

- 25 %, bezogen auf den höheren Bremsdruck, bei einer Verzögerung von $a \geq 2 \text{ m/s}^2$ oder

⁶³ Bundesministerium für Verkehr: Prüfung der Bremsanlagen von Fahrzeugen (2012).

⁶⁴ UN-ECE: ECE Nr. 13-H (2015), S. 11.

- 25 % des Werts bei einer Verzögerung von $a = 2 \text{ m/s}^2$, bezogen auf den höheren Bremsdruck, bei einer Verzögerung von $a < 2 \text{ m/s}^2$ auf,

ist der Fahrer durch eine Warnleuchte zu informieren (Abbildung 3-3). Die definierte Warnschwelle zeigt einen prozentualen Zusammenhang für größere Verzögerungen/Bremsdrücke und einen konstanten Differenzdruck für kleine Verzögerungen/Bremsdrücke, was durch die hohe Sensitivität von prozentualen Werten nahe Null auf Abweichungen sinnvoll ist. Da die Warnschwelle bremsdruckbasierte und nicht bremskraft-/bremsmomentbasiert ist, ist auf Grund der Reibwertabhängigkeit der beiden Größen nur eine eingeschränkte Eignung zur Ermittlung der notwendigen Bremsmomentgenauigkeit gegeben. Durch die Vorgabe eines nominellen Reibwerts kann eine entsprechende Bremsmomentwarnschwelle definiert werden.

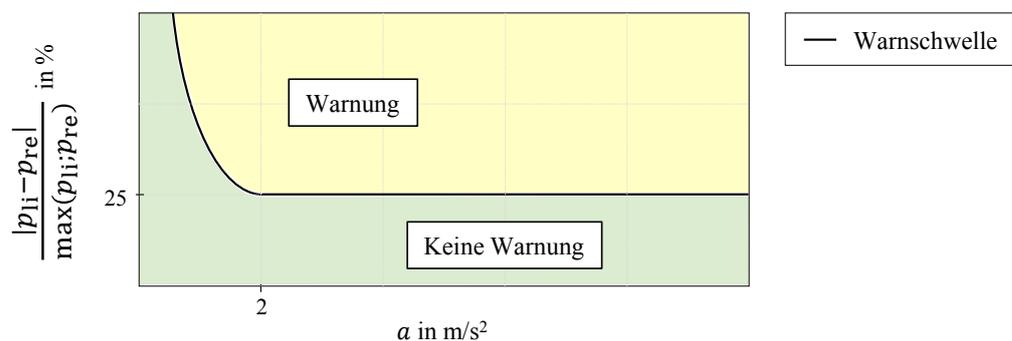


Abbildung 3-3: Warnschwelle für den relativen Differenzbremsdruck einer Fahrzeugachse über der Verzögerung

Aus der ECE R 13 H und der StVO lässt sich der Grenzwert von 25 % Bremsmomentdifferenz auf einer Achse für hohe Bremsmomente ableiten. Für geringe Verzögerungen bzw. Bremsmomente wird der Grenzwert der ECE R 13 H bei 2 m/s^2 angenommen. Für die Sensorgenauigkeit ergibt sich somit eine erlaubte wechselseitige Abweichung von $\pm 12,5 \%$ oberhalb von 2 m/s^2 .

3.2 Analyse von Messstellen

Als potentielle Messstelle zur Ermittlung des Bremsmoments bieten sich verschiedene Positionen im Fahrwerk an. Abbildung 3-4 zeigt die Kraftkopplung der Fahrwerkskomponenten vom Radträger bis zum Reifen. Nach Bill⁶⁵ bestehen die grundsätzlichen Möglichkeiten, das Bremsmoment direkt in dem Eingriff von Bremse und Rad zu messen oder durch die Reaktionskraft zwischen der Radaufhängung und der Bremse. Bei dem Ansatz von Bill handelt es sich um eine Ermittlung des Bremsmoments in den Schnittstellen der Bremse. Dabei wird die Bremse als Black-Box betrachtet. Der Vorteil hierbei ist, dass diese Messstellen

⁶⁵ Bill, K. H.: Diss., Grundsatzuntersuchungen elektrischer Radbremsen (1992), S. 67.

unabhängig von der Art der Bremse sind, insofern einheitliche Schnittstellen vorliegen. Da die Schnittstellen allerdings herstellerspezifisch variieren können, ist ein modularer Ansatz notwendig.

Neben der Messung in den Schnittstellen ist eine Ermittlung des Bremsmoments durch die im Inneren der Bremse wirkenden Kräfte denkbar. Diese Messstellen weisen im Vergleich zu den Messverfahren in den Schnittstellen ein hohes Integrationsmaß in das Subsystem Bremse auf. Durch die aus der Abbildung 3-4 erkennbaren mehrfachen Kraftpfade innerhalb des Subsystems Bremse lässt sich ein erhöhter Aufwand in der Ermittlung des Bremsmoments erahnen. Zur Beurteilung ist eine Betrachtung der einzelnen Komponenten notwendig.

Der in Kapitel 2.3.1.4 vorgestellte Ansatz zur Ermittlung der Spannkraft und Reibkraft durch die Messung der Kräfte im Bremsbelag bei Scheibenbremsen, ist bei Trommelbremsen auf Grund der komplexen Geometrie der Bremsbacken nicht direkt zu übertragen und eine Umsetzung somit fraglich. Darüber hinaus ist die Integration der Messung in das verschleißbehaftete Bauteil der Bremsbeläge aus wirtschaftlichen Gründen nicht sinnvoll, wodurch dieser Ansatz nicht weiterverfolgt wird.

Durch die Messung der Kräfte in der Spreizeinheit ist eine Ermittlung des Bremsmoments nicht sinnvoll, da die Reibwertabhängigkeit des Kontakts von Bremsbelag zu Trommel nicht identifiziert werden kann.

Die Messung der Kräfte im Abstützlager und in der Rückenplatte stellen somit die verbleibenden Komponenten im Kraftfluss dar. Zur Identifikation eines geeigneten Messverfahrens ist eine detaillierte Systemidentifikation notwendig.

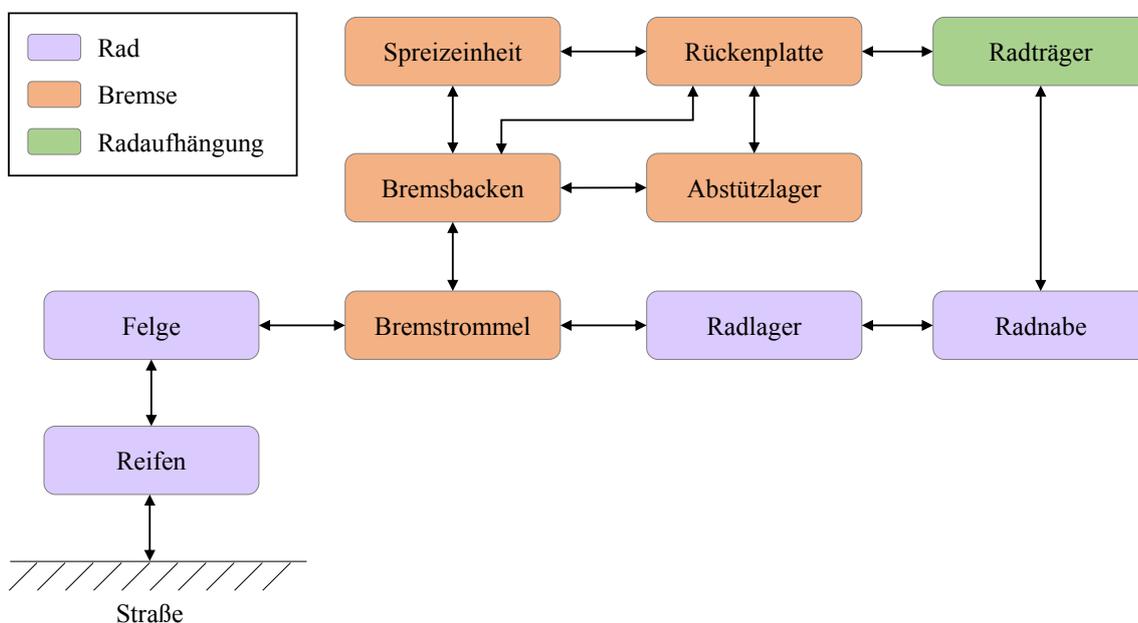


Abbildung 3-4: Kraftkopplung von Fahrwerkskomponenten mit einer Trommelbremse⁶⁶

⁶⁶ Eigene Darstellung basierend auf: Winner, H. et al.: Die Bremse im mechatronischen Fahrwerk (2012), S. 493.

4 Systemidentifikation

In diesem Kapitel wird mit einem analytischen Modell zur Identifikation der Kräfte und Momente im Inneren der Trommelbremse ein Messverfahren zur Bremsmomentermittlung bestimmt und eine Untersuchungshypothese abgeleitet. Basierend auf dem Messverfahren wird eine Möglichkeit aufgezeigt, weitere Kenngrößen der Bremse zu ermitteln. Mit einer Sensitivitäts- und Robustheitsanalyse werden die Eigenschaften und das Verhalten des Messverfahrens identifiziert. Die Inhalte dieses Kapitels sind zum Teil in der Veröffentlichung zur Sensitivitätsanalyse des Messverfahrens⁶⁷ aufgeführt.

4.1 Theorie der Bremsmomentermittlung

Zur Berechnung der inneren Übersetzung C^* von Simplex-Trommelbremsen mit gleitendem Abstützlager existieren verschiedene Ansätze, die sich im Grad der Detaillierung unterscheiden.

Eine der bekanntesten Berechnungen geht dabei auf Kößler⁶⁸ zurück. Dabei wird vorausgesetzt, dass die Backen und die Trommel nicht elastisch sind, die Bremsbelagdicke und der Reibwert über den Bremsbelagumfang unveränderlich sind und der Bremsbelag ideal (d.h. proportional) elastisch reagiert. In Abbildung 4-1 sind die Kräfte und Geometriegrößen einer Bremsbacke dargestellt. Die y -Achse bildet die Symmetrieachse der Trommelbremse. In Abhängigkeit der Drehrichtung der Trommel sind die nachfolgenden Zusammenhänge für die auflaufende bzw. ablaufende Bremsbacke zu verstehen. Für die Berechnung von Gleitbackenbremsen wird das Koordinatensystem um den Winkel β gedreht, sodass die x -Achse in der Winkelhalbierenden des Bremsbelagöffnungswinkels α_0 liegt. Durch die symmetrische Position des Bremsbelagöffnungswinkels zur Achse x' vereinfacht sich im Folgenden die Berechnung der inneren Übersetzung. Zur Berechnung des Winkels β nach Formel 4.1 wird der Bremsbelaganfangswinkel α_1 und der Bremsbelagöffnungswinkel benötigt.

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \left(\frac{\alpha_0}{2} + \alpha_1 \right) \quad (4.1)$$

Das ursprüngliche Koordinatensystem mit den Achsen x und y gilt dabei für die geometrischen Größen der Bremse. Das gedrehte Koordinatensystem mit den Achsen x' und y' wird für die Berechnung genutzt. Neben den bremsbelagrelevanten geometrischen Größen sind die Kräfte auf die Bremsbacken an der Spreizeinheit (F_{Se}), am Abstützlager (F_{Al}) und am

⁶⁷ Vey, C.; Winner, H.: Concept of a torque sensor for simplex drum brakes (2020).

⁶⁸ Kößler, P.: Berechnung von Innenbacken-Bremsen (1957), S. 5–8.

Bremsbelag ($F_{Be,N}(\alpha)$, $F_{Be,R}(\alpha)$), die sich in Normal- und Reibkraft aufteilen, zu berücksichtigen sowie die entsprechenden Hebelarme zum Mittelpunkt. Diese sind der Trommeldurchmesser (r_{Tr}), die Abstände des Kräfteinleitungspunkts von Spreizeinheit und Abstützlager in x - und y -Richtung ($\ell_{x,Se}$, $\ell_{y,Se}$, $\ell_{x,Al}$, $\ell_{y,Al}$) und die Winkel der Kräfte an der Spreizeinheit und am Abstützlager (γ , δ). Die Kräfte der Rückholfeder werden nicht berücksichtigt, da diese im Vergleich zu den wirkenden Spreizkräften vernachlässigbar klein sind.

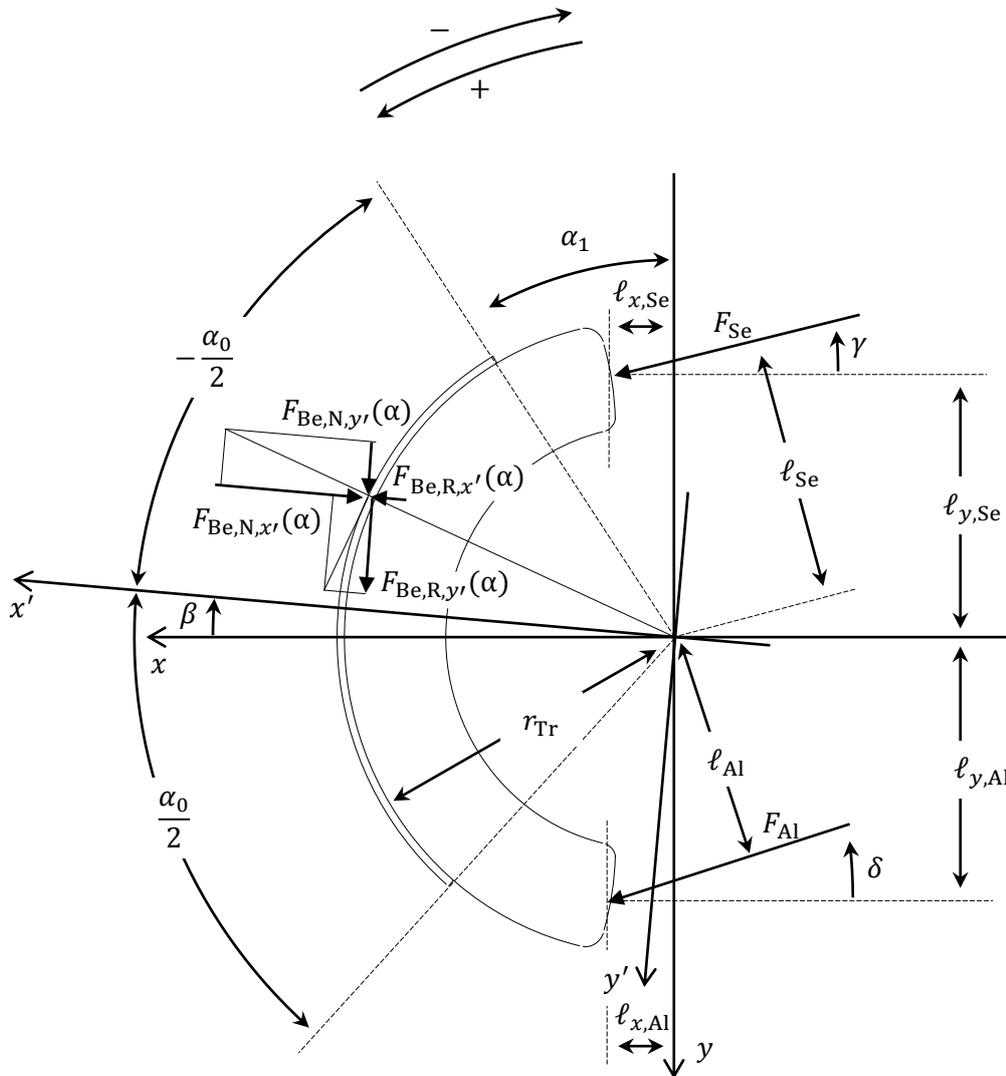


Abbildung 4-1: Freikörperbild einer gleitendgelagerten Bremsbacke⁶⁹

Durch Auflösen der drei Gleichgewichtsformeln Summe aller Kräfte in x' -Richtung Formel 4.2, Summe aller Kräfte in y' -Richtung Formel 4.3, und Summe aller Momente um den Mittelpunkt Formel 4.4, wird der Bremsenkennwert berechnet. Hierbei gelten die oberen Vorzeichen für die auflaufende Bremsbacke und die unteren Vorzeichen für die ablaufende Bremsbacke.

⁶⁹ Eigene Darstellung basierend auf: Kößler, P.: Berechnung von Innenbacken-Bremsen (1957), S. 7.

$$F_{Se} \cdot \cos(\gamma + \beta) - \int_{-\frac{\alpha_0}{2}}^{\frac{\alpha_0}{2}} (F_{Be,N,x'}(\alpha) \pm F_{Be,R,x'}(\alpha)) d\alpha + F_{Al} \cdot \cos(\delta + \beta) = 0 \quad (4.2)$$

$$F_{Se} \cdot \sin(\gamma + \beta) + \int_{-\frac{\alpha_0}{2}}^{\frac{\alpha_0}{2}} (F_{Be,N,y'}(\alpha) \pm F_{Be,R,y'}(\alpha)) d\alpha + F_{Al} \cdot \sin(\delta + \beta) = 0 \quad (4.3)$$

$$F_{Se} \cdot \ell_{Se} \pm r_{Tr} \cdot \int_{-\frac{\alpha_0}{2}}^{\frac{\alpha_0}{2}} F_{Be,R}(\alpha) d\alpha - F_{Al} \cdot \ell_{Al} = 0 \quad (4.4)$$

Mit dem für die jeweilige Bremsbacke geltenden Zusammenhang in Formel 4.5, dass die Umfangskraft $F_{U,\pm}$ dem Integral der Reibkraft entspricht und sich über den Trommelradius das Bremsmoment $M_{Br,\pm}$ ergibt, wird die innere Übersetzung für die jeweilige Bremsbacke C_{\pm}^* nach Formel 4.6 beschrieben.

$$M_{Br,\pm} = r_{Tr} \cdot F_{U,\pm} = r_{Tr} \cdot \int_{-\frac{\alpha_0}{2}}^{\frac{\alpha_0}{2}} F_{Be,R,\pm}(\alpha) d\alpha \quad (4.5)$$

$$\begin{aligned} C_{\pm}^*(\mu_{Be}, \ell_{Al}, \ell_{Se}, r_{Tr}, \alpha_0, \delta, \beta, \gamma) &= \frac{F_{U,\pm}}{F_{Se,\pm}} \\ &= \frac{[\ell_{Al} \cos(\gamma + \beta) + \ell_{Se} \cos(\delta + \beta)] \mp \mu_{Be} [\ell_{Al} \sin(\gamma + \beta) + \ell_{Se} \sin(\delta + \beta)]}{\frac{\sin \alpha_0 + \alpha_0}{4 \sin \frac{\alpha_0}{2}} \ell_{Al} \left(\mu_{Be} + \frac{1}{\mu_{Be}} \right) + r_{Tr} [\mu_{Be} \sin(\delta + \beta) \mp \cos(\delta + \beta)]} \end{aligned} \quad (4.6)$$

Zur Übersichtlichkeit werden die Hilfsvariablen $H1$ bis $H5$ eingeführt.

$$C_{\pm}^* = \frac{F_{U,\pm}}{F_{Se,\pm}} = \frac{H_1 \mp \mu_{Be} \cdot H_2}{H_3 \cdot \left(\mu_{Be} + \frac{1}{\mu_{Be}} \right) + \mu_{Be} \cdot H_4 \mp H_5} \quad (4.7)$$

mit

$$H_1 = \ell_{Al} \cdot \cos(\gamma + \beta) + \ell_{Se} \cdot \cos(\delta + \beta) \quad (4.8)$$

$$H_2 = \ell_{Al} \cdot \sin(\gamma + \beta) + \ell_{Se} \cdot \sin(\delta + \beta) \quad (4.9)$$

$$H_3 = \frac{\sin \alpha_0 + \alpha_0}{4 \sin \frac{\alpha_0}{2}} \cdot \ell_{Al} \quad (4.10)$$

$$H_4 = r_{Tr} \cdot \sin(\delta + \beta) \quad (4.11)$$

$$H_5 = r_{Tr} \cdot \cos(\delta + \beta) \quad (4.12)$$

Mit der Berechnung der inneren Übersetzung für die jeweilige Bremsbacke, lässt sich der Bremsenkennwert für die gesamte Bremse als Summe der beiden einzelnen Bremsenkennwerte ermitteln.

$$C^* = C_+^* + C_-^* \quad (4.13)$$

Zur Ermittlung der Hebelarme der Kräfte am Abstützlager und an der Spreizeinheit verdeutlicht Abbildung 4-2 die Zusammenhänge. Dabei ist der Winkel der Kraft am Abstützlager δ bei Gleitbackenbremsen nach Formel 4.14 durch den Winkel des Abstützlagers δ_{Al} und die auftretenden Reibungswinkel am Abstützlager δ_R nach Formel 4.15 gegeben. Der Abstand ℓ_{Al} der Abstützkraft zum Mittelpunkt berechnet sich nach Formel 4.16 in Abhängigkeit der Position des Kraftangriffspunktes und dem Winkel der Kraft. Die Berücksichtigung der Reibung wird bei Köbller lediglich für das Abstützlager als zusätzliche Einflussgröße erwähnt, allerdings nicht für die Spreizeinheit. Der Winkel und der Abstand der Spreizkraft zum Mittelpunkt wird analog zum Vorgehen der Abstützkraft ermittelt (Formel 4.17 bis 4.19), mit dem Winkel der Spreizeinheit γ_{Se} und der Reibung in der Kontaktstelle γ_R .

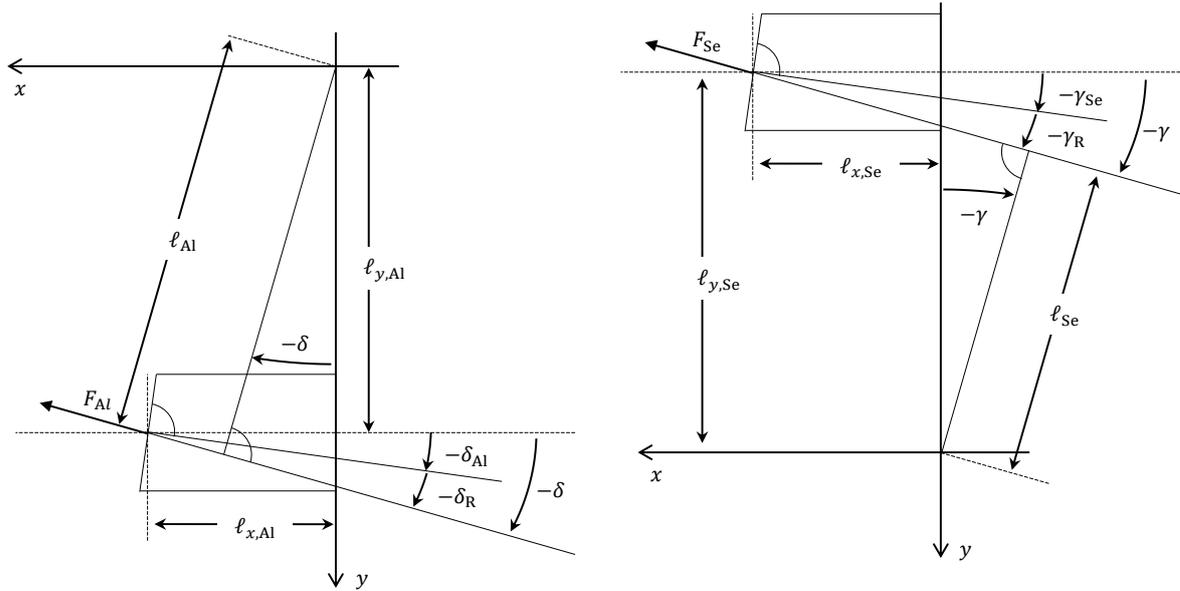


Abbildung 4-2: Freikörperbild von Abstützlager (links) und Spreizeinheit (rechts)

$$\delta_{\pm} = \delta_{Al} \mp \delta_R \quad (4.14)$$

$$\delta_R = \arctan(\mu_{Ab}) \quad (4.15)$$

$$\ell_{Al} = [\ell_{y,Al} - \ell_{x,Al} \tan(\delta)] \cdot \cos(\delta) \quad (4.16)$$

$$\gamma_{\pm} = \gamma_{Se} \mp \gamma_R \quad (4.17)$$

$$\gamma_R = \arctan(\mu_{Se}) \quad (4.18)$$

$$\ell_{Se} = [\ell_{y,Se} + \ell_{x,Se} \tan(\gamma)] \cdot \cos(\gamma) \quad (4.19)$$

Neben der Vielzahl an geometrischen Parametern der Trommelbremse zur Berechnung der inneren Übersetzung ist somit die Berücksichtigung der Reibung an den Kontaktstellen von den Bremsbacken zu der Spreizeinheit und dem Abstützlager relevant.

Basierend auf der inneren Übersetzung lässt sich das resultierende Bremsmoment als Summe der Momente der jeweiligen Bremsbacken bestimmen, die nach Formel 4.5 zu berechnen sind. Da die Geometrie von auflaufender und ablaufender Seite gespiegelt ist und die Reibrichtung von Trommel zu Bremsbelag invertiert ist, ergibt sich Formel 4.20

$$M_{Br} = M_+ + M_- = r_{Tr} \int_{-\frac{\alpha_0}{2}}^{\frac{\alpha_0}{2}} F_{Be,R,+}(\alpha) d\alpha + r_{Tr} \int_{-\frac{\alpha_0}{2}}^{\frac{\alpha_0}{2}} F_{Be,R,-}(\alpha) d\alpha \quad (4.20)$$

Durch Umstellen der Gleichung 4.4 nach der Bremsbelagreibkraft und Einsetzen in Formel 4.21 resultiert für das Bremsmoment eine Gleichung, die von den Kräften am Abstützlager und an der Spreizeinheit abhängt sowie den entsprechenden Hebelarmen. Hierbei handelt es sich um ein berechnetes Bremsmoment $\tilde{M}(\mu_{Al}; \mu_{Se})$, das lediglich auf der Basis der internen Kräfte, Geometrien und Reibkoeffizienten berechnet wird. Da der Reibkoeffizient an den Kontaktstellen der Bremsbacken zu Abstützlager bzw. Spreizeinheit variieren kann, wird das berechnete Bremsmoment in Abhängigkeit der Reibwerte dargestellt.

$$\begin{aligned} \tilde{M}(\mu_{Al}; \mu_{Se}) = & F_{Al,+} \cdot \ell_{Al,+}(\mu_{Al}) - F_{Al,-} \cdot \ell_{Al,-}(\mu_{Al}) - F_{Se,+} \cdot \ell_{Se,+}(\mu_{Se}) \\ & + F_{Se,-} \cdot \ell_{Se,-}(\mu_{Se}) \end{aligned} \quad (4.21)$$

Unter der Annahme von identischen Spreizkräften ($F_{Se,+} \equiv F_{Se,-}$) von auflaufender und ablaufender Seite bei einer schwimmend gelagerten Spreizeinheit und gleichen Hebelarmen ($\ell_{Al,+} \equiv \ell_{Al,-}$; $\ell_{Se,+} \equiv \ell_{Se,-}$) bei identischer Geometrie und Reibungsfreiheit in den Kontaktstellen ($\mu_{Al} = 0$; $\mu_{Se} = 0$), vereinfacht sich die Gleichung für das Bremsmoment.

$$\tilde{M}(0; 0) = (F_{Al,+} - F_{Al,-}) \cdot \ell_{y,Al} = \Delta F_{Al} \cdot \ell_{y,Al} \quad (4.22)$$

Gleichung 4.22 zeigt auf, dass sich das Bremsmoment aus der Differenz der Kräfte im Abstützlager und den Hebelarm der Krafteinleitung im Abstützlager zum Mittelpunkt berechnet. So erscheint es möglich, über die Messung der Differenzkraft $\Delta F_{Al} = (F_{Al,+} - F_{Al,-})$ im Abstützlager das Bremsmoments zu bestimmen, was auch die Grundlage der Patentanmeldung⁷⁰ ist.

Aus der theoretischen Untersuchung der Trommelbremse lässt sich die Fragestellung ableiten, ob und unter welchen Bedingungen die Messung der Kräfte im Abstützlager einen Rückschluss auf das vorliegende Bremsmoment zulässt. Basierend auf dem Stand der Forschung und Technik ist ein Berechnungsmodell entwickelt worden, aus dem folgende Hypothese abgeleitet wird.

H1 Die Differenz der Kräfte im Abstützlager ist, bei identischer Spreizkraft von auflaufender und ablaufender Backe und Reibungsfreiheit an den Kontaktstellen von Bremsbacken zu Abstützlager und Spreizeinheit, proportional dem Bremsmoment.

Als Bewertungsgröße wird der virtuelle Hebelarm ℓ_{vir} eingeführt. Dieser beschreibt nach Formel 4.23 das Verhältnis von Bremsmoment zur Differenzkraft im Abstützlager.

⁷⁰ Vey, C.; et. al.: Verfahren zur Bremsmomentermittlung (2018).

$$\ell_{\text{vir}} = \frac{M_{\text{Br}}}{\Delta F_{\text{Al}}} \quad (4.23)$$

Weitere Bewertungsgrößen sind die Differenz (absoluter Fehler) des berechneten Bremsmoments $\tilde{M}(\mu_{\text{Al}}; \mu_{\text{Se}})$ zum gemessenen Bremsmoment M_{SMP} sowie die prozentuale Abweichung (relativer Fehler).

$$\Delta\tilde{M} = \tilde{M}(\mu_{\text{Al}}; \mu_{\text{Se}}) - M_{\text{SMP}} \quad (4.24)$$

$$RM(\tilde{M}(\mu_{\text{Al}}; \mu_{\text{Se}}), M_{\text{SMP}}) = \frac{\tilde{M}(\mu_{\text{Al}}; \mu_{\text{Se}}) - M_{\text{SMP}}}{M_{\text{SMP}}} \quad (4.25)$$

4.2 Sensitivitätsanalyse der Bremsmomentberechnung

Das berechnete Bremsmoment \tilde{M} nach Formel 4.21 hängt von verschiedenen geometrischen Parametern der Bremse und den intern wirkenden Kräften ab. Zur Analyse des Einflusses der einzelnen Parameter auf den Bremskennwert und den virtuellen Hebelarm wird eine lokale Sensitivitätsanalyse durchgeführt, bei der basierend auf einem Arbeitspunkt die Parameter einzeln variiert werden.

4.2.1 Vorgehen

Die lokale Sensitivitätsanalyse wird für zwei verschiedene Parametersätze durchgeführt. Tabelle 4-1 zeigt die Parameter mit ihren initialen Werten (Arbeitspunkte) und den jeweiligen Variationsbereichen. Parametersatz 1 und 2 (Par 1; Par 2) unterscheiden sich durch die Berücksichtigung der Reibung in den Kontaktstellen von Bremsbacke zu Spreizeinheit und Abstützlager.

Für den Bremskennwert (Formel 4.26) und den virtuellen Hebelarm (Formel 4.27) werden die relativen Änderungen zu ihren initialen Werten berechnet. Diese basieren auf dem Parametersatz 1 und ergeben für die innere Übersetzung $C_{0,\text{Par1}}^* = 1,91$ und für den virtuellen Hebelarm $\ell_{\text{vir},0,\text{Par1}} = 93 \text{ mm}$, der dem Abstand des Abstützlagers in y -Richtung entspricht.

Die Werte für Parameter 1 entsprechen dem vereinfachten Fall für identische Hebelarme und identische Spreizkräfte. Die Werte für Parametersatz 2 berücksichtigen die Reibung an der Kontaktstelle von Bremsbacke zu Spreizeinheit bzw. Abstützlager. Für die Reibkoeffizienten wird $\mu_{\text{Al}} \equiv \mu_{\text{Se}} = 0,1$ vorgegeben. Die Variation der Parameter wird für die auflaufende und ablaufende Seite gleichzeitig durchgeführt.

$$RC^*(C^*; C_{0,Par1}^*) = \frac{C^* - C_{0,Par1}^*}{C_{0,Par1}^*} \quad (4.26)$$

$$R\ell_{vir}(\ell_{vir}; \ell_{vir,0,Par1}) = \frac{\ell_{vir} - \ell_{vir,0,Par1}}{\ell_{vir,0,Par1}} \quad (4.27)$$

Tabelle 4-1: Variationsparameter und -bereich der Sensitivitätsanalyse

Parameter	Zeichen	Initiale Werte für Par 1 (Par 2)	Variationsbereich	Einheit
Trommelradius	r_{Tr}	127	-	mm
Reibwert Trommel/Bremsbelag	μ_{Be}	0,36	0,2 – 0,5	-
Belagöffnungswinkel	α_0	104	80 – 130	°
Belaganfangswinkel	α_1	38	18 – 58	°
Abstand Abstützlager zur y-Achse	$\ell_{y,Al}$	93	80 – 110	mm
Abstand Abstützlager zur x-Achse	$\ell_{x,Al}$	20	10 – 30	mm
Winkel des Abstützlagers	δ_{Al}	0	-20 – 20	°
Reibwert Bremsbacke/Abstützlager	μ_{Al}	0 (0,1)	-0,2 – 0,2	-
Abstand Spreizeinheit zur y-Achse	$\ell_{y,Se}$	96	80 – 110	mm
Abstand Spreizeinheit zur x-Achse	$\ell_{x,Se}$	30	20 – 40	mm
Winkel der Spreizeinheit	γ_{Se}	0	-20 – 20	°
Reibwert Bremsbacke/Spreizeinheit	μ_{Se}	0 (0,1)	-0,2 – 0,2	-

4.2.2 Ergebnisse

Die Ergebnisse werden für die jeweiligen Parameter in die Gruppen bremsbelagbezogene, abstützlagerbezogene und spreizeinheitsbezogene Parameter unterteilt.

4.2.2.1 Bremsbelagbezogene Parameter

Variation Reibwert Trommel/Bremsbelag

In Abbildung 4-3 ist der Einfluss auf die Bewertungsgrößen der Variation des Bremsbelagreibwerts dargestellt. Die Änderung des Bremsenkennwerts (linkes Diagramm) zeigt den aus

der Literatur⁷¹ bekannten progressiven Anstieg und damit die hohe Sensitivität gegenüber dem Parameter auf. Für den Parametersatz 1 mit Reibung an den Kontaktstellen, fällt die prozentuale Änderung des Bremskennwerts noch größer aus.

Das Verhalten des virtuellen Hebelarms ist für den vereinfachten Fall der Reibungsfreiheit an den Kontaktstellen der Spreizeinheit und am Abstützlager (Parametersatz 1) komplett unabhängig vom Reibwert. Bei Berücksichtigung der Reibung (Parametersatz 2) ist eine Beeinflussung zu erkennen, die mit ca. 3 % Änderungsrate sehr gering im Vergleich zur Änderung des Bremskennwerts ausfällt. Damit ist der virtuelle Hebelarm zur Bestimmung des Bremsmoments nahezu unabhängig von betriebsbedingten Reibwertschwankungen.

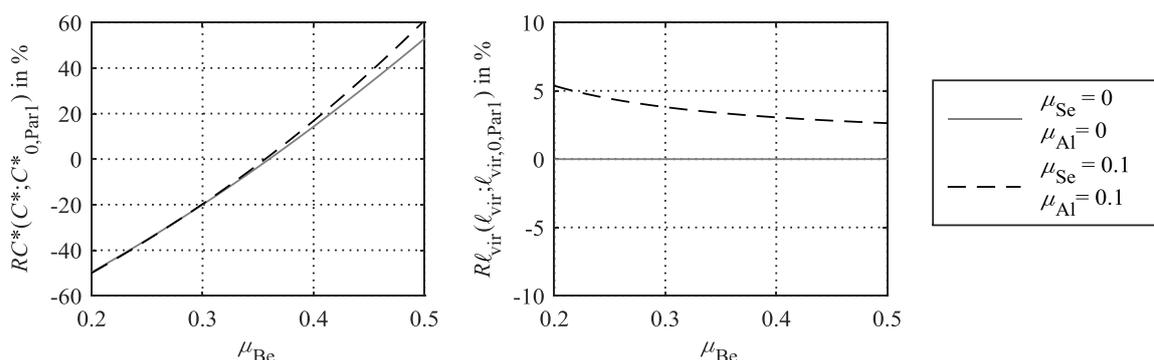


Abbildung 4-3: Einfluss des Belagreibwerts auf den Bremskennwert und den virtuellen Hebelarm

Variation Belagöffnungswinkel und Belagmittenwinkel

Der Belagöffnungswinkel und der Belagmittenwinkel zeigen beide einen großen Einfluss auf die innere Übersetzung auf. Der Belagöffnungswinkel weist ein progressives Verhalten mit einer maximalen Änderungsrate von 17 % für beide Parametersätze auf, die sich lediglich durch eine Offsetverschiebung auf Grund der geänderten Startparameter unterscheiden.

Der Belagmittenwinkel wird nach Formel 4.1 berechnet. Der dargestellte Variationsbereich von $-20^\circ < \beta < +20^\circ$ wird durch die Variation des Belaganfangswinkels von $18^\circ < \alpha_1 < 58^\circ$ bei konstantem Belagöffnungswinkel durchgeführt. Für den Belagmittenwinkel liegt ein progressiver Verlauf der inneren Übersetzung mit einem Maximalwert bei -15° für Parametersatz 1 und -10° für Parametersatz 2 vor. Für den Parametersatz 1 ohne Reibung an den Kontaktstellen der Bremsbacken fällt die Änderungsrate größer aus mit 28 %. Der Belagmittenwinkel weist im Vergleich zum Belagöffnungswinkel die größere Änderungsrate in dem gewählten Variationsbereich auf.

Beide Variationsparameter zeigen einen vernachlässigbaren Einfluss auf den virtuellen Hebelarm auf. Lediglich eine Offsetverschiebung zwischen Parametersatz 1 und 2 ist zu erkennen.

⁷¹ Remfrey, J. et al.: Aufbau und Komponenten von Pkw-Bremsanlagen (2012), S. 120.

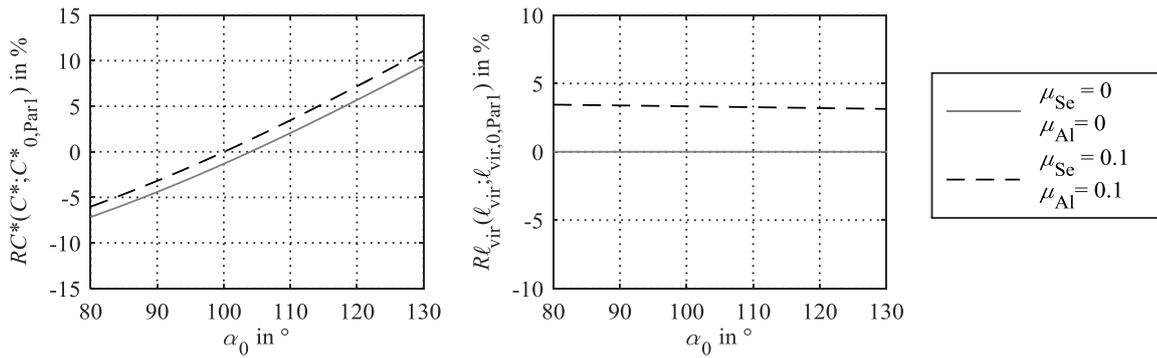


Abbildung 4-4: Einfluss des Belagöffnungswinkels auf den Bremsenkennwert und den virtuellen Hebelarm

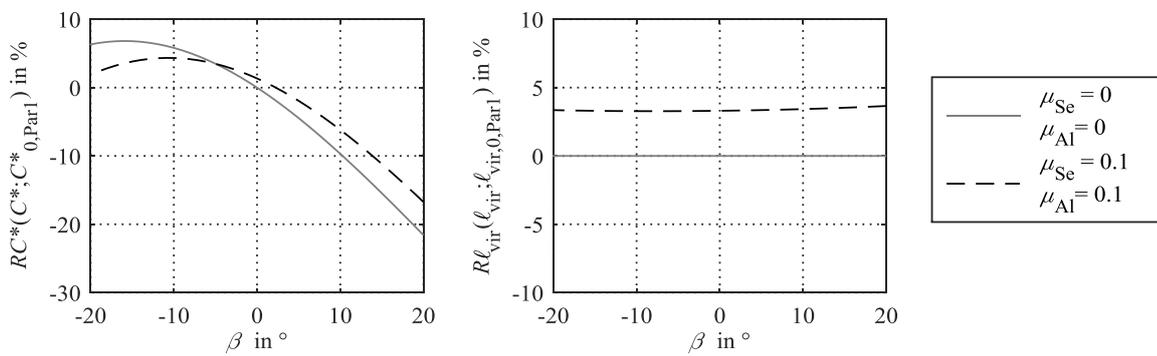


Abbildung 4-5: Einfluss des Belagmittenwinkels auf den Bremsenkennwert und den virtuellen Hebelarm

4.2.2.2 Abstützlagerbezogene Parameter

Variation Abstand Abstützlager zur y-Achse und zur x-Achse

Der Abstand des Abstützlagers in y -Richtung, der von $80 \text{ mm} < \ell_{y,Al} < 110 \text{ mm}$ variiert wird, zeigt einen starken nichtlinearen Einfluss auf die relative Änderung der inneren Übersetzung⁷², die mit steigendem Abstand kleiner wird. In dem untersuchten Variationsbereich liegt eine Änderungsrate von 37 % vor. Eine Abhängigkeit zu den gewählten Startparametern liegt nicht vor.

Für den virtuellen Hebelarm ist ein linearer Anstieg zu erkennen, mit einer Änderungsrate von 32 % im gewählten Variationsbereich. Dieser hohe Wert macht die direkte Abhängigkeit der Position des Abstützlagers zum virtuellen Hebelarm deutlich.

⁷² Leber, M.: Diss., Radbremse mit mechatronischer Kennwertregelung (1998), S. 48.

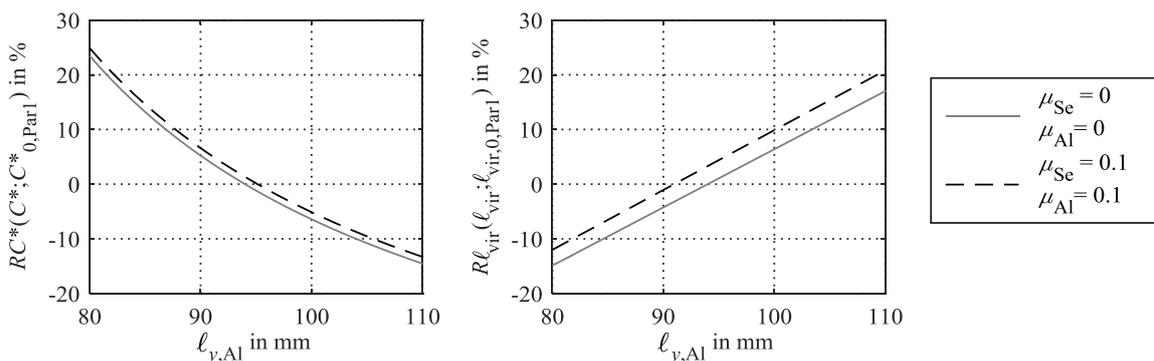


Abbildung 4-6: Einfluss der Position des Abstützlagers in y-Richtung auf den Bremsenkennwert und den virtuellen Hebelarm

Die Position in x-Richtung des Abstützlagers, die durch die Breite des Abstützlagers definiert ist, zeigt für den Parametersatz 1 keinen Einfluss für die beiden Bewertungsgrößen. Wird die Reibung in den Kontaktstellen der Bremsbacken berücksichtigt (Parametersatz 2) liegt eine leichte lineare Änderung von ca. 3 % vor. Das Verhalten der beiden Bewertungsgrößen ist dabei gegenläufig, mit einer Reduktion für den Bremsenkennwert und einer Zunahme für den virtuellen Hebelarm.

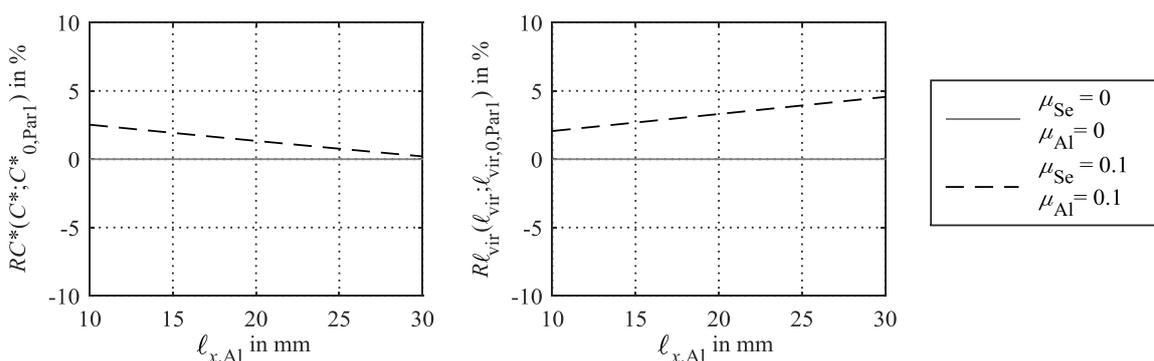


Abbildung 4-7: Einfluss der Position des Abstützlagers in x-Richtung auf den Bremsenkennwert und den virtuellen Hebelarm

Variation Winkel des Abstützlagers und Reibwert Bremsbacke/Abstützler

Der Winkel der Abstützkraft ist von dem Winkel des Abstützlagers und der Reibung in der Kontaktstelle zum Bremsbelag abhängig. Der Winkel des Abstützlagers wird von $-20^\circ < \delta_{Al} < +20^\circ$ variiert. Die Änderung der inneren Übersetzung ist hierbei linear und fällt mit steigendem Winkel. Der virtuelle Hebelarm zeigt einen nichtlinearen Verlauf mit einem Maximum. Für Parametersatz 1 fällt die Änderungsrate im gewählten Variationsbereich mit 15 % größer aus.

Der Reibwert an der Kontaktstelle Bremsbacke zum Abstützler wird von $0 < \mu_{Al} < 0,2$ variiert. Dies entspricht den Gleit- und Haftreibungswerten der Materialpaarung Stahl auf Stahl. Die relative Änderung zeigt für beide Bewertungsgrößen einen Anstieg von 4 %. Die innere Übersetzung steigt linear an, während der virtuelle Hebelarm einen degressiven Verlauf aufweist.

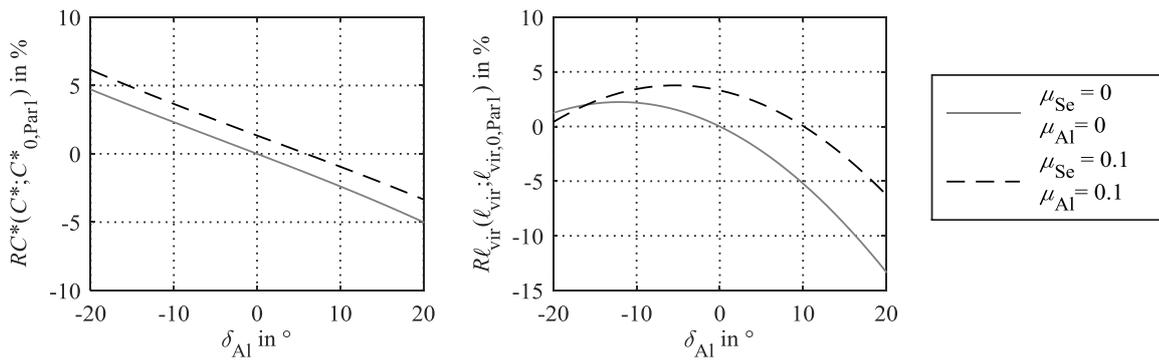


Abbildung 4-8: Einfluss der Abstützlagerwinkel auf den Bremsenkennwert und den virtuellen Hebelarm

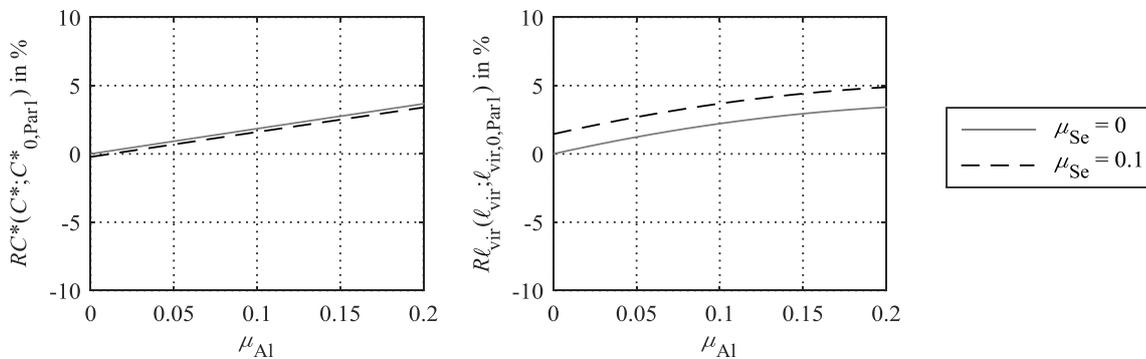


Abbildung 4-9: Einfluss der Reibung am Abstützlager auf den Bremsenkennwert und den virtuellen Hebelarm

4.2.2.3 Spreizeinheitsbezogene Parameter

Variation Abstand Spreizeinheit zur y-Achse und zur x-Achse

Der Abstand der Spreizeinheit in y-Richtung, der von $80 \text{ mm} < \ell_{y,Se} < 110 \text{ mm}$ variiert wird, zeigt einen linearen Anstieg für die innere Übersetzung mit einer Änderungsrate von 15 %, unabhängig vom gewählten Parametersatz. Der virtuelle Hebelarm zeigt keinen Einfluss für beide Parametersätze.

Der Abstand der Spreizeinheit in x-Richtung zeigt für den Parametersatz 1 keine Abhängigkeit zu den beiden Bewertungsgrößen auf. Durch die Berücksichtigung der Reibung an den Kontaktstellen der Bremsbacken in Parametersatz 2 ist eine leichte Änderung von -1 % bei der inneren Übersetzung und +1 % für den virtuellen Hebelarm zu erkennen.

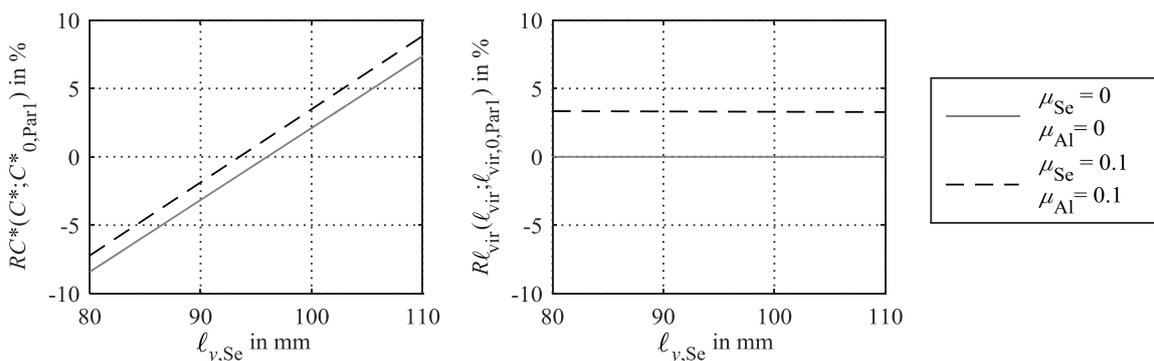


Abbildung 4-10: Einfluss der Spreizeinheitsposition in y-Richtung auf den Bremsenkennwert und den virtuellen Hebelarm

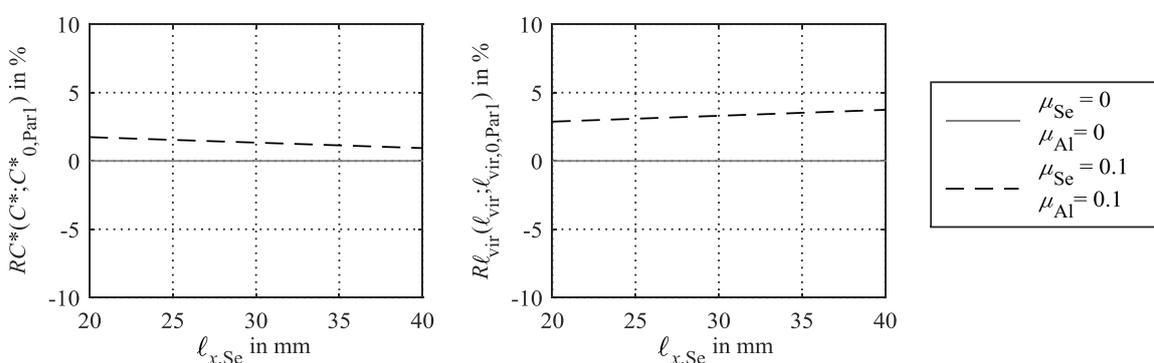


Abbildung 4-11: Einfluss der Spreizeinheitsposition in x-Richtung auf den Bremsenkennwert und den virtuellen Hebelarm

Variation Winkel der Spreizeinheit und Reibwert Bremsbacke/Spreizeinheit

Der Winkel der Spreizkraft ist von dem Winkel der Spreizeinheit und der Reibung in der Kontaktstelle zum Bremsbelag abhängig. Der Winkel der Spreizeinheit wird von $-20^\circ < \gamma_{se} < +20^\circ$ variiert. Die Änderung der inneren Übersetzung ist im Gegensatz zum Winkel am Abstützlager nichtlinear und weist ein Maximum bei 3° für Parametersatz 1 und 8° bei Parametersatz 2 auf. Die Änderungsrate fällt beim zweiten Parametersatz größer aus mit 13 %. Der virtuelle Hebelarm zeigt für den vereinfachten Fall (Parametersatz 1) keinen Einfluss und für den reibungsbehafteten Fall (Parametersatz 2) eine Reduktion von 3 %. Im Vergleich zum Winkel am Abstützlager ist die Sensitivität deutlich geringer.

Analog zum Reibwert im Abstützlager wird der Reibwert an der Kontaktstelle Bremsbacke zur Spreizeinheit von $0 < \mu_{se} < 0,2$ variiert. Der Einfluss auf die innere Übersetzung ist vernachlässigbar klein unterhalb von 1 %. Für den virtuellen Hebelarm liegt eine Änderung von 5 % vor, die mit steigender Reibung zunimmt und somit im Vergleich zur Reibung am Abstützlager einen erhöhten Einfluss aufweist.

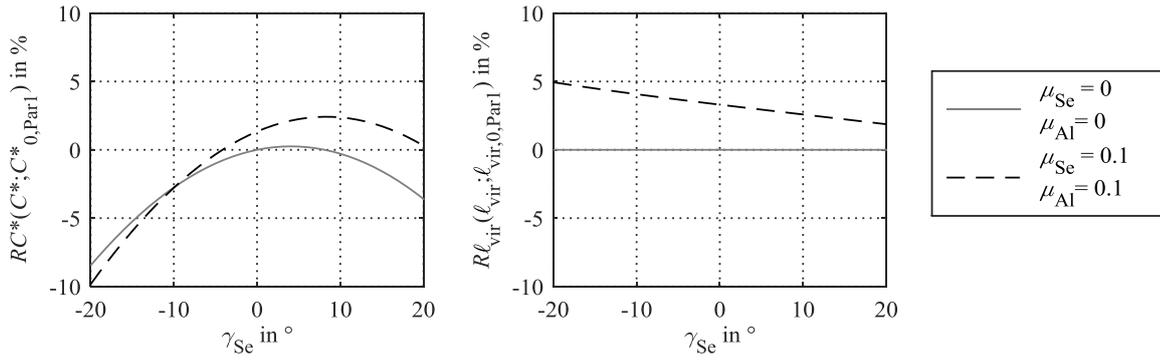


Abbildung 4-12: Einfluss des Spreizeinheitswinkels auf den Bremsenkennwert und den virtuellen Hebelarm

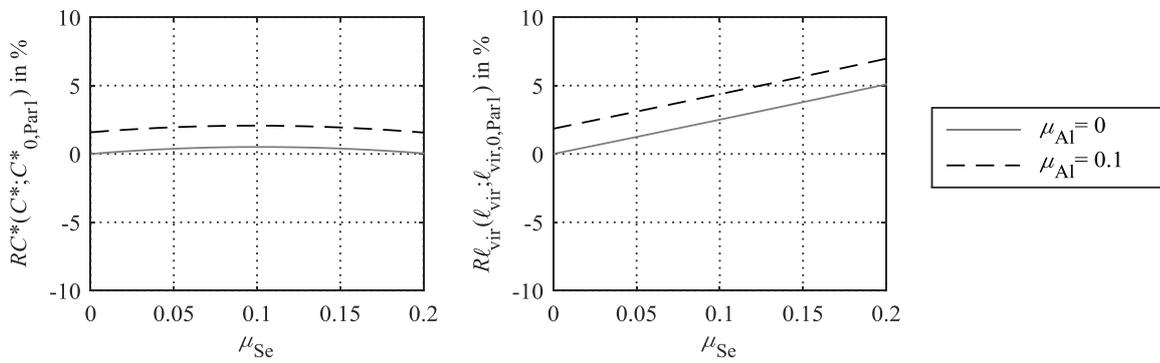


Abbildung 4-13: Einfluss der Reibung an der Spreizeinheit auf den Bremsenkennwert und den virtuellen Hebelarm

4.2.3 Diskussion der Ergebnisse

Die Sensitivitätsanalyse zeigt auf, dass die Parameter einen unterschiedlichen Einfluss auf die analysierten Werte haben. Innerhalb eines Parameter liegen ebenfalls unterschiedliche Einflüsse in Abhängigkeit des gewählten Parametersatzes vor. Für die Bewertung der Eignung einer Bremsmomentbestimmung über die Differenzkraft sind die betriebsabhängigen Änderungen zu analysieren. Zur Übersichtlichkeit wird die Änderung zwischen dem minimalen und maximalen Kennwert für jeden Parameter ausgewertet und in Abbildung 4-14 dargestellt.

$$\Delta RC^* = \max(RC^*(C^*; C_0^*)) - \min(RC^*(C^*; C_0^*)) \quad (4.28)$$

$$\Delta R\ell_{\text{vir}} = \max(R\ell_{\text{vir}}(\ell_{\text{vir}}; \ell_{\text{vir},0})) - \min(R\ell_{\text{vir}}(\ell_{\text{vir}}; \ell_{\text{vir},0})) \quad (4.29)$$

Für den Parametersatz 1 zeigen sieben Parameter keinen Einfluss auf den virtuellen Hebelarm auf und zwei dieser Parameter besitzen sogar keinen Einfluss auf die innere Übersetzung. Für den zweiten Parametersatz reduziert sich die Anzahl der unabhängigen Parameter auf drei Parameter für den virtuellen Hebelarm. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass die

getroffenen Vereinfachungen in Parametersatz 1 grundlegende Effekte und Abhängigkeiten darstellen, allerdings Abhängigkeiten, die zwischen einzelnen Parametern bestehen nicht identifiziert werden und die Berücksichtigung der Reibung in den Kontaktstellen der Bremsbacken, somit von Relevanz sind.

Die größte Änderung für die innere Übersetzung (102%) ist bei der Variation des Reibwerts von Trommel zu Bremsbelag zu finden. Der gewählte Variationsbereich ist der relevante Betriebsbereich für die Trommelbremse. Der virtuelle Hebelarm ist näherungsweise unabhängig vom Reibwert des Bremsbelags. Dieses Verhalten zeigt das große Potential der Messstelle im Abstützlager für eine reibwertunabhängige Bremsmomentermittlung auf.

Der Abstand des Abstützlagers in y -Richtung besitzt für beide Bewertungsgrößen eine hohe Sensitivität von über 30 %. Dieser Parameter ist primär durch die Konstruktion des Abstützlagers definiert. Der betriebsbedingte Verschleiß der Bremsbeläge und die damit auftretende Verschiebung der Bremsbacken kann zu einer Änderung des Kräfteinleitungspunkts am Abstützlager führen. Die Auswirkung ist dabei Abhängigkeit von der Geometrie der Schnittstelle von Abstützlager und Bremsbacke.

Der Einfluss des Winkels des Abstützlagers besitzt im Gegensatz zum Winkel der Spreizeinheit einen hohen Einfluss von 15 % auf den virtuellen Hebelarm. Da diese Werte ausschließlich konstruktionsabhängig sind, ist der Einfluss während des Betriebs nicht relevant.

Die Sensitivität der Reibung in den Kontaktstellen der Bremsbacke zum Abstützlager und zur Spreizeinheit fällt gering aus. Durch Kombination der beiden Effekte, die sich addieren, ergibt sich eine maximale Änderungsrate von 8 %. Der kurzzeitige betriebsbedingte Effekt einer Reibwertänderung ist in der Ermittlung des virtuellen Hebelarms zu berücksichtigen.

Die weiteren Parameter, die primär konstruktionsbedingt sind, besitzen eine geringe Sensitivität auf den virtuellen Hebelarm.

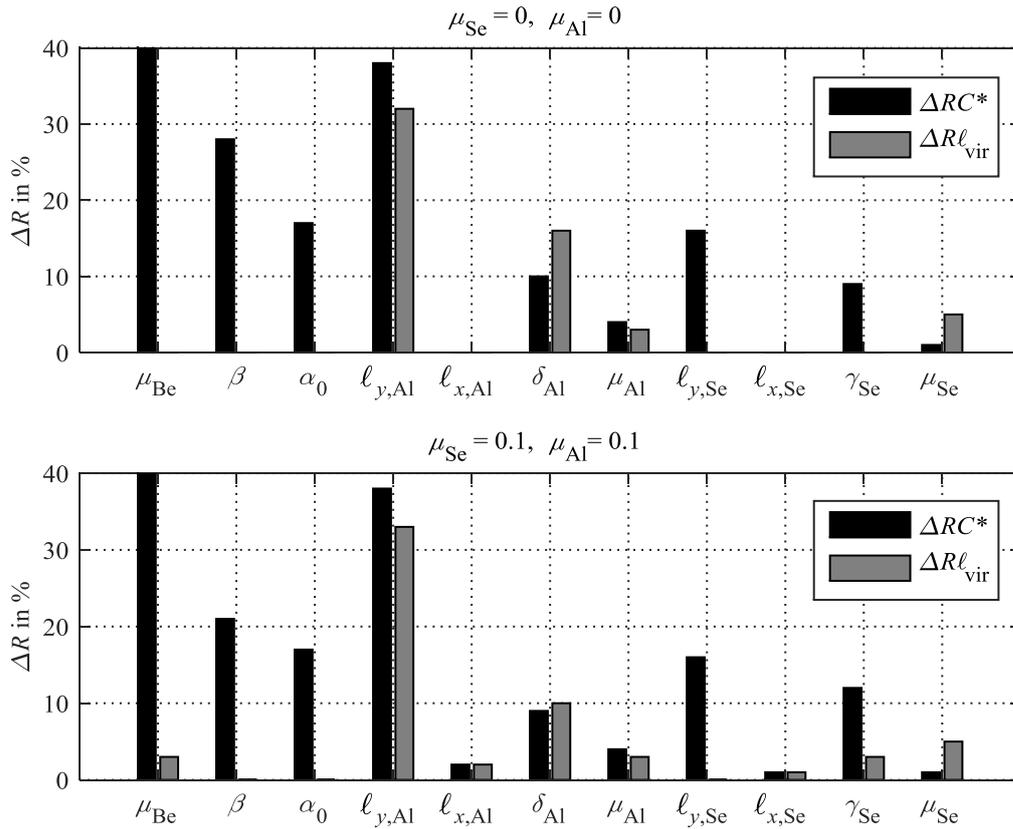


Abbildung 4-14: Änderungsraten der Variationsparameter

4.3 Theorie der Reibwert- und Spreizkraftermittlung

Aus der Betrachtung der Differenzkräfte im Abstützlager ist ein Zusammenhang zum Bremsmoment hergeleitet worden. Die Differenzbildung ist eine kombinierte Betrachtung der beiden Abstützkräfte. In diesem Kapitel werden die jeweiligen Kräfte am Abstützlager einzeln analysiert, um weitere Kenngrößen der Bremse zu ermitteln.

Basierend auf der Darstellung in Abbildung 4-1 werden die Bremsbacken separat analysiert. Aus den beiden Gleichungen zur Berechnung der inneren Übersetzung (Formel 4.30) und des Momentengleichgewichts um den Mittelpunkt (Formel 4.31), wird die Gleichung 4.32 gebildet, die von der Spreizkraft F_{Se} , der Abstützkraft F_{Al} , den jeweiligen Hebelarmen l_{Se} und l_{Al} , dem Trommelradius r_{Tr} und der inneren Übersetzung C^* abhängt.

$$C_{\pm}^* = \frac{F_{U,\pm}}{F_{Se,\pm}} \quad (4.30)$$

$$F_{Se,\pm} \cdot \ell_{Se,\pm} \pm F_{U,\pm} \cdot r_{Tr} = F_{Al,\pm} \cdot \ell_{Al,\pm} \quad (4.31)$$

$$F_{Se,\pm} \cdot \ell_{Se,\pm} \pm F_{Se,\pm} \cdot C_{\pm}^* \cdot r_{Tr} = F_{Al,\pm} \cdot \ell_{Al,\pm} \quad (4.32)$$

Mit der Annahme, dass die Kräfte zwischen auflaufender und ablaufender Seite an der Spreizeinheit identisch sind, lässt sich die Gleichung 4.32 für beide Bremsbacken nach der Spreizkraft auflösen und gleichsetzen. Damit stehen die beiden Seiten, neben den bekannten Parametern und Kräften im Abstützlager, über die jeweilige innere Übersetzung im Verhältnis.

$$\frac{F_{Al,+} \cdot \ell_{Al,+}}{\ell_{Se,+} + r_{Tr} \cdot C_+^*} = \frac{F_{Al,-} \cdot \ell_{Al,-}}{\ell_{Se,-} - r_{Tr} \cdot C_-^*} \quad (4.33)$$

Durch Einsetzen der Gleichung 4.7 zur Berechnung der inneren Übersetzung in 4.33 für die beiden Bremsbacken ergibt sich eine Gleichung, die von dem Reibwert der Bremsbeläge, den Kräften am Abstützlager und mehreren geometrischen Parametern abhängt.

$$\begin{aligned} \ell_{Se,+} + \frac{\frac{F_{Al,+} \cdot \ell_{Al,+}}{r_{Tr} \cdot (H_{1,+} - \mu_{Be,+} \cdot H_{2,+})}}{H_{3,+} \cdot \left(\mu_{Be,+} + \frac{1}{\mu_{Be,+}} \right) + \mu_{Be,+} \cdot H_{4,+} - H_{5,+}} \\ = \frac{\frac{F_{Al,-} \cdot \ell_{Al,-}}{r_{Tr} \cdot (H_{1,-} + \mu_{Be,-} \cdot H_{2,-})}}{\ell_{Se,-} - \frac{F_{Al,-} \cdot \ell_{Al,-}}{r_{Tr} \cdot (H_{1,-} + \mu_{Be,-} \cdot H_{2,-})}} \\ H_{3,-} \cdot \left(\mu_{Be,-} + \frac{1}{\mu_{Be,-}} \right) + \mu_{Be,-} \cdot H_{4,-} + H_{5,-} \end{aligned} \quad (4.34)$$

Mit der Bedingung, dass die Reibwerte von auflaufender und ablaufender Trommel identisch sind ($\mu_{Be,+} \equiv \mu_{Be,-}$), lässt sich der Reibwert in Abhängigkeit der Kräfte im Abstützlager bestimmen. Durch Umstellen der Gleichung 4.34 nach dem Reibwert ergibt sich ein Polynom 4. Grades (Formel 4.35) mit den Hilfsvariablen H_6 bis H_9 . Diese sind aus Gründen der Übersichtlichkeit im Anhang A.1 aufgeführt.

$$\mu_{Be}^4 + H_6 \cdot \mu_{Be}^3 + H_7 \cdot \mu_{Be}^2 + H_8 \cdot \mu_{Be} + H_9 = 0 \quad (4.35)$$

Durch Auflösen des Polynoms ergibt sich als eine von vier möglichen Lösungen der Bremsbelagreibwert, der lediglich von den bekannten geometrischen Parametern und den Kräften im Abstützlager abhängt.

$$\begin{aligned} \tilde{\mu}_{Be} \\ = f(F_{Al,+}, F_{Al,-}, \ell_{Al,+}, \ell_{Al,-}, \ell_{Se,+}, \ell_{Se,-}, \alpha_{0,+}, \alpha_{0,-}, r_{Tr}, \delta_+, \delta_-, \gamma_+, \gamma_-, \beta_+, \beta_-) \end{aligned} \quad (4.36)$$

Mit dem ermittelten Reibwert ist die Berechnung der inneren Übersetzung für die auflaufende und ablaufende Seite möglich und damit die Berechnung der Spreizkraft nach Formel 4.32. Durch Umstellen nach der Spreizkraft lässt sich diese ermitteln. Entsprechend der Annahme, dass die Spreizkräfte identisch für auflaufende und ablaufende Backe sind, ist es ausreichend, Formel 4.37 nur für eine der beiden Seiten anzuwenden.

$$\tilde{F}_{Se,\pm} = \frac{F_{Al,\pm} \cdot \ell_{Al,\pm}}{\ell_{Se,\pm} \pm C_{\pm}^* (\tilde{\mu}_{Be}) \cdot r_{Tr}} \quad (4.37)$$

Aus der theoretischen Untersuchung lässt sich die Fragestellung ableiten, ob und unter welchen Bedingungen die Messung der Kräfte im Abstützlager einen Rückschluss auf den vorliegenden Reibwert und die vorliegende Spreizkraft zulässt. Folgende Hypothese wird aufgestellt.

H2 Mit dem Verhältnis der Kräfte im Abstützlager lassen sich bei identischer Spreizkraft und identischem Belagreibwert von auflaufender und ablaufender Backe der Belagreibwert und die Spreizkraft ermitteln.

Als Bewertungsgrößen wird die Abweichung zwischen gemessener und berechneter Spreizkraft bzw. Reibwert eingeführt (Formel 4.38 und 4.39). Da für den Reibwert keine direkte Messung vorliegt, wird als Vergleichsgröße der ermittelte Reibwert auf Basis der Spreizkraft und dem Bremsmoment des Prüfstands genutzt.

$$\Delta\tilde{\mu}_{Be} = \tilde{\mu}_{Be} - \mu_{Be} \quad (4.38)$$

$$\Delta\tilde{F}_{Se} = \tilde{F}_{Se} - F_{Se} \quad (4.39)$$

4.4 Robustheitsanalyse der Reibwert- und Spreizkraftermittlung

Die Berechnungen des Bremsbelagreibwerts $\tilde{\mu}_{Be}$ und der Spreizkraft \tilde{F}_{Se} aus Kapitel 4.3 basieren auf den Annahmen, dass die Bremsbelagreibwerte und die Spreizkräfte von auflaufender und ablaufender Seite identisch sind. Zur Überprüfung der Robustheit der vorgestellten Theorie zur Berechnung des Bremsbelagreibwerts und der Spreizkraft, basierend auf einer Abstützkraftmessung, werden die getroffenen Annahmen/Vereinfachungen gezielt variiert und deren Auswirkungen bewertet.

4.4.1 Vorgehen

Die Variation der Spreizkraft sowie des Reibwerts wird für die jeweilige Seite einzeln durchgeführt, wodurch die getroffenen Annahmen der Gleichheit beider Werte nicht mehr gegeben sind. Die Variation wird um einen Arbeitspunkt mit einer Spreizkraft von $F_{Se,0} = 3 \text{ kN}$ und einem Reibwert von $\mu_{Be,0} = 0,36$ entsprechend Tabelle 4-2 durchgeführt. Der gewählte Bereich der Variation beträgt für beide Größen $\pm 20 \%$. Zur Auswertung wird die prozentuale Änderung der berechneten Kraft und des berechneten Reibwerts analysiert. Diese Kennwerte werden entsprechend der Formeln 4.40 und 4.41 berechnet.

$$RF(\tilde{F}_{Se}, F_{Se,0}) = \frac{\tilde{F}_{Se} - F_{Se,0}}{F_{Se,0}} \quad (4.40)$$

$$R\mu(\tilde{\mu}_{Be}, \mu_{Be,0}) = \frac{\tilde{\mu}_{Be} - \mu_{Be,0}}{\mu_{Be,0}} \quad (4.41)$$

Tabelle 4-2: Variationsparameter und -bereich der Robustheitsanalyse

Parameter	Zeichen	Initialer Wert	Variationsbereich	Einheit
Bremsbelagreibwert auflaufende Seite	$\mu_{Be,+}$	0,36	0,288 – 0,432	-
Bremsbelagreibwert ablaufende Seite	$\mu_{Be,-}$	0,36	0,288 – 0,432	-
Spreizkraft auflaufende Seite	$F_{Se,+}$	3,0	2,4 – 3,6	kN
Spreizkraft ablaufende Seite	$F_{Se,-}$	3,0	2,4 – 3,6	kN

4.4.2 Ergebnisse

Die Ergebnisse sind in Abhängigkeit der Variation von Bremsbelagreibwert und Spreizkraft aufgeteilt.

4.4.2.1 Variation des Reibwerts

In Abbildung 4-15 werden die prozentualen Änderungen der berechneten Spreizkraft (links) und des berechneten Reibwerts (rechts) für die Variation beider Bremsbelagreibwerte dargestellt.

Die prozentuale Änderung des berechneten Reibwerts (Diagramm rechts) zeigt ein näherungsweise proportionales Verhalten mit positiver Steigung unabhängig von der Variation der auflaufenden oder der ablaufenden Seite. Die Variation des Reibwerts im Bereich $\pm 20 \%$

führt zu einer prozentualen Änderung des berechneten Reibwerts von $\pm 10\%$ und damit genau die Hälfte des Variationsbereichs. Dies bedeutet, dass der berechnete Reibwert den Mittelwert der beiden Reibwerte von auflaufender und ablaufender Seite ausgibt.

Für die berechnete Spreizkraft (Diagramm links) zeigt sich bei der Variation des Reibwerts für auflaufende und ablaufende Seite ein gegenläufiges Verhalten. Bei Variation des Reibwerts der auflaufenden Seite zeigt sich ein Anstieg in der berechneten Spreizkraft von $-10\% - +10\%$. Im Gegensatz zu der ablaufenden Seite, die eine fallende Spreizkraftberechnung ergibt von $+10\% - -10\%$. Zur Erklärung dieses Verhaltens ist eine detailliertere Analyse der Kräfte im Abstützlager notwendig.

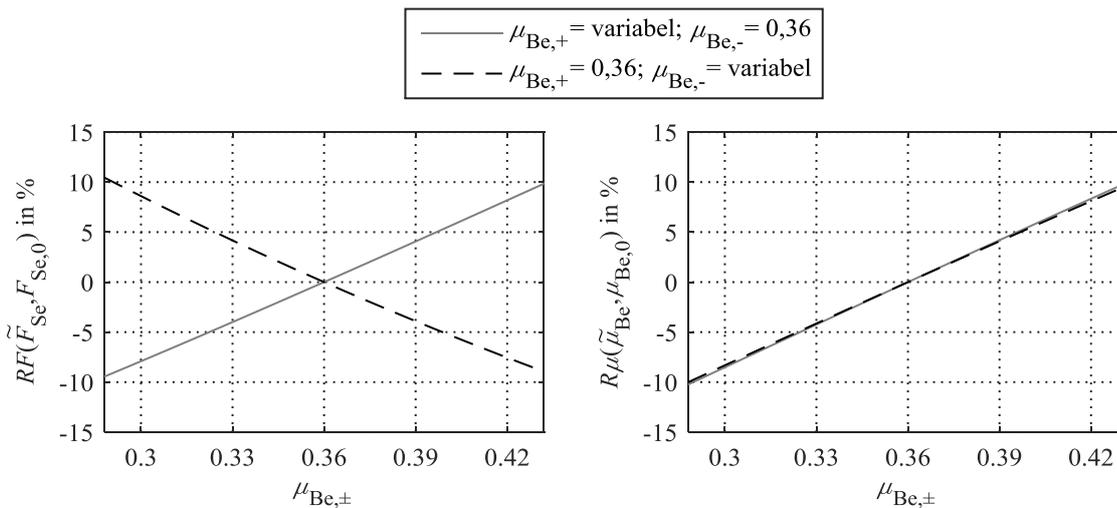


Abbildung 4-15: Einfluss der Variation von Reibwertdifferenzen

Abbildung 4-16 zeigt die Kräfte im Abstützlager in Abhängigkeit der Spreizkraft für drei verschiedene Reibwerte. Mit steigender Spreizkraft nimmt die Kraft im Abstützlager für beide Seiten linear zu, mit unterschiedlichen Gradienten in Abhängigkeit des Reibwerts. Eine Reibwerterhöhung führt bei der auflaufenden Seite (Diagramm links) zu einer Erhöhung der Abstützkraft, im Gegensatz zur ablaufenden Seite (Diagramm rechts), die eine Reduktion aufweist mit steigendem Reibwert. Das Kraftniveau unterscheidet sich deutlich zwischen den beiden Seiten auf Grund der Selbstverstärkung/Selbstschwächung.

Die Symbole in der Abbildung repräsentieren zwei Beispiele für Reibwertdifferenzen. In dem mit kreisförmigen Symbolen dargestellten Beispiel besitzt die auflaufende Seite einen Reibwert von $\mu_{Be,+} = 0,36$ und die ablaufende Seite einen Reibwert von $\mu_{Be,-} = 0,3$. Entsprechend Abbildung 4-15 wird ein Reibwert von $\tilde{\mu}_{Be}(0,36; 0,3) \approx 0,33$ berechnet. Da in der Berechnung die Annahme zu Grunde liegt, dass die Reibwerte und die Spreizkräfte identisch sind, wird für die Kombination aus berechnetem Reibwert und den gemessenen Abstützkräften die zugehörige Spreizkraft ermittelt. Diese wird im Diagramm durch den Schnittpunkt der Abstützkräfte mit der Reibwertkennlinie $\mu_{Be} = 0,33$ dargestellt. Die an diesem Schnittpunkt wirkende Spreizkraft $\tilde{F}_{Se}(0,36; 0,3) = 3,27$ kN ist identisch für die auflaufende und ablaufende Seite. Dieses Beispiel zeigt, dass ein erhöhter Reibwert der auflaufenden Bremsbacke zu einer Erhöhung der berechneten Spreizkraft führt.

Das zweite Beispiel, das durch die quadratischen Symbole dargestellt wird, zeigt einen reduzierten Reibwert der auflaufenden Bremsbacke. Der berechnete Reibwert befindet sich weiterhin bei $\tilde{\mu}_{Be}(0,3; 0,36) \approx 0,33$, im Gegensatz zur berechneten Spreizkraft $\tilde{F}_{Se}(0,3; 0,36) = 2,76$ kN, die einen reduzierten Wert aufweist. Somit sinkt die berechnete Spreizkraft mit einem verringerten Reibwert der auflaufenden Bremsbacke.

Die unterschiedlichen Auswirkungen einer Reibwertdifferenz auf die berechnete Spreizkraft erklären den gegensätzlichen Verlauf in Abbildung 4-15.

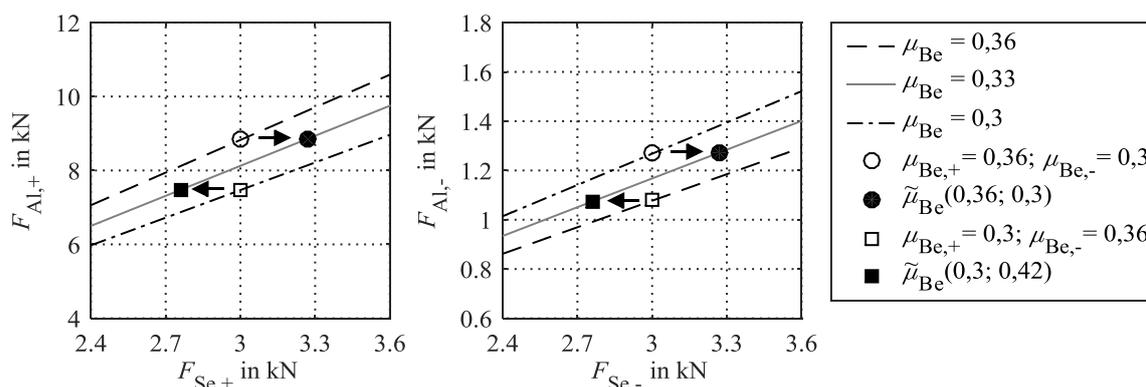


Abbildung 4-16: Einfluss von Reibwertdifferenzen auf die berechnete Spreizkraft

4.4.2.2 Variation der Spreizkraft

In Abbildung 4-17 werden die prozentualen Änderungen der berechneten Spreizkraft (Diagramm links) und des berechneten Reibwerts (Diagramm rechts) für die Variation beider Spreizkräfte dargestellt.

Die Variation der Spreizkraft von ± 20 % führt zu einer Änderung der berechneten Spreizkraft mit einem leicht degressiven Verlauf zwischen -11 % – $+9$ %. Somit liegt näherungsweise eine Mittelung der beiden Spreizkräfte vor. Im Unterschied zur Variation des Reibwerts ist die berechnete Spreizkraft für die auflaufende und ablaufende Seite identisch.

Einen gegensätzlichen Verlauf zeigt die Spreizkraftvariation für den berechneten Reibwert. Die auflaufende Seite zeigt eine degressiv ansteigende Änderung von -12 % – $+9$ %, während die ablaufende Seite eine fallend degressive Änderung aufweist im Bereich von -9 % – $+12$ %. Mit einer detaillierteren Betrachtung der Kräfte im Abstützlager ist dieses Verhalten zu erklären.

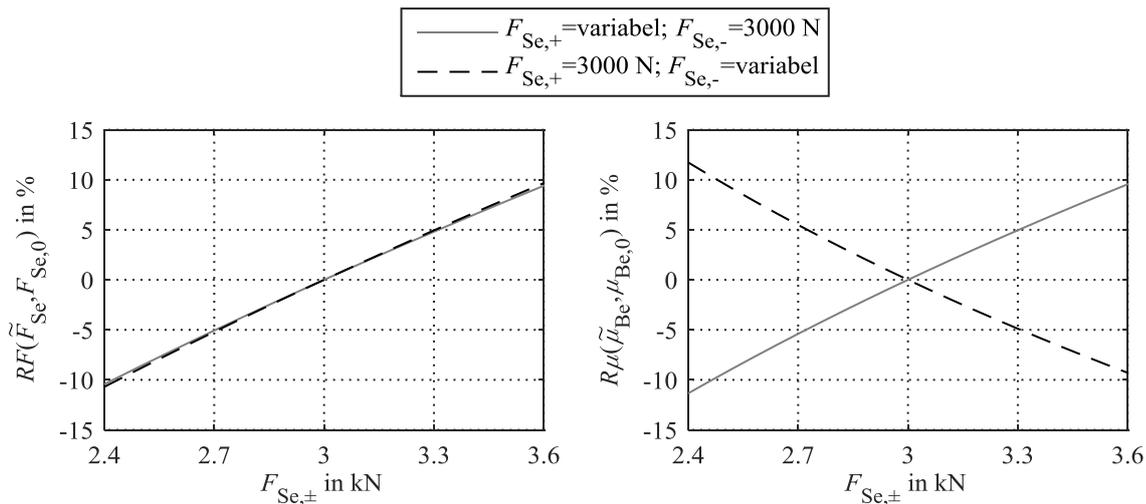


Abbildung 4-17: Einfluss der Variation von Spreizkraftdifferenzen

Abbildung 4-18 zeigt die Kräfte im Abstützlager in Abhängigkeit des Bremsbelagreibwerts für drei verschiedene Spreizkräfte. Mit steigendem Reibwert nimmt die Kraft im Abstützlager der auflaufenden Seite progressiv zu, im Gegensatz zur ablaufenden Seite, die einen degressiv fallenden Verlauf aufweist. Eine erhöhte Spreizkraft führt bei beiden Abstützkräften zu einer Vergrößerung.

Die Symbole in der Abbildung zeigen zwei Beispiele für eine Spreizkraftdifferenz. In dem mit kreisförmigen Symbolen dargestellten Beispiel besitzt die auflaufende Seite eine Spreizkraft von $F_{Se,+} = 3,6$ kN und die ablaufende Seite eine Spreizkraft von $F_{Se,-} = 3$ kN. Entsprechend Abbildung 4-15 wird ein Spreizkraft von $\tilde{F}_{Se}(3,6; 3) \approx 3,3$ berechnet. Der berechnete Reibwert $\tilde{\mu}_{Be}(3,6; 3) = 0,334$ ergibt sich als Schnittpunkt der jeweiligen Abstützkraft mit der Kennlinie der berechneten Spreizkraft. Mit einer erhöhten Spreizkraft der auflaufenden Seite liegt somit ein erhöhter berechneter Reibwertwert vor.

Im zweiten Beispiel, das von den quadratischen Symbolen dargestellt wird, ist zu erkennen, dass eine erhöhte Spreizkraft der ablaufenden Seite zu einer Verringerung des berechneten Reibwertes $\tilde{\mu}_{Be}(3,6; 3) = 0,268$ führt.

Mit den unterschiedlichen Auswirkungen einer Spreizkraftdifferenz auf den berechneten Reibwert lässt sich der gegensätzliche Verlauf aus Abbildung 4-17 erklären.

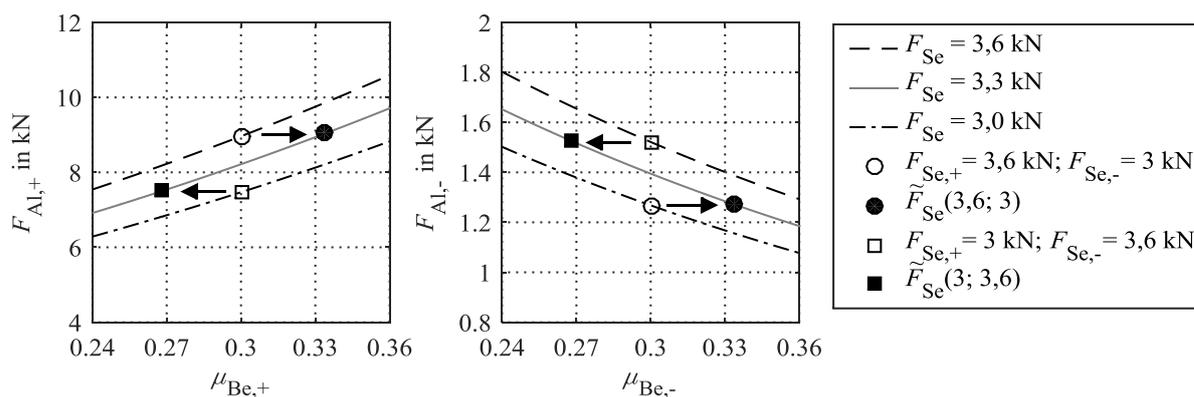


Abbildung 4-18: Einfluss von Reibwertdifferenzen auf die berechnete Spreizkraft

4.4.3 Diskussion der Ergebnisse

Die Robustheitsanalyse zeigt auf, dass Unterschiede im Reibwert oder in der Spreizkraft zwischen auflaufender und ablaufender Seite jeweils die Berechnung beider Größen beeinflussen. Für die variierte Größe wird näherungsweise der Mittelwert von auflaufender und ablaufender Seite berechnet, womit die maximale Abweichung zwischen berechnetem Wert und den realen Werten halbiert wird. Eine Ermittlung der Größenordnung der Abweichung zwischen den beiden Bremsbacken ist nicht möglich. Darüber hinaus liegt eine Wechselwirkung zwischen den berechneten Größen vor, wodurch auch für die nicht variierte Größe eine Abweichung zwischen Berechnung und realen Wert auftritt. Die Abweichungen der berechneten Größen besitzen näherungsweise die gleiche Größenordnung, können sich aber im Vorzeichen unterscheiden.

Abbildung 4-19 stellt die Ursache dieses Zusammenhangs anschaulich dar. In dem Diagramm sind die Abstützkräfte für auflaufende und ablaufende Seite in Abhängigkeit der Spreizkraft und des Reibwerts dargestellt. Die auflaufende Seite weist durch die Selbstverstärkung die höheren Abstützkräfte auf. Für jedes Kräftepaar im Abstützlager kann genau ein Reibwert und eine Spreizkraft ermittelt werden. Variiert eine der beiden Größen auf Grund einer Spreizkraftdifferenz oder einer Reibwertdifferenz, ergeben sich veränderte Abstützkräfte. Für die neue Kombination aus auflaufender und ablaufender Abstützkraft werden der entsprechende Reibwert und die Spreizkraft ermittelt.

In Tabelle 4-3 sind die Werte der in Abbildung 4-19 dargestellten Variation des Bremsbelagreibwerts der auflaufenden Seite wiederzufinden. Ausgehend vom Zustand $\mu_{Be,\pm,0} = 0,44$ wird der Reibwert der auflaufenden Seite auf $\mu_{Be,+,1} = 0,38$ reduziert. Damit sinkt die Abstützkraft der auflaufenden Seite von $F_{Al,+,0} = 10,71$ kN auf $F_{Al,+,1} = 8,72$ kN. Für die neue Kombination der Kräfte im Abstützlager wird die passende Kombination aus Spreizkraftkraft und Reibwert ermittelt mit $\tilde{F}_{Se}(0,38; 0,44) = 2,6$ kN und $\tilde{\mu}_{Be}(0,38; 0,44) = 0,41$.

Tabelle 4-3: Einfluss der Variation des auflaufenden Bremsbelagreibwerts

Parameter	Zeichen	0	1	Berechnet- Wert	Einheit
Abstützkraft auflaufende Seite	$F_{Al,+}$	10,71	8,72	8,72	kN
Abstützkraft ablaufende Seite	$F_{Al,-}$	0,82	0,82	0,82	kN
Bremsbelagreibwert auflaufende Seite	$\mu_{Be,+}$	0,44	0,38	0,41	1
Bremsbelagreibwert ablaufende Seite	$\mu_{Be,-}$	0,44	0,44	0,41	1
Spreizkraft auflaufende Seite	$F_{Se,+}$	2,8	2,8	2,6	kN
Spreizkraft ablaufende Seite	$F_{Se,-}$	2,8	2,8	2,6	kN

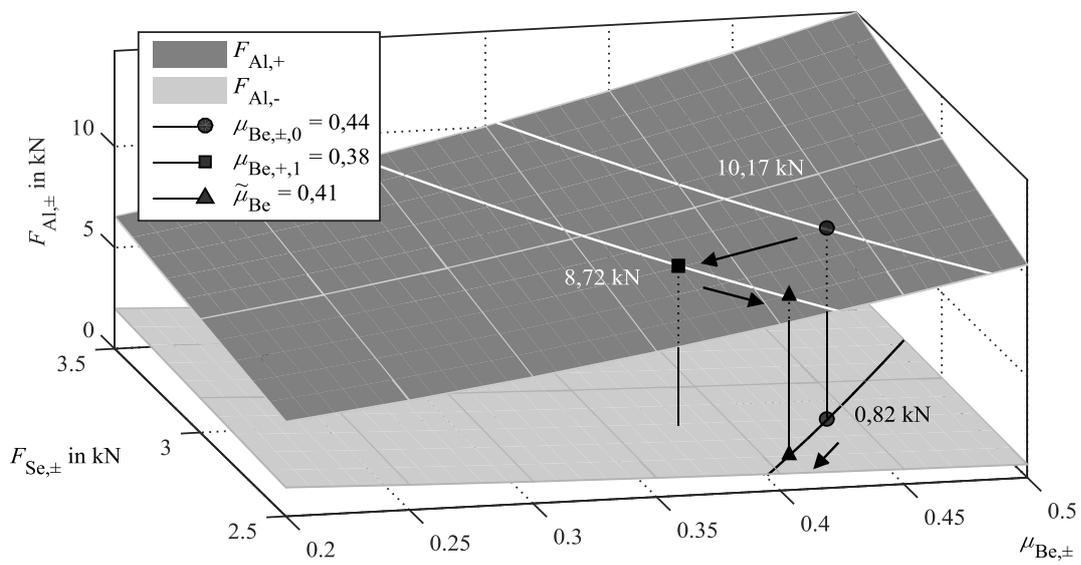


Abbildung 4-19: Kennfeld der Abstützkräfte in Abhängigkeit vom Reibwert und der Spreizkraft

5 Untersuchungswerkzeug

In diesem Kapitel werden das Untersuchungswerkzeug sowie die verschiedenen Regler zur Ansteuerung vorgestellt.

5.1 Aufbau der Bremse

Zur Untersuchung der aufgestellten Hypothesen wird eine prototypische elektromechanische Bremse auf Basis einer in Serie befindlichen Simplex-Trommelbremse aufgebaut. Die Hauptkomponenten bilden die Betätigungsvorrichtung, die Bremsbacken, das Abstützlager, die Sensoren und die Trommel. Zur Ansteuerung wird ein Mikrocontroller eingesetzt. Eine Übersicht des Gesamtaufbaus mit abgenommener Trommel wird in Abbildung 5-1 dargestellt. Als Serienkomponenten werden die Trommel, das Radlager, die Bremsbacken und mehrere Federn übernommen. Die Bremse ist ausgelegt für eine maximale Spreizkraft von 7 kN. Die Fahrzeugdaten sind im Anhang A.2 aufgeführt.

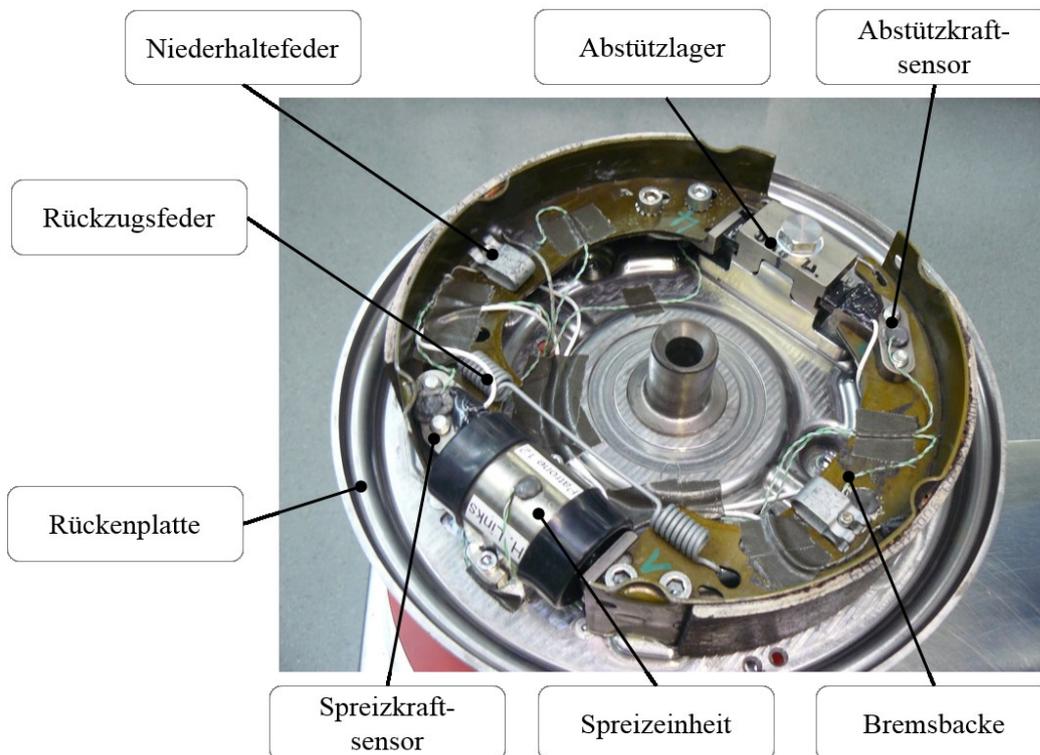


Abbildung 5-1: Elektromechanische Simplex-Trommelbremse mit Kraftsensoren

5.1.1 Betätigungsvorrichtung

Für die Betätigung des Systems wird ein BLDC-Motor eingesetzt. Hierbei handelt es sich um einen Motor der Firma Nidec mit 150 W, der für Doppelkupplungsgetriebe in Serie eingesetzt wird.⁷³ Über einen Magneten am Wellenende des Motors wird mit einem Sensor, basierend auf dem anisotropen magneto-resistiven (AMR) Effekt, die Motorposition erfasst, die zur Sinuskommutierung des Motors genutzt wird. Der Motor ist mittels einem zweistufigen Stirnradgetriebe mit einer Übersetzung von $i_{rot} = 24$ verbunden. Die Krafteinleitung auf die Bremsbacken erfolgt über die Spreizeinheit mit einem Rotations-Translations-Getriebe, das eine Steigung von $P_h = 18,9$ mm pro Umdrehung besitzt. Das Rotations-Translations-Getriebe ist schwimmend gelagert, um einen Ausgleich der Spreizkräfte zu gewährleisten. Die Funktion der Verschleißnachstellung ist ebenfalls in die Einheit integriert. Der kombinierte Wirkungsgrad von Spreizeinheit und Getriebe liegt deutlich oberhalb der Selbsthemmungsgrenze, sodass die Selbstlösefähigkeit gewährleistet ist.

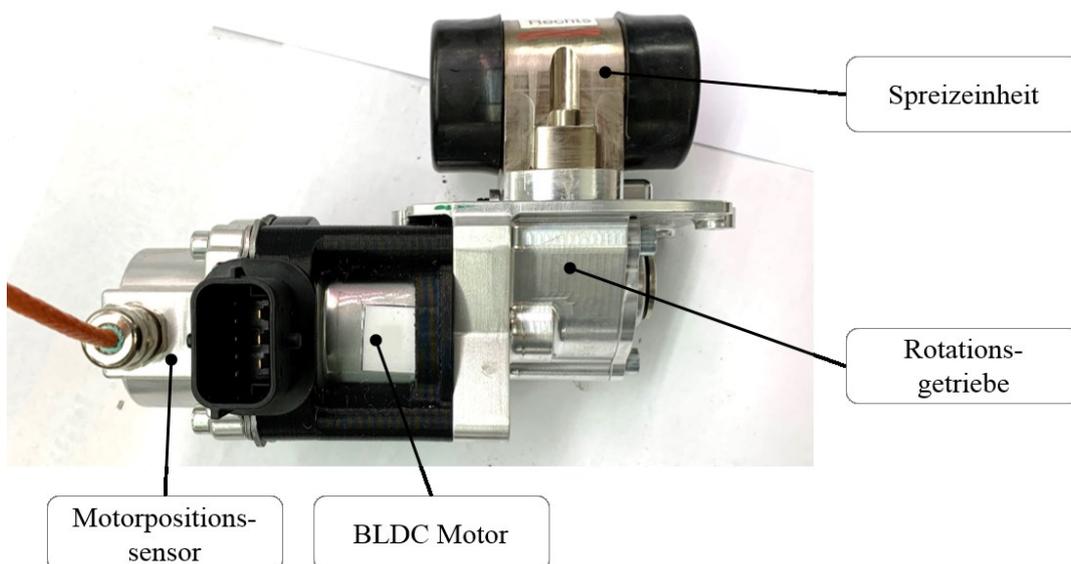


Abbildung 5-2: Aktor bestehend aus Motor, Getriebe und Spreizeinheit

5.1.2 Bremsbacken und Kraftsensoren

Die Geometrie der Bremsbacken, bestehend aus dem Bremsbelag und dem Belagträger, sind für die auflaufende und die ablaufende Seite identisch. Die Bremsbeläge sind auf dem Belagträger verklebt. Zur Positionierung und Erzeugung des Lüftspiels sind die beiden Bremsbacken über Zugfedern miteinander verbunden. Um eine Positionierung in axialer Richtung zu gewährleisten, werden die Bremsbacken mit jeweils einer Feder an die Rückenplatte angeedrückt.

⁷³ Nidec Corporation: Dual Clutch Transmission Actuators | Nidec Corporation (2020).

Zur Ermittlung der inneren Kräfte wird der serienmäßige Belagträger modifiziert, sodass prototypische Adapterstücke zur Kraftübertragung an die Spreizeinheit und an das Abstützlager integriert werden können (Abbildung 5-3). Die Kraftübertragung erfolgt formschlüssig. Auf den Adapterstücken ist jeweils eine DMS Vollbrücke von der Firma HBM appliziert, sodass eine Kraftmessung möglich ist. Die Adapterstücke sind gehärtet, um die hohen linienförmigen Lasten verformungsfrei aufzunehmen. Für den Kraftsensor der Spreizeinheit liegt ein maximaler Messbereich von 7 kN vor. Die Messgenauigkeit ist mit 0,5 % angegeben. Die Kraftsensoren am Abstützlager weisen einen maximalen Messbereich von 18 kN auf, mit einer Messgenauigkeit von 0,5 %.



Abbildung 5-3: Bremsbacke, Abstützkraft- und Spreizkraftsensor

5.1.3 Abstützlager

Das Abstützlager wird durch einen Adapter direkt mit dem Achsschenkel verschraubt, um die hohen Kräfte nicht über die Rückenplatte der Bremse zu leiten. Dies hat den Vorteil, dass die Verformung der Rückenplatte stark reduziert wird und somit eine Rückwirkung auf die Position und Kräfte der Bremsbacken, der Spreizeinheit und des Abstützlagers vermieden wird. Das Abstützlager ist in zwei Positionen zu montieren, sodass ein Abstand in y -Richtung von $l_{y,A1,1} = 93 \text{ mm}$ oder $l_{y,A1,2} = 83 \text{ mm}$ einzustellen ist.

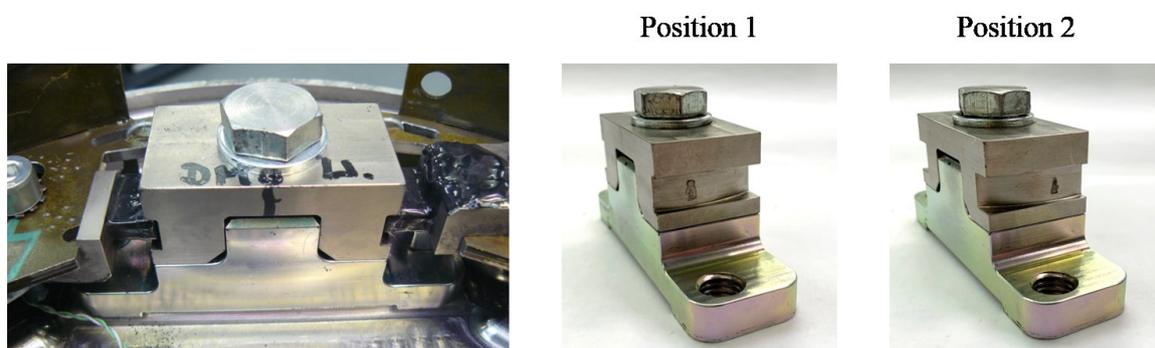


Abbildung 5-4: Abstützlager mit zwei verschiedenen Montagepositionen

5.1.4 Trommel

Der Prototyp basiert auf einer in Serie befindlichen 10" Simplex-Trommelbremse mit einer Trommel aus Grauguss. Zur Temperaturüberwachung und –messung wird in die Trommel ein Temperatursensor vom Typ K eingebaut. Dieser befindet sich in der Mitte der Reibfläche, 1 mm von der Reiboberfläche nach innen versetzt. Über einen temperaturbeständigen Zwei-Komponenten-Kleber wird das Thermoelement in der Trommel verklebt.



Abbildung 5-5: Trommel mit Temperatursensor

5.2 Regelstrategie und Steuergerät

Zur Regelung der elektromechanischen Trommelbremse wird eine mehrfache Kaskadenregelung mit drei Regelkreisen implementiert. Der Phasenstromregler des BLDC-Motors bildet den inneren Regelkreis der Kaskadenregelung. Übergelagert wird ein Motordrehzahlregler. Diese beiden Regelkreise bilden den Motorregler ab. Der Motorregler wird von einem weiteren Regelkreis in Abhängigkeit der gewählten Rückführungsgröße überlagert. Dieser stellt den äußeren Regelkreis des Radbremsreglers dar. Zur Untersuchung des Systems werden drei verschiedene äußere Regelkreise implementiert. Basierend auf dem Motorpositionssensor, den Spreizkraftsensoren und den Abstützkraftsensoren werden

- ein Motorpositionsregler,
- ein Spreizkraftregler und
- ein Abstützkraftregler

implementiert. Der Motorregler ist dabei für alle drei Varianten identisch. Der Aufbau der Kaskadenregelung entspricht dem aus der Literatur bekannten Ansätzen.⁷⁴

Abbildung 5-6 zeigt den Regelkreis der prototypischen Bremse. Der Motorregler wird durch den Phasenstrom- und Drehzahlregler abgebildet. Durch die Wahl des äußeren Reglers wird der Motorregler überlagert.

⁷⁴ Schwarz, R.: Diss., Rekonstruktion der Bremskraft von EMB (1999), S. 30.

Der Motorpositionsregler wird eingesetzt, um beispielsweise die Systemsteifigkeit zu analysieren, da ein präzises Anfahren von definierten Positionen möglich ist. Ein weiterer Anwendungsfall stellt die Überprüfung von Parkbremszenarien dar, in denen nach Erreichen einer definierten Kraft eine konstante Position dauerhaft gehalten wird.

Der Spreizkraftregler wird zur Systemidentifikation eingesetzt und dient als Vergleichsszenario zu heutigen druckgeregelten Untersuchungen auf dem SMP. Als Rückführungsgröße wird der Mittelwert der Spreizkräfte F_{Se} gebildet.

$$F_{Se} = \frac{F_{Se,+} + F_{Se,-}}{2} \quad (5.1)$$

Der Abstützkraftregler basiert auf der in Kapitel 4.1 vorgestellten Theorie zur Ermittlung des Bremsmoments. Die Rückführungsgröße bildet die Differenz der beiden Abstützkkräfte. Der Regler wird zur Überprüfung des Messverfahrens angewendet.

$$\Delta F_{Al} = F_{Al,+} - F_{Al,-} \quad (5.2)$$

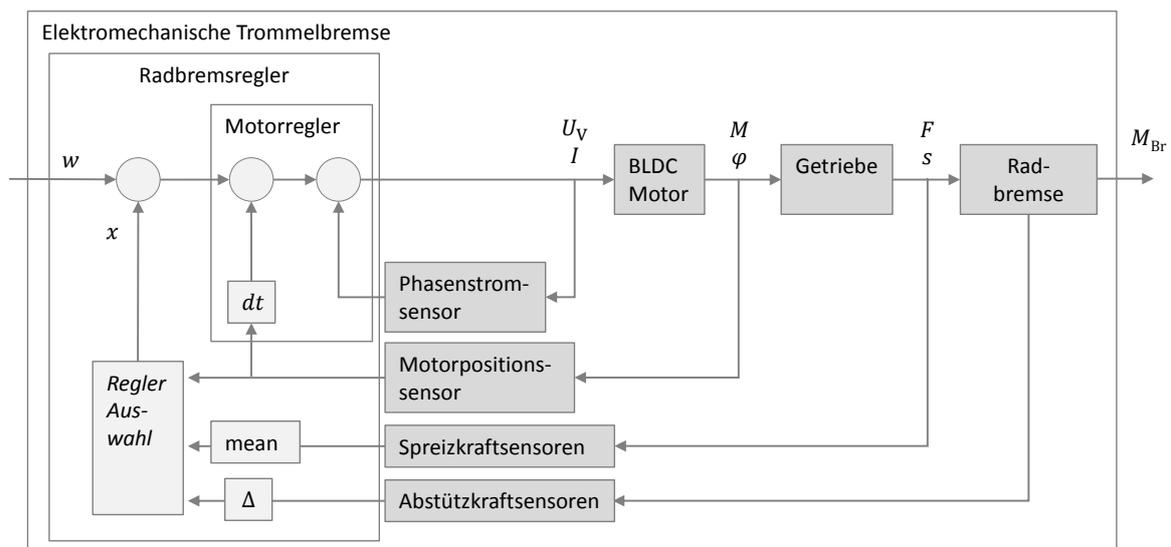


Abbildung 5-6: Regelkreis der elektromechanischen Trommelbremse

Die Regler laufen auf einem prototypischen Steuergerät basierend auf einem Infinion Tricore TC1898 Mikrocontroller. Die analogen Signale des Motorpositionssensors und des DMS Sensoren werden verstärkt und mit einem 12-bit-A/D-Wandler eingelesen. Die Ansteuerung des Motors erfolgt über drei Phasenströme basierend auf einer 20 kHz Pulsweitenmodulation (PWM). Das System wird mit 12 V Eingangsspannung betrieben, analog zu einem heutigen Fahrzeugbordnetz.

6 Prüfstandsversuche

In diesem Kapitel werden die experimentellen Untersuchungen mit der im vorherigen Kapitel beschriebenen Versuchsbremse vorgestellt. Das Ziel der Versuche ist die Analyse und Bewertung der in Kapitel 4 aufgestellten Hypothesen und Einflussfaktoren. Abbildung 6-1 zeigt den Ablauf von der Messdatenerzeugung bis zur Messdatenauswertung sowie die Zuordnung in die entsprechenden Kapitel.

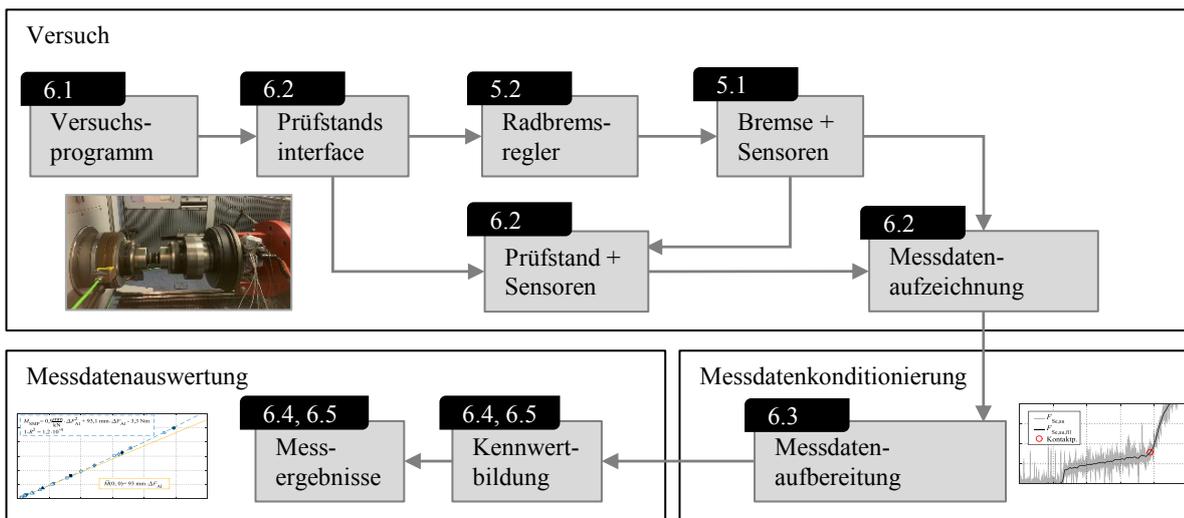


Abbildung 6-1: Messdatenerzeugung, -konditionierung und -auswertung

6.1 Versuchsprogramm

Auf der Fahrzeugebene bestehen die Funktionen einer Bremsanlage aus dem Verhindern einer ungewollten Geschwindigkeitserhöhung bei Talabfahrten (Verharrungsbremse), eine gezielte Verringerung der Geschwindigkeit bis zum Stillstand (Verzögerungsbremse) und dem sicheren Abstellen eines ruhenden Fahrzeugs (Feststellbremse).⁷⁵ Die Verharrungsbremse und die Verzögerungsbremse zählen zu den Betriebsbremsfunktionen und die Feststellbremse zu den Parkbremsfunktionen. Zur Ermittlung der Eigenschaften des Messverfahrens hinsichtlich der Funktionen werden die in Tabelle 6-1 aufgeführten Versuchsprogramme getestet. Die Versuche sind entsprechend ihrer Funktion nach Betriebsbremse und Parkbremse gegliedert.

⁷⁵ Buschmann, H.; Koessler, P.: Handbuch für den Kraftfahrzeugingenieur (1973), S. 807.

Die Betriebsbremsuntersuchungen werden in verschiedenen Geschwindigkeit-, Temperatur- und Spreizkraftstufen auf einem Schwungmassenprüfstand (SMP) gefahren, um eine große Spreizung des Bremsenkennwerts zu erzeugen.

Die Parkbremsfunktionen werden auf einem Drehpulsator (DP) bei einer konstanten Temperatur mit verschiedenen Kraftstufen gefahren. Neben den Versuchen im Stillstand werden die Übergangsszenarien ausgehend von einer Drehung in den Stillstand bzw. ausgehend vom Stillstand in die Drehung untersucht.

Tabelle 6-1: Übersicht der durchgeführten Versuche zur Betriebs- und Parkbremse

Versuchsreihe	Bremsfunktion	Versuchsprogramm	Regelmodus	Kapitel
1.1	Betriebsbremse	Hysterese	Spreizkraftregler	6.4.1
1.2		Stationäres Bremsenkennfeld	Spreizkraftregler	6.4.2 und 6.4.5
1.3		Stationäres Bremsenkennfeld	Abstützkraftregler	6.4.3
1.4		Stationäres Bremsenkennfeld mit erhöhtem Abstützlager	Spreizkraftregler	6.4.4
2.1	Parkbremse	Halten Bergab	Positionsregler	6.5.1
2.2		Bremsen vorwärts	Positionsregler	6.5.2
2.3		Halten in der Ebene	Positionsregler	6.5.3

6.2 Prüfstandskonfiguration

Die Untersuchungen zum Betriebsbremsverhalten werden an einem SMP in einer Viertel-Fahrzeug-Konfiguration durchgeführt (Abbildung 6-2). Hierzu wird die prototypische Bremse auf einem Achsschenkelersatzstück montiert und an der Prüfstandsschnittstelle aufgenommen. Die Bremsmomentmessung erfolgt am Prüfstand über die Kraftmessung eines drehbar gelagerten Pendelbocks, an dessen äußerem Ende des Pendelarms (0,25 m) eine vorgespannte Zug-Druck-Kraftmessdose verbaut ist. Mit einem Messbereich von ± 25 kN können Bremsmomente von ± 6250 Nm gemessen werden. Die Messgenauigkeit, die sich auf den maximalen Messbereich bezieht, ist mit 0,03 % angegeben, womit sich eine Messgenauigkeit von $\pm 1,9$ Nm ergibt. Aufgelöst wird der Sensor mit 24 bit. Als Schwungmasse werden $29,86 \text{ kgm}^2$ eingestellt, entsprechend dem hinterlegten Viertel-Fahrzeug. Für eine Verzögerung von $9,81 \text{ m/s}^2$ ist ein Bremsmoment von 954 Nm notwendig. Die Messdaten werden auf einem Mess-PC mit einer Abtastrate von 1 kHz aufgezeichnet.

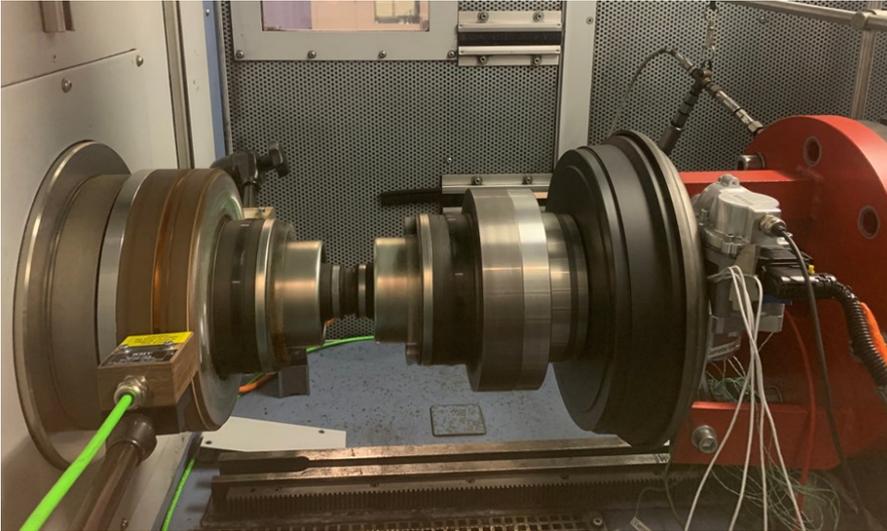


Abbildung 6-2: SMP SMP-Versuchsaufbau

Die Untersuchungen zur Parkbremse werden an einem DP durchgeführt. Der Unterschied zum SMP besteht in einer deutlich geringeren maximalen Rotationsgeschwindigkeit von 80 min^{-1} . Zur Funktionsuntersuchung der Parkbremseigenschaften ist die reduzierte Geschwindigkeit ausreichend. Für die Aufnahme der Bremse wird die gleiche Schnittstelle wie am SMP verwendet. Zur Drehmomentmessung wird ein Drehmomentsensor, der sich zwischen dem Prüfling und dem Abstützbock befindet, eingesetzt. Der Messbereich befindet sich bei 5000 Nm mit einer Messgenauigkeit von $0,1 \%$, bzw. bezogen auf den maximalen Messbereich von 5 Nm . Die Drehzahlmessung erfolgt über den Motorpositionssensor des Prüfstandmotors, der mit einer festen Übersetzung mit der Ausgangswelle und damit dem Prüfling verbunden ist.

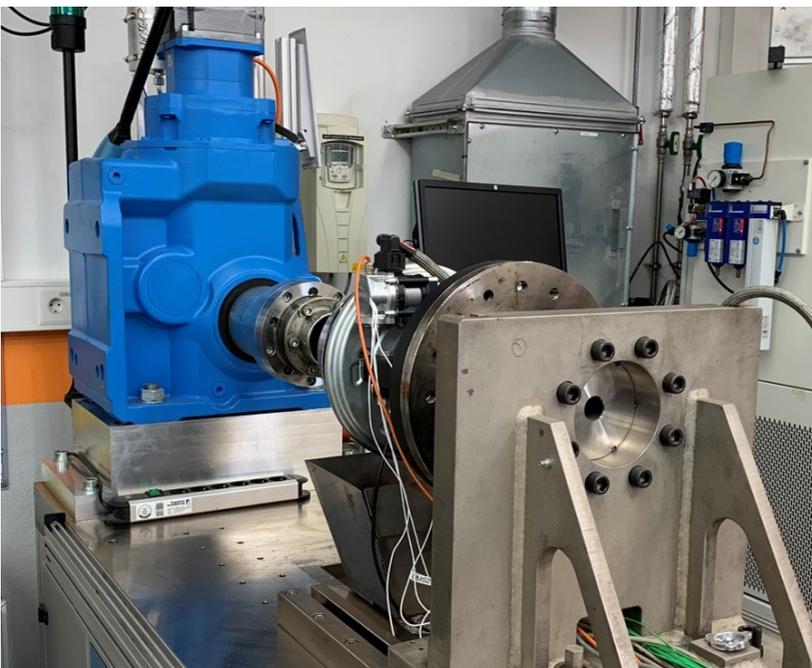


Abbildung 6-3: Drehpulsator Versuchsaufbau

6.3 Messdatenconditionierung

Die vom Mess-PC aufgezeichneten Rohdaten werden zur weiteren Verarbeitung aufbereitet. Wie in Abbildung 6-4 zu erkennen ist, weisen die Messsignale (hellgrau) ein Rauschen auf, wodurch eine Identifikation von spezifischen Auswertepunkten (z.B. der Kontaktpunkt) nicht eindeutig möglich ist, sodass die Messdaten gefiltert werden. Zum Einsatz kommt ein digitales Bessel-Tiefpassfilter der 2. Ordnung. Dieses ist für Auswertungen im Zeitbereich gut geeignet, da eine geringe Dämpfung im Übergangsbereich der Grenzfrequenz vorliegt. Als Grenzfrequenz werden 12 Hz gewählt.

Zur präzisen Bestimmung der inneren Übersetzung, des virtuellen Hebelarms und der Bremsmomente, werden die Kraftsignale und das Drehmomentsignal des Prüfstands nach Überwinden des Lüftspiels genullt. Das Lüftspiel beschreibt hierbei die notwendige Längenänderung der Spreizeinheit von der Nullstellung bis zur beidseitigen Anlage der Bremsbacken an die Trommel. Dieser Anlegepunkt wird als Kontaktpunkt bezeichnet. Entsprechend Abbildung 6-4 wird der Kontaktpunkt bei einem Bremsmoment $M_{SMP} > 3 \text{ Nm}$ definiert. Der lineare Kraftanstieg vor dem Kontaktpunkt (2,2 s bis 3,6 s) basiert auf der Dehnung der Rückholfeder, die beide Bremsbacken miteinander verbindet. Der Anstieg im Drehmomentsignal vor dem Kontaktpunkt (2,9 s bis 3,6 s) ist darauf zurückzuführen, dass eine der beiden Bremsbacken bereits einen leichten Kontakt zur Trommel aufweist.

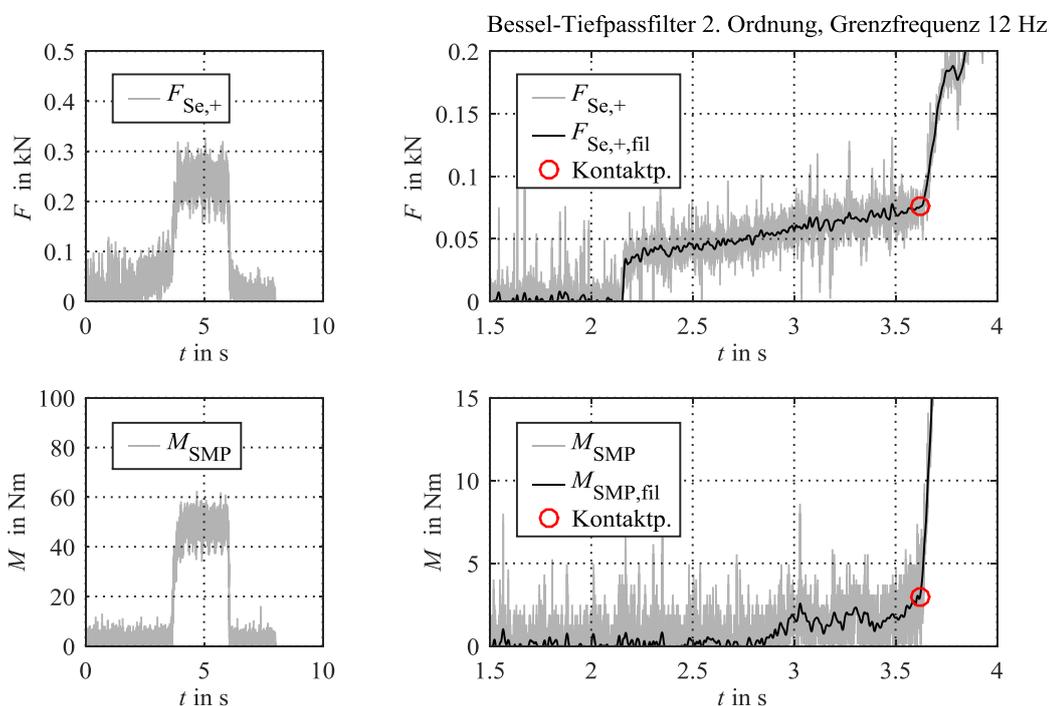


Abbildung 6-4: Kontaktpunkt im Drehmoment- und Kraftsignal

6.4 Messdatenauswertung der Betriebsbremse

In diesem Kapitel werden die Kennwertbildung sowie die Ergebnisse der Versuche zur Betriebsbremse vorgestellt.

6.4.1 Analyse der Hysterese

Die Analyse der Hysteresekurve stellt in der Bremsenentwicklung eine zentrale Prüfaufgabe zur Ermittlung der Wirksamkeit dar. Hierbei wird die Hysterese des Bremsmoments in Abhängigkeit des Bremsdrucks bzw. der Betätigungskraft dargestellt⁷⁶. Ausgewertet wird die maximale Bremsmomentabweichung zwischen der Druckaufbau- und Druckabbaukurve im Verhältnis zum maximalen Bremsmoment während des Versuchs. Somit ergibt sich ein dimensionsloser Kennwert bezogen auf einen speziellen Arbeitspunkt.

$$RM(\Delta M_{SMP,max}, M_{SMP,max}) = \frac{\Delta M_{SMP,max}}{M_{SMP,max}} = \frac{\max(M_{SMP,Sp} - M_{SMP,Lös})}{\max(M_{SMP})} \quad (6.1)$$

In Abbildung 6-5 wird eine Hysterese messung im Zeitbereich dargestellt. Hierbei handelt es sich um eine spreizkraftgeregelte Schleppbremung bei niedriger Geschwindigkeit ($v = 2 \text{ km/h}$). Die Spreizkraft wird konstant mit einem Gradienten von 300 N/s bis zu einem Niveau von 3 kN gesteigert und im Anschluss mit derselben Dynamik abgebaut. Die geringe Betätigungsgeschwindigkeit dient zur Vermeidung von dynamischen Effekten bei der Bremsmomentbildung. Die Spreizkraft F_{Se} wird nach Formel 5.1 als Mittelwert von auflaufender und ablaufender Spreizkraft berechnet.

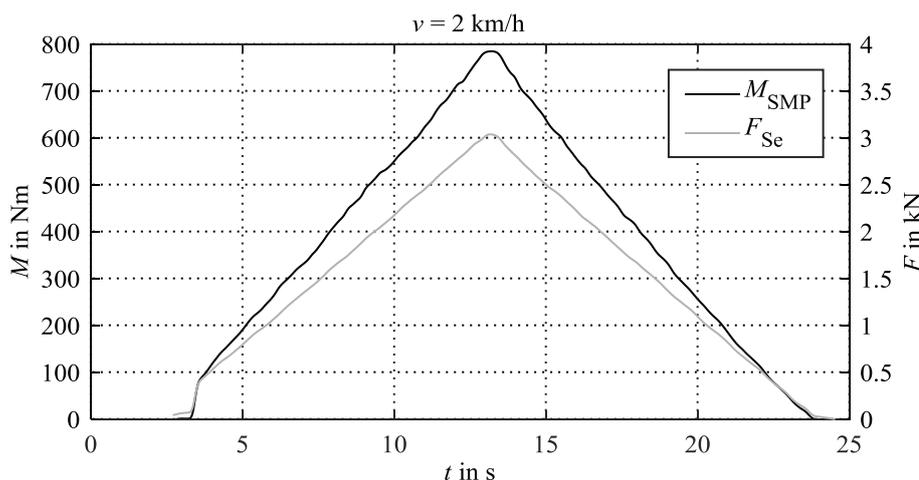


Abbildung 6-5: Zeitliche Darstellung der Hysterese messung

⁷⁶ Marschner, H. et al.: Bremsentechnisches Versuchswesen (2017), S. 691.

Die Ergebnisse der Hysterese messung in Abbildung 6-6 zeigen auf, dass eine maximale Hysterese von 2,5 % vorliegt. Die geringe Hysterese ist auf zwei Einflussfaktoren zurückzuführen. Zum einen handelt es sich bei dem Kennwert um einen Arbeitspunkt spezifischen Kennwert, der sich auf das maximale Bremsmoment während des Versuchs bezieht. Im Diagramm ist zu erkennen, dass die größte Differenz bei ca. 290 Nm auftritt. Eine Auswertung um diesen Arbeitspunkt, ergibt eine deutlich erhöhte Hysterese von 6,5 %. Die zweite Ursache für die geringe Hysterese besteht in der gemittelten Spreizkraft, die zur Auswertung genutzt wird. Durch die gemittelte Spreizkraft wird die Höhe der Reibeffekte innerhalb der Spreizeinheit reduziert und führt zu dem Effekt, dass sich die Kennlinien für Spreizen und Lösen der Bremse annähern.

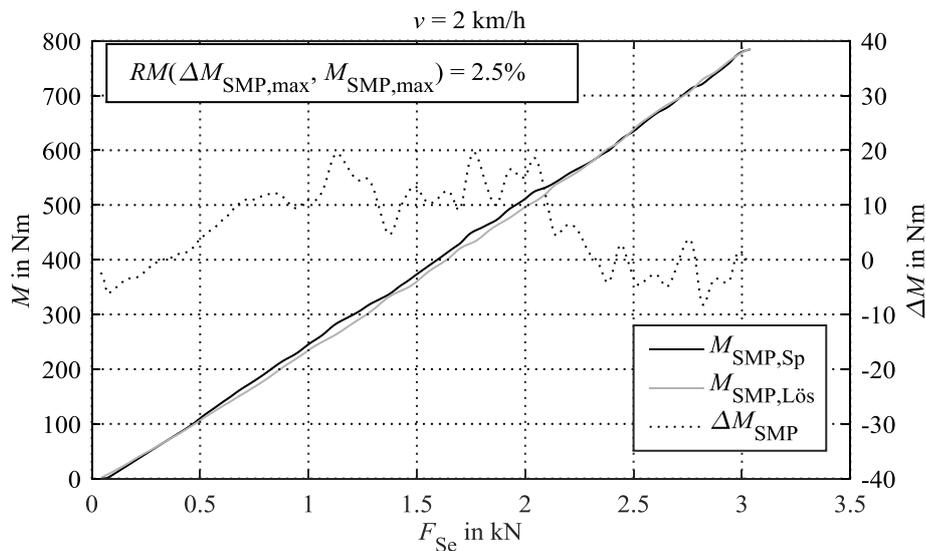


Abbildung 6-6: Moment und Differenzmoment der Hysterese messung in Abhängigkeit der gemittelten Spreizkraft

Bzgl. der Messstelle im Abstütz lager kann analog zur obigen Analyse eine Hysterese untersuchung des Bremsmoments in Abhängigkeit der Abstützkräfte durchgeführt werden, wodurch eine Bewertung des Messverfahrens möglich ist. Basierend auf dem obigen Hystereseversuch werden in Abbildung 6-7 das Bremsmoment über der Differenz der Abstützkräfte aufgetragen. Mit steigender Differenzkraft nimmt die Abweichung zwischen dem Spreiz- und Lösevorgang zu. Der Hysterese kennwert liegt bei 4,3 %. Die steigende Zunahme der Momentabweichung deutet auf einen mit der Last steigenden Verlust hin.

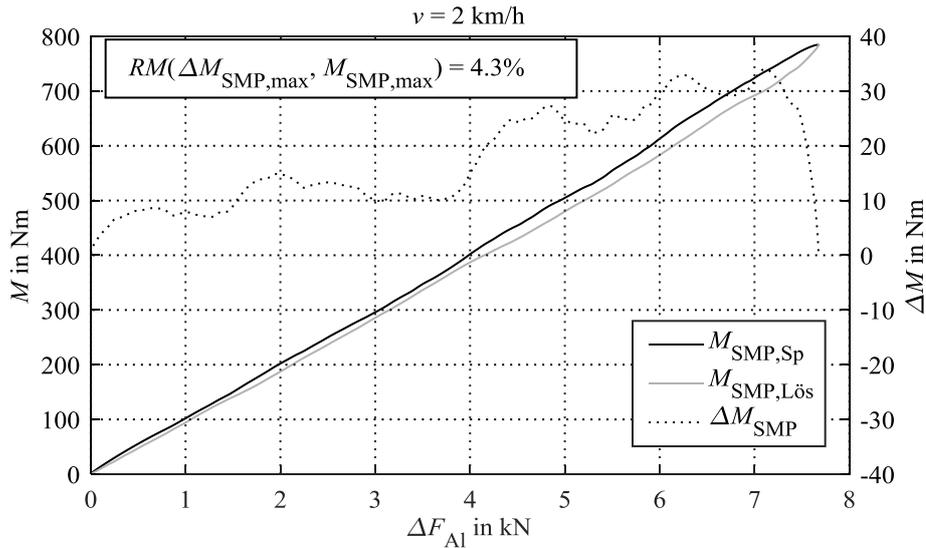


Abbildung 6-7: Moment und Differenzmoment der Hysteresemessung in Abhängigkeit der Differenz der Abstützkräfte

Entsprechend der in Kapitel 4.1 vorgestellten Theorie ist die Ermittlung des Bremsmoments durch die intern wirkenden Kräfte an der Spreizeinheit und am Abstützlager möglich. Der in Abbildung 6-7 dargestellte Fall berücksichtigt lediglich die Abstützkräfte. Zur Identifikation des Einflusses der Spreizkräfte werden diese im Weiteren analysiert.

In Abbildung 6-8 sind die Spreizkräfte an beiden Bremsbacken $F_{Se,+}$ und $F_{Se,-}$, sowie die Differenz ΔF_{Se} dargestellt. Beim Spreizvorgang (3 s – 13 s) zeigt die ablaufende Seite erhöhte Werte gegenüber der auflaufenden Seite und führt zu einer positiven Differenzkraft. Mit steigender Kraft nimmt die Differenzkraft zu und zeigt somit eine Lastabhängigkeit. Im Lösevorgang dreht sich das Verhältnis um und es entsteht eine negative Differenzkraft.

$$\Delta F_{Se} = F_{Se,-} - F_{Se,+} \tag{6.2}$$

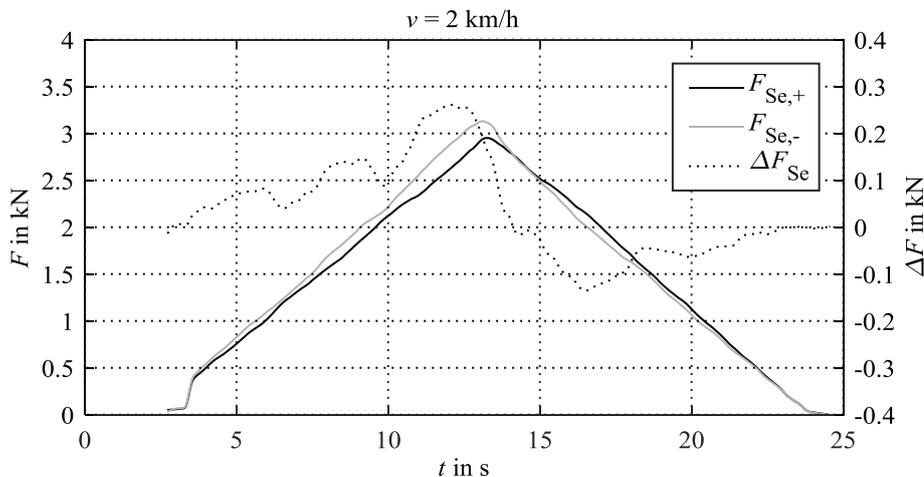


Abbildung 6-8: Spreizkraftunterschiede bei einer Hysteresemessung

Ursächlich für die Abweichung der Spreizkräfte ist die auftretende Reibkraft innerhalb der Spreizeinheit $F_{Se,R}$ auf Grund ihrer schwimmenden Lagerung. Abbildung 6-9 zeigt den Aufbau der Spreizeinheit für den betätigten und unbetätigten Zustand. Die auflaufende Bremsbacke ist durch die Selbstverstärkung die höher belastete der beiden Bremsbacken. Daraus ergeben sich größere Verformungen, die in einen erhöhten Betätigungsweg der auflaufenden Seite $s_{Se,+}$ im Vergleich zur ablaufenden Seite $s_{Se,-}$ resultieren. Durch die schwimmende Lagerung findet eine Verschiebung der Spreizeinheit Δs_{Se} in Richtung der auflaufenden Seite statt. Die dabei auftretende Reibkraft wirkt der Bewegungsrichtung entgegen, wodurch die ablaufende Seite ein höheres Spreizkraftniveau im Vergleich zur auflaufenden Seite aufzeigt.

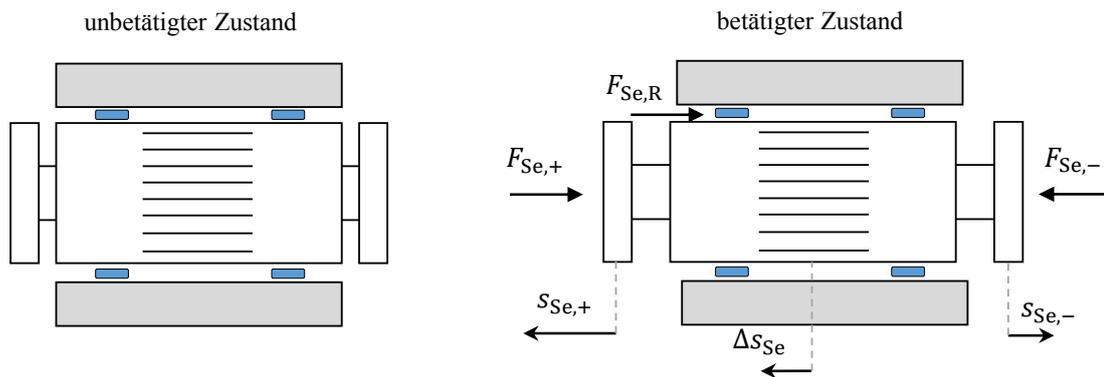


Abbildung 6-9: Freikörperbild der Spreizeinheit für den betätigten und unbetätigten Zustand

Um den Einfluss der Spreizkraftdifferenz zu identifizieren, wird das gemessene Bremsmoment um den spreizkraftabhängigen Anteil kompensiert. Nach Formel 6.3 ist der Anteil des Bremsmoments in der Spreizeinheit abhängig von der wirkenden Kraft auf die Bremsbacken sowie von dem jeweiligen Hebelarm. Durch die Annahme identischer Hebelarme ($\ell_{Se,au} \equiv \ell_{Se,ab}$) ergibt sich die Differenz der Spreizkräfte sowie der Hebelarm als bremsmomentrelevanter Anteil. Dieser Anteil wird mit dem gemessenen Bremsmoment verrechnet und die Hysterese zwischen der Differenz der Abstützkräfte und dem kompensierten Bremsmoment analysiert.

$$M_{Se} = -F_{Se,+} \cdot \ell_{Se,+} + F_{Se,-} \cdot \ell_{Se,-} \quad (6.3)$$

$$M_{kom} = M_{SMP} - M_{Se} \quad (6.4)$$

Zur Beurteilung der Hysterese ist das kompensierte Bremsmoment in Abbildung 6-10 in Abhängigkeit der Differenz der Abstützkräfte dargestellt. Die Abweichung zwischen dem Spreiz- und Lösevorgang weist einen Maximalwert von 8 Nm auf, bzw. einen Hysterese-kennwert von 0,97 %. Durch die Kompensation des spreizkraftabhängigen Bremsmomentanteils hat sich die Hysterese um 3,3 % Punkte verbessert. Die deutlich verringerte Hysterese zeigt den Einfluss der Spreizkraftdifferenz auf.

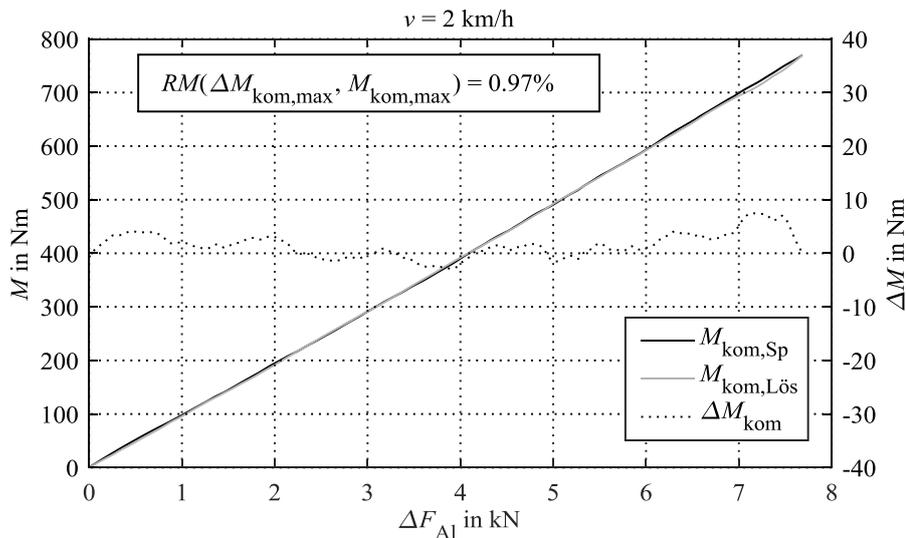


Abbildung 6-10: Kompensiertes Moment und Differenzmoment der Hysteresemessung in Abhängigkeit der Differenz der Abstützkräfte

Die Hysterese der Abstützlagerekräfte differenz dient der Beurteilung der Genauigkeit des Messverfahrens. Mit einem Hysterese kennwert von unter 5 % ist das Verfahren als geeignet hinsichtlich der Anforderungen anzusehen. Durch die Berücksichtigung des spreizkraftabhängigen Bremsmomentanteils lässt sich der Hysterese kennwert verringern bzw. die Genauigkeit erhöhen. Da die Kompensation eine Messung der Spreizkräfte erfordert, was für einen Serieneinsatz eine zu hohe Komplexität darstellt, sind Kompensationsverfahren mit empirischen Kennwerten denkbar bzw. zur Reduktion des spreizkraftabhängigen Bremsmomentanteils, eine reibungsoptimierte Spreizeinheit, notwendig.

6.4.2 Stationäres Bremsenkennfeld

Das stationäre Bremsenkennfeld dient zur Ermittlung des Einflusses der Betriebsgrößen Spreizkraft, Geschwindigkeit und Temperatur auf die Eigenschaften der Bremse und des Messverfahrens. In Tabelle 6-2 sind die Variationsbereiche der Parameter aufgeführt. Die sich daraus ergebenden 60 Versuche werden jeweils drei Mal durchgeführt, um die Aussagekraft im jeweiligen Messpunkt zu erhöhen.

Die nachfolgenden Textpassagen sind zum Teil wörtlich der Veröffentlichung Vey et al.⁷⁷ entnommen.

Tabelle 6-2: Variationsparameter und -bereich des stationären Bremsenkennfelds

Parameter	Zeichen	Variationsbereich	Einheit
Spreizkraft	F_{Se}	0,25; 0,5; 1; 2; 3	kN
Geschwindigkeit	v	25; 50; 100; 150	km/h
Temperatur	T_{Tr}	50; 100; 150	°C

⁷⁷ Vey, C. et al.: Intelligente Trommelbremse mit integriertem Bremsmomentsensor (2021).

6.4.2.1 Auswertung des stationären Bremsenkennfelds

Die Versuche werden als Schleppbremsungen mit einer Spreizkraftregelung durchgeführt. Entsprechend des Variationsbereiches werden die Spreizkraft und die Geschwindigkeit während der Betätigung konstant gehalten. Als Versuchstarttemperatur werden die im Variationsbereich definierten Temperaturen eingestellt. Auf Grund der reibflächennahen Temperaturmessung und dem damit verbundenen sehr dynamischen Verhalten des Temperatursensors, tritt während der Betätigung vor allem bei höheren Geschwindigkeiten ein Temperaturanstieg auf. Um in der Auswertung diesen überlagerten Temperatureinfluss nicht zu berücksichtigen, wird bei Erreichen der Soll-Spreizkraft die Auswertung gestartet und über eine Trommelumdrehung gemittelt. Durch dieses Vorgehen werden trommelpositionsabhängige Effekte (Unrundheit der Trommel oder Achsversatz) kompensiert.

In Abbildung 6-11 und Abbildung 6-12 wird beispielhaft die Ermittlung des auszuwertenden Zeitbereichs sowie die Bestimmung der Kennwerte dargestellt. Die Spreizkraft erreicht den Sollwert zum Zeitpunkt 3,08 s, der als Startwert dient. Eine Trommelumdrehung entspricht bei 100 km/h 70 ms. Dementsprechend wird im Bereich von 3,08 s – 3,15 s der Mittelwert für die Kennwerte berechnet. Die vergrößerte Darstellung in Abbildung 6-12 zeigt den Einfluss der trommelpositionsabhängigen Effekte auf die Kennwerte und macht die Notwendigkeit der Mittelung über eine Trommelumdrehung deutlich. Der Anstieg der Trommeltemperatur während des Versuch macht ebenfalls deutlich, dass die Auswertung bei der Kennfeldermittlung lediglich in einem kleinen Zeitbereich sinnvoll ist. Innerhalb des ermittelten Zeitbereichs ergeben sich für das Bremsmoment, den Bremsenkennwert und den virtuellen Hebelarm die Kennwerte aus Tabelle 6-3.

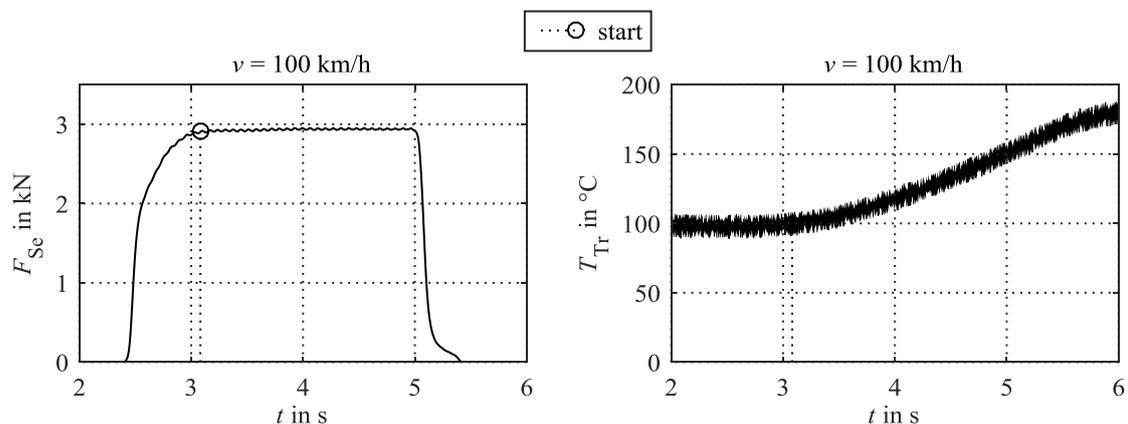


Abbildung 6-11: Ermittlung des Zeitbereichs für die Auswertung

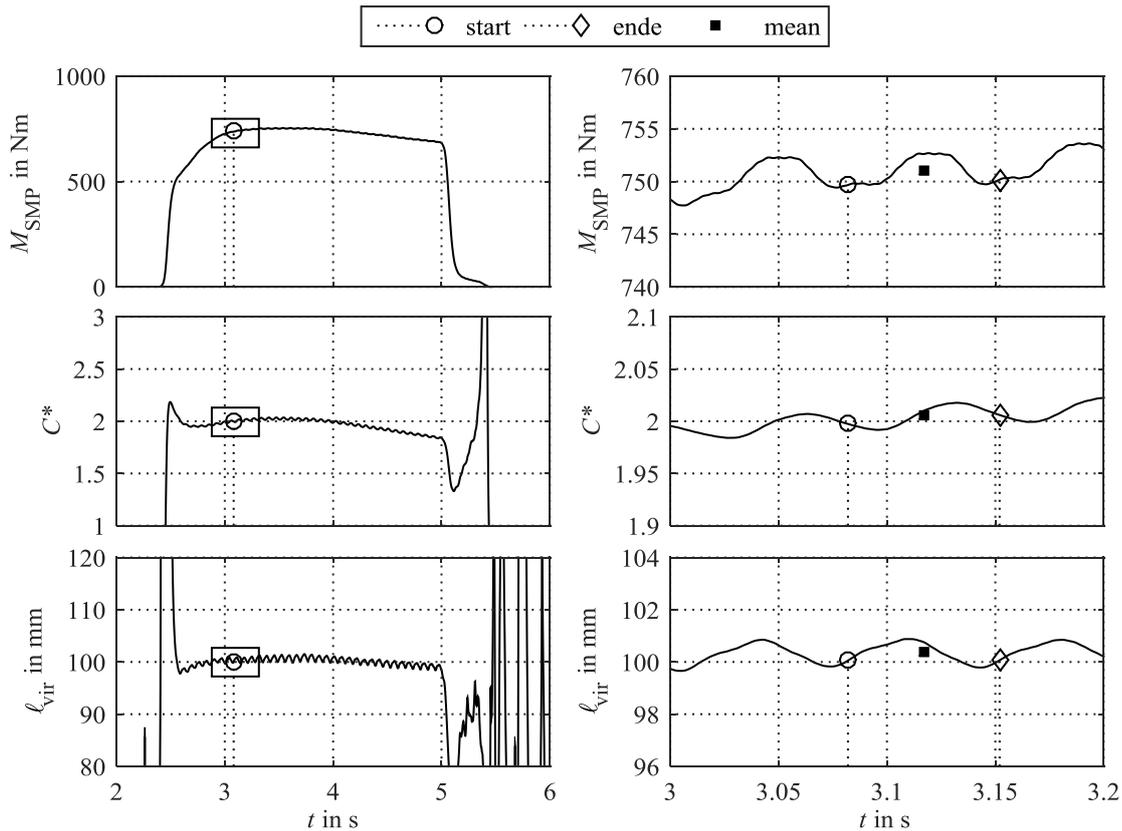


Abbildung 6-12: Bestimmung der Kennwerte im relevanten Zeitbereich

Tabelle 6-3: Kennwerte des stationären Bremsenkennfelds

Kennwert	Zeichen	Wert	Einheit
Mittleres Bremsmoment	$M_{SMP,mean}$	751	Nm
Mittlerer Bremsenkennwert	C^*_{mean}	2,01	-
Mittlerer virtueller Hebelarm	$l_{vir,mean}$	100,6	mm

Entsprechend der vorgestellten Methodik werden für alle Varianten des stationären Bremsenkennfelds die Kennwerte ausgewertet und im Folgenden die Abhängigkeit von den Variationsparametern diskutiert.

6.4.2.2 Variation der Spreizkraft

In Abbildung 6-13 wird der Einfluss der variierten Spreizkraft in Abhängigkeit der Geschwindigkeit auf die innere Übersetzung, das Bremsmoment und den virtuellen Hebelarm dargestellt. Der Bremsenkennwert zeigt eine moderate Änderung durch die Spreizkraftvariation von maximal $\Delta C^* = 0,3$. In Abhängigkeit der gewählten Geschwindigkeit wird der Bremsenkennwert unterschiedlich beeinflusst, wodurch kein eindeutiger Zusammenhang

zur Spreizkraftänderung herzustellen ist. Mit steigender Geschwindigkeit nimmt die innere Übersetzung ab, wie in Kapitel 6.4.2.3 gezeigt wird.

Auf Grund der moderaten Änderungen des Bremsenkennwerts in Abhängigkeit der Spreizkraft ergibt sich für das resultierende Bremsmoment ein näherungsweise proportionaler Verlauf für das jeweilige Geschwindigkeitsniveau. Die starke Beeinflussung durch die Geschwindigkeit führt bei hoher Betätigungskraft zu einer maximalen Spreizung von 400 Nm.

Für den virtuellen Hebelarm, der das Verhältnis von Bremsmoment zur Differenzkraft im Abstützlager beschreibt, liegt kein konstanter Wert vor, sondern eine deutliche Abhängigkeit von der Spreizkraft im Bereich von 85 mm – 101 mm. Ab einer Spreizkraft von 0,5 kN ist ein Anstieg des virtuellen Hebelarms zu erkennen. Für kleine Kräfte liegt kein eindeutiges Verhalten vor. Eine mögliche Ursache ist die hohe Sensitivität gegenüber Fehlern im Nenner (Differenz der Abstützkräfte) des Quotienten.

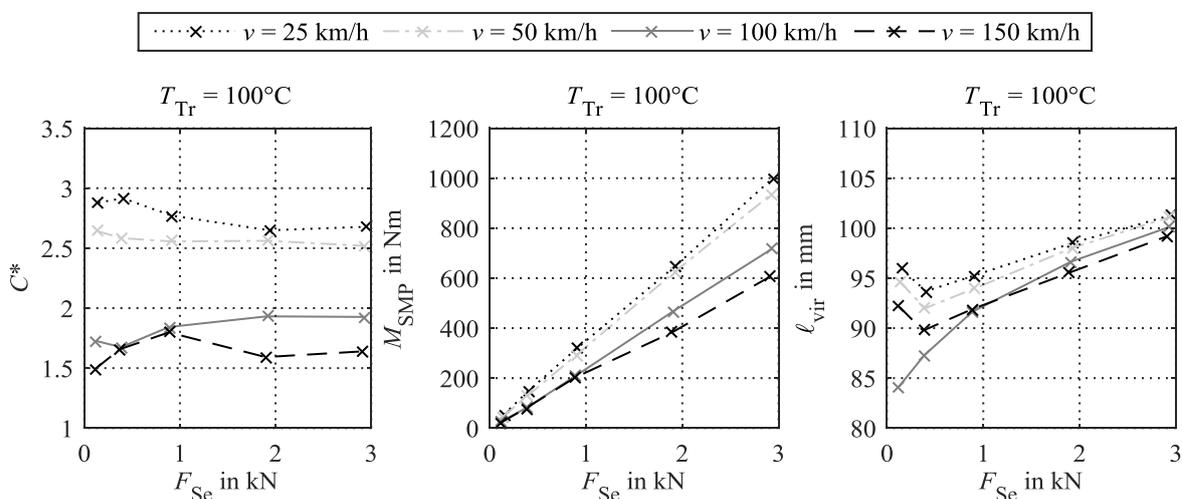


Abbildung 6-13: Bremsenkennwert, Bremsmoment und virtueller Hebelarm in Abhängigkeit der Spreizkraft

6.4.2.3 Variation der Drehzahl

Der Einfluss der Geschwindigkeit auf den Bremsenkennwert, das resultierende Bremsmoment und den virtuellen Hebelarm wird in Abbildung 6-14 dargestellt. Die Rotationsgeschwindigkeit der Trommel wird in die äquivalente Fahrgeschwindigkeit umgerechnet. Ein deutlicher Einfluss auf den Bremsenkennwert ist zu erkennen mit einer maximalen Änderung von $\Delta C = 1,4$. Der qualitative Verlauf ähnelt dem aus der Literatur bekannten Verlauf in Abbildung 6-15, bei dem mit steigender Fahrgeschwindigkeit eine Reduktion des Reibwerts vorliegt. Dies entspricht einer Reduktion des Bremsenkennwerts. Ein quantitativer Vergleich zwischen den Messwerten und der Literaturangabe ist auf Grund von unterschiedlichen Reibbelägen und unterschiedlichen geometrischen Größen der Bremsen nicht sinnvoll.

Die Abhängigkeit des Bremsenkennwerts führt dazu, dass das Bremsmoment innerhalb eines Kraftniveaus mit steigender Geschwindigkeit abnimmt.

Der virtuelle Hebelarm sinkt ebenfalls mit steigender Geschwindigkeit und weist die einzelnen Kraftniveaus wie beim Bremsmoment auf. Im Vergleich zur Änderung zwischen den einzelnen Kraftniveaus fällt der Geschwindigkeitseinfluss geringer aus. Auffällig ist der niedrige virtuelle Hebelarm von 84 mm bei 0,25 kN und 100 km/h, der als Ausreißer angesehen werden kann.

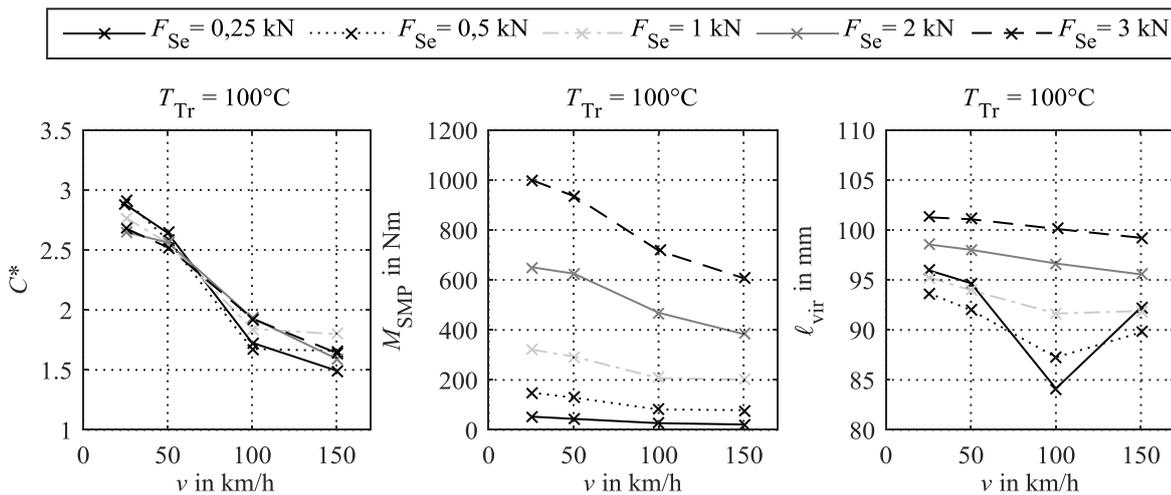


Abbildung 6-14: Bremsenkennwert, Bremsmoment und virtueller Hebelarm in Abhängigkeit der Geschwindigkeit

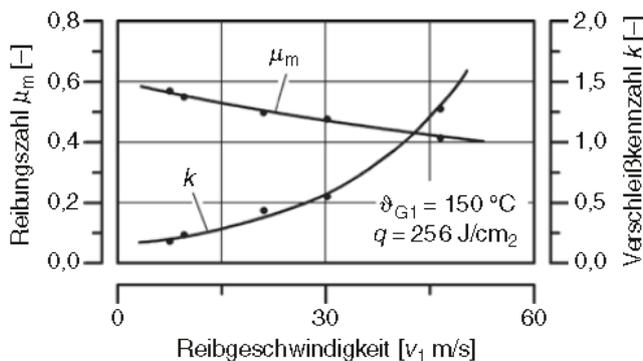


Abbildung 6-15: Reibwert und Verschleißkennzahl in Abhängigkeit der Geschwindigkeit⁷⁸

6.4.2.4 Variation der Temperatur

Der Einfluss der Temperaturvariation auf den Bremsenkennwert, das Bremsmoment und den virtuellen Hebelarm wird in Abbildung 6-16 dargestellt. Bei vier der fünf gewählten Kraftstufen ist in beiden Diagrammen ein Maximum bei 100 °C zu erkennen. Lediglich bei 1 kN

⁷⁸ Severin, D.; Musiol, F.: Der Reibprozess in trockenlaufenden Bremsen (1995), S. 62.

Spreizkraft ist eine leichte Zunahme bei 150 °C gegenüber 100 °C zu erkennen. Die geringsten Bremsenkennwerte liegen bei 50 °C vor. Der zu erwartende hohe Einfluss der Temperatur auf den Reibwert und damit auf den Bremsenkennwert wird in dem gewählten Temperaturbereich nicht sichtbar. Aus der Literatur in Abbildung 6-17 ist zu erkennen, dass ein Reibwertmaximum bei 200 °C vorliegt. Somit liegt auch hier kein streng monoton steigender oder fallender Zusammenhang zur Temperatur vor. Im Vergleich zu den Messwerten befindet sich das Temperaturmaximum somit um 100 °C verschoben. Da sich Reibmaterialien unterscheiden ist solch ein Unterschied durchaus möglich. Ein quantitativer Vergleich zwischen Messwerten und Literaturangaben ist auf Grund der unterschiedlichen Materialien nicht sinnvoll. Die Untersuchung des Einflusses von höheren Temperaturen ist wegen den verbauten Kraftsensoren im Inneren der Trommelbremse nicht möglich.

Das Bremsmoment zeigt entsprechend des Bremsenkennwerts ein Maximum bei 100 °C auf. Die einzelnen Kraftniveaus sind deutlich voneinander zu unterscheiden. Gleiches gilt für den virtuellen Hebelarm. Dieser zeigt minimale Änderungen mit steigender Temperatur. Im Vergleich zur Spreizkraft zeigt die Temperaturänderung einen geringen Einfluss.

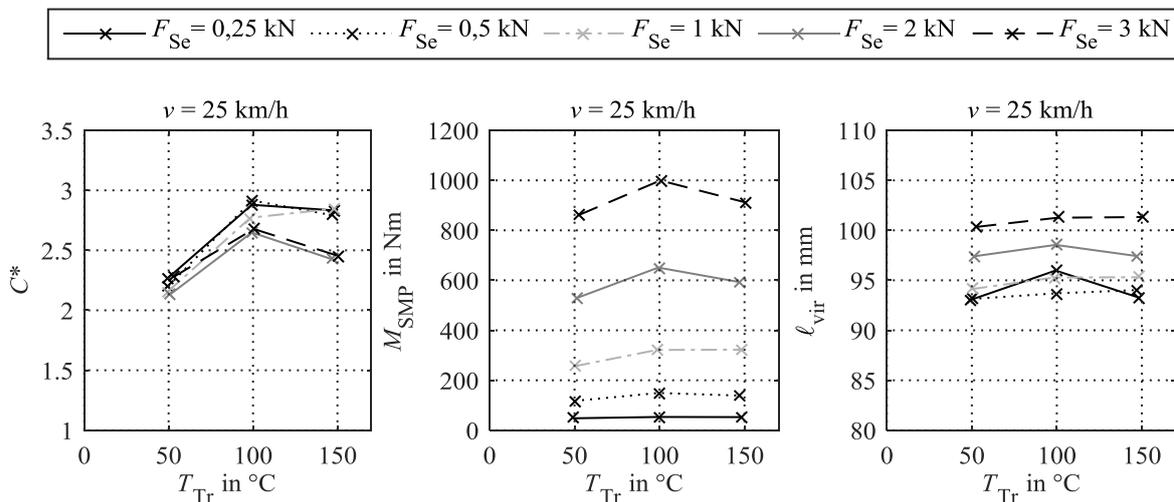


Abbildung 6-16: Bremsenkennwert, Bremsmoment und virtueller Hebelarm in Abhängigkeit der Temperatur

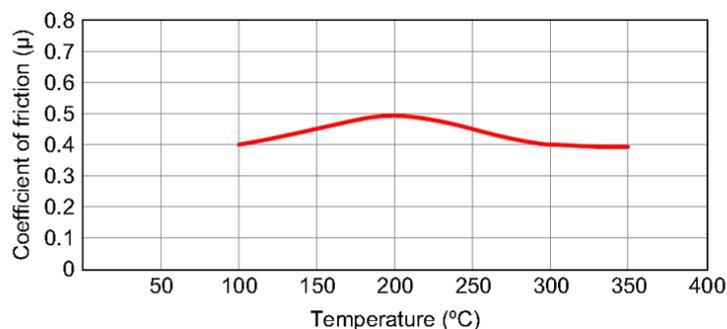


Abbildung 6-17: Reibungskennzahl in Abhängigkeit der Reibflächentemperatur⁷⁹

⁷⁹ Day, A.: Braking of road vehicles (2014), S. 20.

6.4.2.5 Variation des Bremsmoments

Die Variation der einzelnen Betriebsgrößen des stationären Bremsenkennfelds zeigen einen unterschiedlich starken Einfluss auf die Kennwerte. Während der Bremsenkennwert eine starke Abhängigkeit zur Temperatur und Geschwindigkeit aufzeigt, ist der virtuelle Hebelarm primär von der Spreizkraft abhängig. Auf Grund der proportionalen Abhängigkeit des Bremsmoments von der Spreizkraft und dem Bremsenkennwert eignet sich das Bremsmoment als Bezugsgröße für die weitere Analyse. Hierbei wird der kombinierte Einfluss der Spreizkraft und der Geschwindigkeit untersucht. Der Einfluss der Temperatur wird nicht weiter analysiert, da die Änderungen im Vergleich zur Geschwindigkeit geringer ausfallen.

Der Zusammenhang zwischen Bremsmoment und Differenzkraft im Abstützlager wird in Abbildung 6-18 dargestellt. Die Symbole repräsentieren das jeweilige Kraftniveau und die Graustufen der Symbole die Geschwindigkeitsniveaus. Die ermittelte Regressionsfunktion der Messdaten ist eine quadratische Gleichung mit einem Bestimmtheitsmaß von $1-R^2 = 1,2 \cdot 10^{-4}$. Das hohe Bestimmtheitsmaß verdeutlicht die Reibwertunabhängigkeit des Messverfahrens, da der Bremsenkennwert entsprechend Abbildung 6-14 im Bereich von 1,5 – 2,9 variiert. Der Offset von 3,3 Nm der Regressionsfunktion ist vernachlässigbar gering und liegt in der Größenordnung der Messgenauigkeit. Der Koeffizient des linearen Glieds ist mit 93,1 mm fast identisch mit dem geometrischen Abstand des Abstützlagers zum Mittelpunkt $\ell_{y,Al} = 93$ mm, der sich somit in der Regressionsfunktion wiederfinden lässt. Der Koeffizient des quadratischen Glieds fällt mit 0,9 mm/kN klein aus, wodurch der lineare Anteil dominiert. Im Vergleich zum berechneten Bremsmoment $\tilde{M}(0; 0)$, das proportional zur Abstützkraft über dem geometrischen Abstand des Abstützlagers ist, zeigt sich eine gute Annäherung bis zum mittleren Kraftniveau von 5 kN. Bei größeren Differenzkräften ist die wachsende Abweichung durch den quadratischen Anteil der Regressionsfunktion deutlich zu erkennen. Die Ursachen für das quadratische Glied werden im Weiteren analysiert.

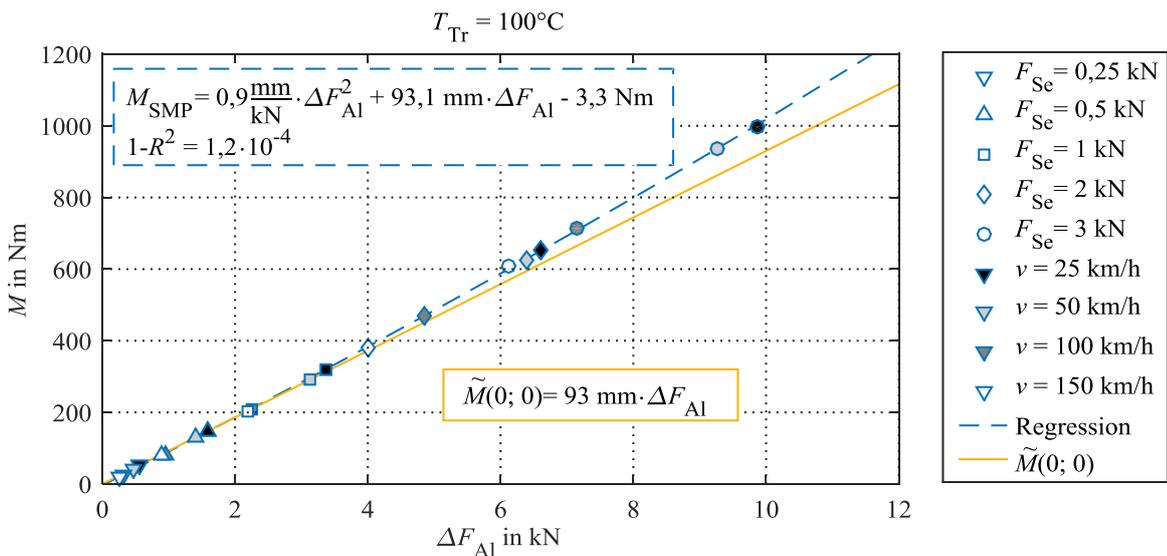


Abbildung 6-18: Bremsmoment in Abhängigkeit der Differenzkraft im Abstützlager

Für die auftretende Abweichung können die folgenden Einflussfaktoren ursächlich sein:

- Die getroffene Annahme, dass die Hebelarme der auflaufenden und ablaufenden Ba-cke identisch sind, gilt lediglich für eine reibungsfreie Kraftübertragung an den Kon-taktstellen zu den Bremsbacken. Durch die Berücksichtigung eines Reibkoeffizien-ten werden die resultierenden Kraftvektoren beeinflusst und damit der virtuelle Hebelarm. Der Effekt zur Berücksichtigung der Reibung ist analog zum Effekt einer Verschiebung der Bremsbacken in y -Richtung und wird somit ebenfalls berücksich-tigt.
- Für die Kräfte der Spreizeinheit ist die Annahme getroffen, dass diese identisch sind. Liegt eine Differenz der Spreizkräfte vor, hat diese einen Einfluss auf den Zusam-menhang zwischen Bremsmoment und Differenz der Abstützkräfte sowie den virtu-ellen Hebelarm.

Zur Analyse der Steigungsabweichung werden Reibkoeffizienten an den Kontaktstellen von Abstützlager $\mu_{Al} = 0,1$ und Spreizeinheit $\mu_{Se} = 0,1$ zu den Bremsbacken berücksichtigt so-wie die Kräfte an der Spreizeinheit ausgewertet. Entsprechend Formel 6.5 ergibt sich das errechnete Bremsmoment aus den vier einzelnen Drehmomentanteilen an den Kontaktstellen des Abstützlagers und der Spreizeinheit zu den Bremsbacken.

$$\begin{aligned} \tilde{M}(0,1; 0,1) = & F_{Al,+} \cdot \ell_{Al,+}(0,1) - F_{Al,-} \cdot \ell_{Al,-}(0,1) - F_{Se,+} \cdot \ell_{Se,+}(0,1) \\ & + F_{Se,-} \cdot \ell_{Se,-}(0,1) \end{aligned} \quad (6.5)$$

Zur Analyse des Einflusses auf den virtuellen Hebelarm, der die Steigung aus dem Nullpunkt repräsentiert, wird das berechnete Bremsmoment entsprechend der Definition nach For-mel 4.23, ins Verhältnis mit der Differenzkraft im Abstützlager gesetzt.

$$\tilde{\ell}_{vir}(0,1; 0,1) = \frac{\tilde{M}(0,1; 0,1)}{\Delta F_{Al}} \quad (6.6)$$

In Abbildung 6-19 werden die virtuellen Hebelarme für das gemessene Bremsmoment M_{SMP} und für die beiden berechneten Bremsmomente $\tilde{M}(0; 0)$ und $\tilde{M}(0,1; 0,1)$ gezeigt. In Blau sind die Messwerte und die umgerechnete Regressionsfunktion (Strichlinie) für ℓ_{vir} aus Ab-bildung 6-18 dargestellt. Die roten Kennwerte zeigen den virtuellen Hebelarm $\tilde{\ell}_{vir}(0,1; 0,1)$ sowie eine entsprechende Regressionsfunktion (Strichpunktlinie). Die gelbe Kennlinie stellt für den vereinfachten Fall den virtuellen Hebelarm $\tilde{\ell}_{vir}(0; 0)$ dar und entspricht dem geo-metrischen Abstand des Abstützlagers zum Mittelpunkt.

Der nach Formel 6.5 berechnete virtuelle Hebelarm (Strichpunktlinie) zeigt deutlich erhöhte Werte gegenüber dem vereinfachten Fall (durchgezogene Linie). Für kleine Bremsmomente erhöht sich die Abweichung zum virtuellen Hebelarm ℓ_{vir} , hingegen fällt die Abweichung bei hohen Bremsmomenten geringer aus. Die Regressionsfunktion des berechneten Brems-moments aus Formel 6.5 ist linear $\tilde{M}(0,1; 0,1) = 99,3 \text{ mm} \cdot \Delta F_{Al} - 0,7 \text{ Nm}$ mit einem ebenfalls hohen Bestimmtheitsmaß von $1-R^2 = 2,1 \cdot 10^{-4}$. Die untersuchten Einflussfaktoren

mit dem gewählten Reibwert von $\mu_{Al} = \mu_{Se} = 0,1$ zeigen auf, dass sie zu einer Erhöhung der Steigung beitragen und somit bei höheren Bremsmomenten eine geringere Abweichung vorliegt. Der quadratische Verlauf der Messwerte wird mit den Einflussfaktoren nicht abgebildet.

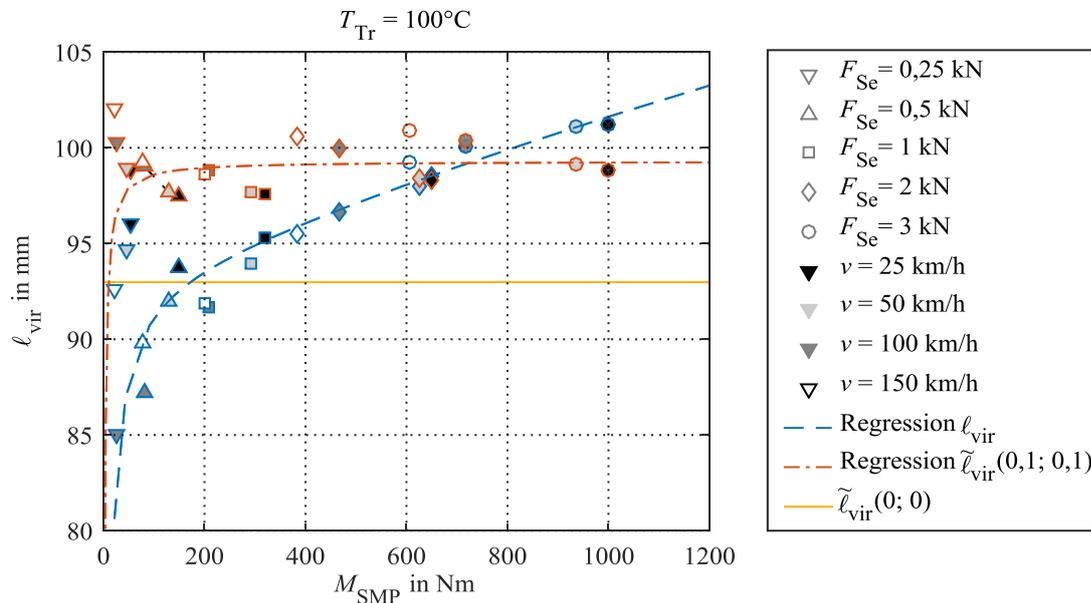


Abbildung 6-19: Analyse der virtuellen Hebelarme für verschiedene Spreizkraftniveaus

Zur Beurteilung des Messverfahrens hinsichtlich der Bremsmomentermittlung werden in Abbildung 6-20 der absolute (linkes Diagramm) und der relative Fehler (rechtes Diagramm) analysiert. Dargestellt werden die Abweichungen der berechneten Bremsmomente $\tilde{M}(0; 0)$ und $\tilde{M}(0,1; 0,1)$ zum gemessenen Bremsmoment sowie der aus Kapitel 3 ermittelte Grenzwert.

Für das ermittelte Bremsmoment auf Basis des geometrischen Hebelarms ergibt sich ein absoluter Fehler im Bereich von $-80 \text{ Nm} - +10 \text{ Nm}$. Die höchste Abweichung tritt bei dem höchsten Bremsmoment auf. Der relative Fehler befindet sich in einem Bereich von $-8 \% - +15 \%$. Die Abweichungen befinden sich innerhalb der erlaubten Grenzwerte.

Für das errechnete Bremsmoment $\tilde{M}(0,1; 0,1)$ befindet sich der absolute Fehler im Bereich von $-22 \text{ Nm} - +20 \text{ Nm}$. Somit ist die Spannweite als auch das Maximum des absoluten Fehlers geringer, womit sich die Bremsmomentermittlung verbessert. Der relative Fehler im Bereich von $-2 \% - 22 \%$ zeigt eine ähnliche Spannweite auf, allerdings mit einem erhöhten Maximum. Da es sich bei den hohen relativen Abweichungen um kleine Bremsmomente handelt, befindet sich die Abweichung innerhalb der erlaubten Grenzen.

Die quadratischen Verläufe des absoluten Fehlers zeigen auf, dass der quadratische Zusammenhang zwischen der Differenzkraft im Abstützlager und dem Bremsmoment nicht abgebildet wird.

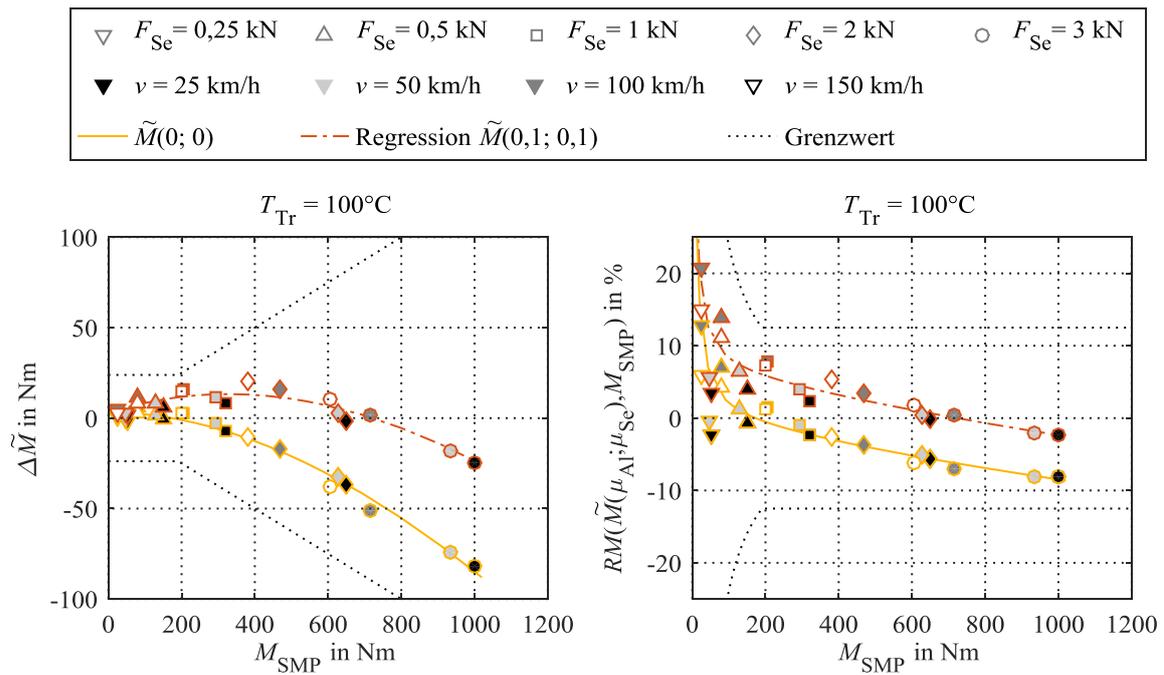


Abbildung 6-20: Fehlerbetrachtung der ermittelten Bremsmomente

6.4.2.6 Fazit

Die Versuche zur Ermittlung des stationären Bremsenkennfelds zeigen auf, dass der Bremsenkennwert stark durch die Reibgeschwindigkeit beeinflusst wird. Der zu erwartende hohe Einfluss der Temperatur konnte in dem gewählten Temperaturbereich nicht gezeigt werden. Die geringe Beeinflussung des Bremsenkennwerts durch die Spreizkraft zeigt keine eindeutige Tendenz.

Der virtuelle Hebelarm zeigt eine Abhängigkeit zum Bremsmoment auf. Mit steigendem Bremsmoment nimmt dieser degressiv zu. Da die Spreizkraft das Bremsmoment direkt beeinflusst, ist die Abhängigkeit am deutlichsten ausgeprägt. Mit der Variation der Geschwindigkeit und Temperatur liegt eine indirekte Abhängigkeit vor, die das Bremsmoment durch eine Änderung des Bremsenkennwerts beeinflussen.

Die absolute und relative Fehleranalyse des berechneten Bremsmoments über den geometrischen Hebelarm zeigen prozentuale Fehler im Bereich von $\pm 8\%$ auf bzw. eine maximale betragliche Abweichung von 80 Nm. Durch die Berücksichtigung der Spreizkräfte und der Reibung an den Kontaktstellen wird die maximale betragliche Abweichung auf 22 Nm reduziert, womit eine Verbesserung der Bremsmomentermittlung stattfindet. Trotz der großen Spreizung des Bremsenkennwerts in den analysierten Messungen sind die Abweichungen beider berechneten Bremsmomente kleiner als die zulässigen Abweichungen. Somit ist ein bremsenkennwertunabhängige und damit eine reibwertunabhängige Ermittlung des Bremsmoments möglich.

6.4.3 Vergleich der Regelungskonzepte

Zur Analyse des geregelten Systemverhaltens wird ein Vergleich von Bremsungen mit zwei verschiedenen Reglern durchgeführt. Der Spreizkraftregler stellt dabei ein äquivalentes Verhalten zu einer druckgeregelten Bremsung dar, wohingegen der Abstützkraftregler nach der Theorie ein zum Bremsmoment proportionales Verhalten aufzeigt. Der Vergleich zwischen den beiden Reglern zeigt die Leistungsfähigkeit der Bremsmomentregelung. Zur Analyse werden Schleppbremsungen mit einer Ausgangstemperatur von 50 °C durchgeführt.

6.4.3.1 Spreizkraftgeregeltere Bremsung

Die in Abbildung 6-21 dargestellte spreizkraftgeregeltere Schleppbremsung zeigt die Trommeltemperatur, die Spreizkraft und das Bremsmoment über der Zeit auf. Der eingeregeltere Zustand, indem der Sollwert erreicht ist, befindet sich im Zeitbereich von 3 s – 4,9 s. Die Spreizkraft befindet sich auf einem konstanten Niveau mit leicht oszillierendem Signal. Diese auftretende konstante Schwingungsamplitude ist auf toleranzbedingten Abweichungen in der Rundheit der Trommel zurückzuführen. Entsprechend dem in Abbildung 6-16 dargestellten Zusammenhang zwischen Bremsenkennwert und Temperatur nimmt mit steigender Trommeltemperatur der Bremsenkennwert zu. Die Zunahme führt zu einer Erhöhung des resultierenden Bremsmoments. Innerhalb des eingeregelteren Bereichs nimmt das Bremsmoment von 400 Nm auf 490 Nm zu. Die temperaturbedingte Variation des Bremsmoments bei konstanter Spreizkraft zeigt die Problematik bei Trommelbremsen hinsichtlich der Reibwertsensitivität auf und macht zugleich das Potential einer bremsmomentgeregelteren Trommelbremse deutlich.

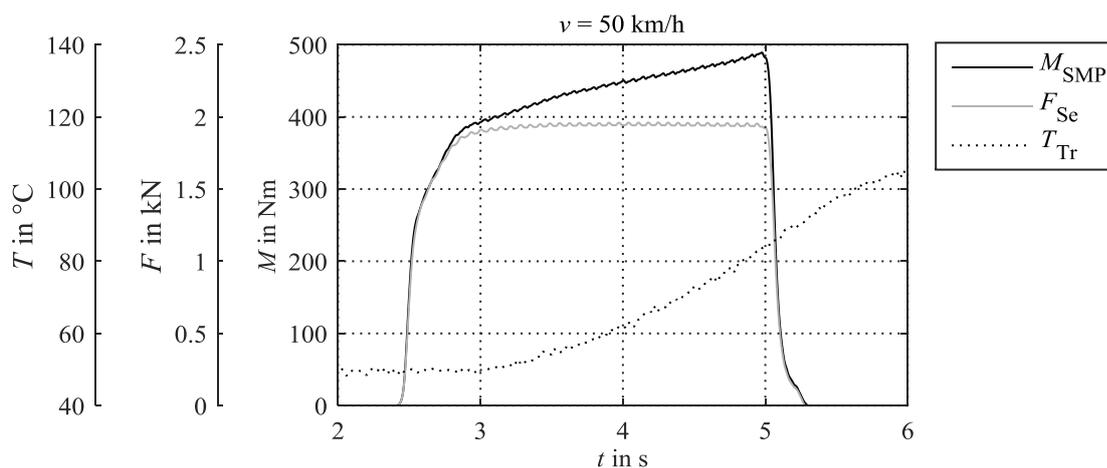


Abbildung 6-21: Spreizkraftgeregeltere Schleppbremsung

6.4.3.2 Abstützkraftgeregelte Bremsung

Die im Zeitbereich dargestellte Schlepptbremsung mit geregelter Differenz der Abstützkräfte (Abbildung 6-22) besitzt im Gegensatz zum spreizkraftgeregelten System ein konstantes Bremsmoment im eingeregulierten Zustand (3 s – 4 s). Zur Aufrechterhaltung des konstanten Bremsmomentniveaus nimmt die Spreizkraft während der Betätigung stetig zu. Die Zunahme der Spreizkraft weist auf eine Reduktion des Bremsenkennwerts hin. Auch dieses Systemverhalten entspricht den Erkenntnissen aus dem stationären Bremsenkennfeld. Der in Abbildung 6-13 dargestellte Zusammenhang zwischen Spreizkraft und Bremsenkennwert zeigt eine Reduktion des Bremsenkennwerts zwischen 1 kN und 2 kN Spreizkraft auf. Dieser Effekt überwiegt im Vergleich zur Temperaturabhängigkeit des Bremsenkennwerts, aufgrund der geringen Änderung der Temperatur. Die Schwingungen des Bremsmoments mit konstanter Amplitude sind auch bei dem abstützkraftgeregelten System zu erkennen. Ursächlich hierfür sind die toleranzbedingten Abweichungen in der Rundheit der Trommel.

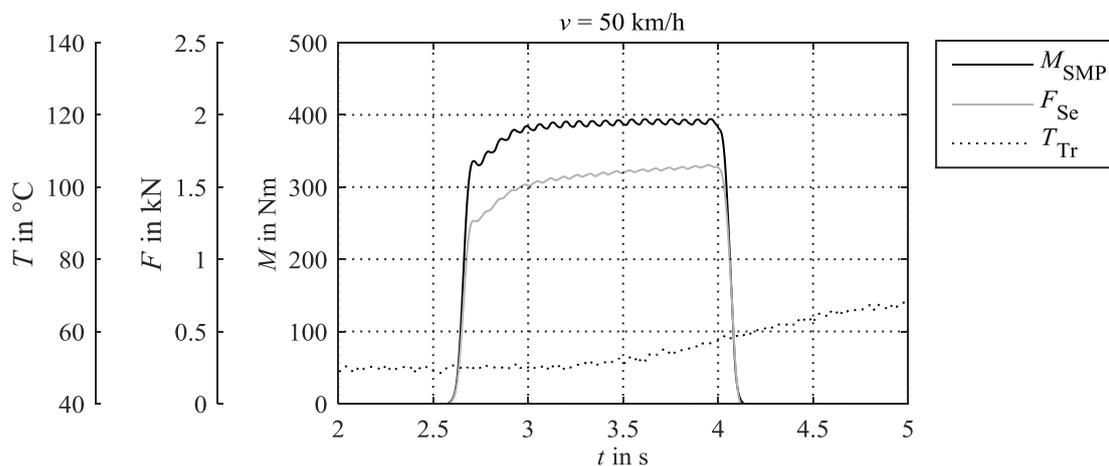


Abbildung 6-22: Abstützkraftgeregelte Schlepptbremsung

Mit dem exemplarisch dargestellten Versuch zeigt sich das große Potential des Systems hinsichtlich eines konstant eingeregulierten Bremsmoments, das den Nachteil der hohen Sensitivität von Trommelbremsen hinsichtlich Reibwertänderungen kompensiert.

Zur Beurteilung und Überprüfung des Potentials der Reibwertunabhängigkeit werden in Abbildung 6-23 das mittlere gemessene Bremsmoment im eingeregulierten Zustand in Abhängigkeit des Bremsenkennwerts für verschiedene Schlepptbremsungen dargestellt. Da die Geschwindigkeit im stationären Bremsenkennfeld den größten Einfluss auf den Bremsenkennwert zeigt, wird die Geschwindigkeit in den bekannten Abstufungen variiert. Zusätzlich wird noch eine Variation des Differenzkraftniveaus durchgeführt. Zu erkennen ist, dass innerhalb eines Differenzkraftniveaus eine große Variation des Bremsenkennwertes vorliegt entsprechend des stationären Bremsenkennfelds. Das resultierende Bremsmoment ist dabei unabhängig vom Bremsenkennwert auf einem konstanten Niveau. Das Verfahren, die Differenz der Abstützkräfte als Regelgröße zu verwenden, um ein konstantes Bremsmoment zu

generieren, das unabhängig vom Reibwert ist, bewährt sich somit in den durchgeführten Versuchen.

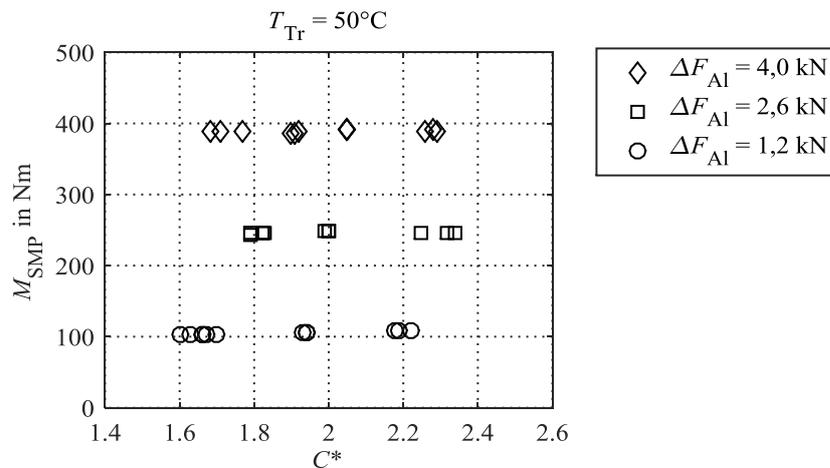


Abbildung 6-23: Bremsmoment in Abhängigkeit des Bremsenkennwerts bei geregelter Abstützkraftdifferenz

6.4.4 Variation der Position des Abstützlagers

Zur Validierung der Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse aus Kapitel 4.2 wird exemplarisch der Parameter „Abstand des Abstützlagers in y -Richtung“, der den größten Einfluss auf den virtuellen Hebelarm aufweist, variiert. Gegenüber der ursprünglichen Position wird das Abstützlager um 10 mm radial nach innen versetzt. Der Abstand des Kraftangriffspunkts des Abstützlagers $\ell_{y,Al}$ reduziert sich dadurch von 93 mm auf 83 mm. Der Verschiebung entsprechend werden die DMS basierten Kraftsensoren auf den Bremsbacken montiert (Abbildung 6-24).

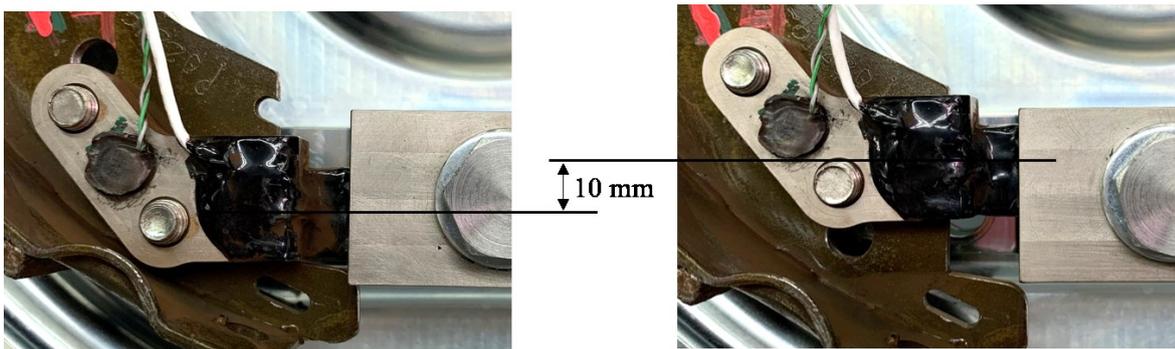


Abbildung 6-24: Zwei Positionen der Abstützlagermessung

Abbildung 6-25 zeigt den Bremsenkennwert und den virtuellen Hebelarm in Abhängigkeit der Position des Abstützlagers. Dargestellt werden die Messergebnisse der Versuche mit 50 °C Trommelausgangstemperatur, einer Spreizkraft von 1 kN und verschiedenen Geschwindigkeiten sowie eine aus der Simulation ermittelte Kennlinie.

Die Messergebnisse wie auch die Simulation zeigen einen Anstieg des Bremsenkennwerts mit Verringerung der Abstützlagerposition. Der quantitative Vergleich in Tabelle 6-4 zeigt auf, dass die Änderungen für 25 km/h, 50 km/h und 100 km/h höher als in der Simulation ausfallen, hingegen bei 150 km/h eine geringere Änderung auftritt.

Für den virtuellen Hebelarm zeigt sich in den Messergebnissen die aus der Simulation bekannte starke Beeinflussung des Kennwerts. Mit einer durchschnittlichen Änderungsrate von 10,7 % fällt die Änderung der Messdaten leicht höher aus als in der Simulation.

Tabelle 6-4: Kennwertänderung in Abhängigkeit der Abstützlagerposition

Kennwert	25 km/h	50 km/h	100 km/h	150 km/h	Sim
Differenz des Bremsenkennwerts	0,42	0,41	0,52	0,2	0,3
Differenz des virtuellen Hebelarms in mm	-11,2	-10,7	-9,3	-11,5	-10

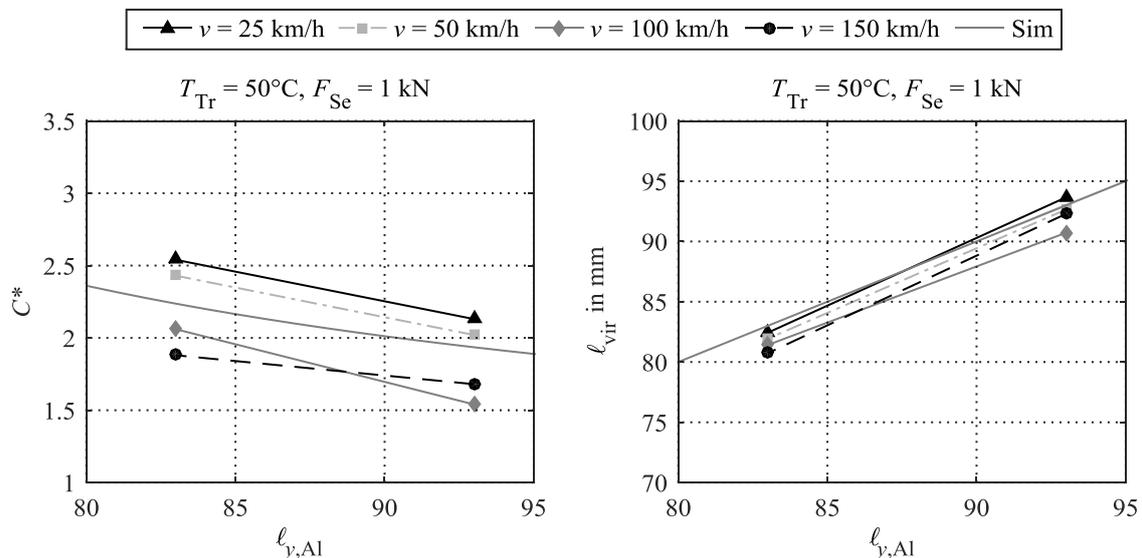


Abbildung 6-25: Bremsenkennwert und virtueller Hebelarm in Abhängigkeit der Abstützlagerposition

In Abbildung 6-26 wird das Bremsmoment in Abhängigkeit der Differenzkraft im Abstützlager aufgezeigt. Die Symbole repräsentieren das jeweilige Kraftniveau und die Graustufen der Symbole die Geschwindigkeitsniveaus. Die ermittelte Regressionsfunktion der Messdaten ist eine quadratische Gleichung mit einem Bestimmtheitsmaß von $1-R^2 = 7,7 \cdot 10^{-5}$. Durch die veränderte Position des Abstützlagers fällt mit 13 Nm etwas größer aus. Der Lineare Anteil verringert sich deutlich auf 84,7 mm und ist somit lediglich 2 % größer als der Abstand des Abstützlagers zum Mittelpunkt $l_{y,Al} = 83$ mm. Der Koeffizient des quadratischen Glieds fällt bei der veränderten Abstützposition mit 0,45 mm/kN noch geringer aus, wodurch der lineare Anteil stärker dominiert.

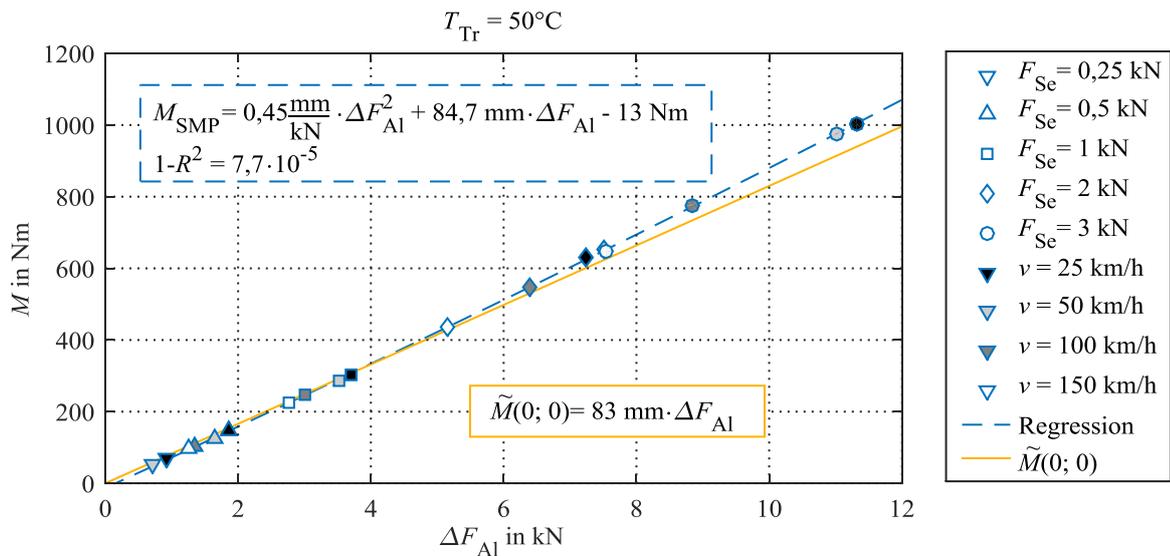


Abbildung 6-26: Bremsmoment in Abhängigkeit der Differenzkraft im Abstützlager bei veränderter Abstützlagerposition

Zur Beurteilung des Messverfahrens bei veränderter Abstützlagerposition wird in Abbildung 6-27 der absolute und relative Fehler der berechneten Bremsmomente $\tilde{M}(0;0)$ und $\tilde{M}(0,1;0,1)$ dargestellt. Die auftretenden Abweichungen befinden sich für beide Funktionen innerhalb der Grenzwert.

Für das ermittelte Bremsmoment auf Basis des geometrischen Hebelarms $\tilde{M}(0;0)$ fallen die Abweichungen etwas geringer aus mit maximal -67 Nm im Vergleich zur ursprünglichen Abstützlagerposition (-80 Nm).

Für das errechnete Bremsmoment $\tilde{M}(0,1;0,1)$ befindet sich der absolute Fehler im Bereich von $-15 \text{ Nm} - +21 \text{ Nm}$ auf einem ähnlichen Niveau wie bei der ursprünglichen Abstützlagerposition ($-22 \text{ Nm} - +20 \text{ Nm}$).

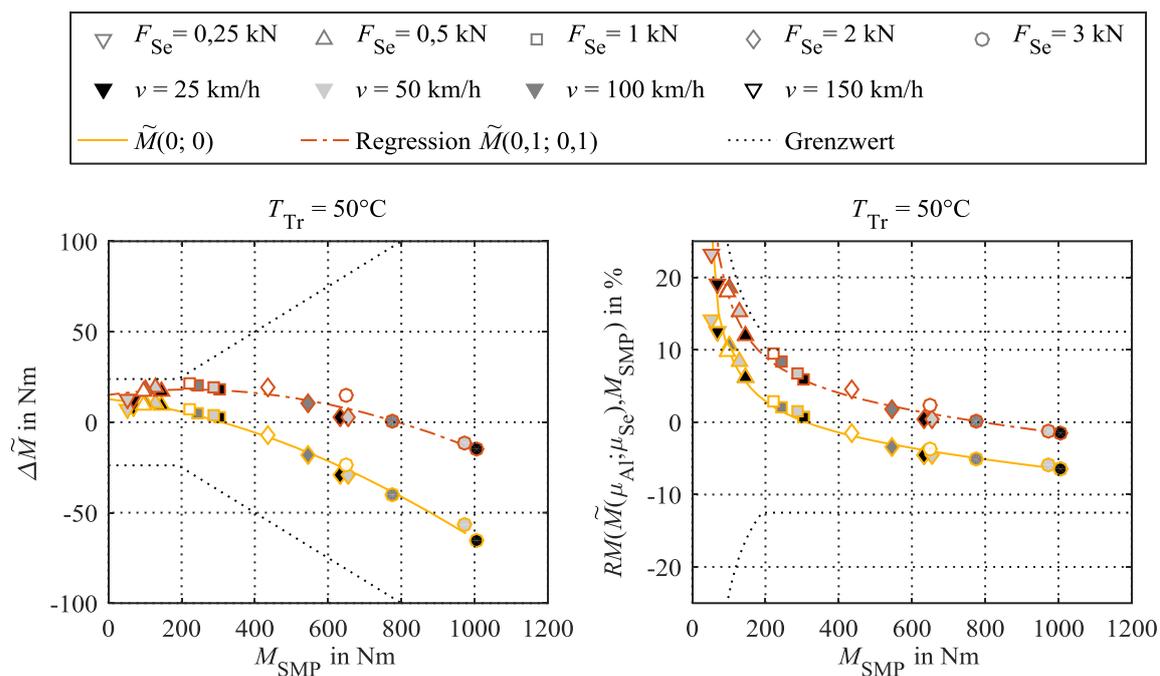


Abbildung 6-27: Fehlerbetrachtung der ermittelten Bremsmomente bei veränderter Abstützlagerposition

Die versuchstechnische Untersuchung zur Analyse des Einflusses des Parameters „Abstand des Abstützlagers in y -Richtung“ zeigt auf, dass eine Reduktion des virtuellen Hebelarms bei gleichzeitiger Erhöhung des Bremsenkennwerts vorliegt entsprechend der Sensitivitätsanalyse aus Kapitel 4.2.2.2. Die Abweichungen der berechneten Bremsmomente befinden sich innerhalb des definierten Toleranzbandes, womit aufgezeigt ist, dass das Verfahren für diese Parametervariation weiterhin gültig mit den in Kapitel 6.4.2 identifizierten Einschränkungen ist.

6.4.5 Analyse der Reibwert- und Spreizkraftermittlung

Zur Analyse der Reibwert- und Spreizkraftermittlung werden die Messdaten des stationären Kennfelds genutzt. In Abbildung 6-28 sind die berechneten und gemessenen Werte für den Reibwert und die Spreizkraft im oberen Bereich dargestellt sowie die absolute Abweichung (mittig) und die relative Abweichung (unten) zwischen den berechneten Werten und den gemessenen Werten. Für die beiden Abweichungen wird ein Mittelwert im Bereich konstanter Spreizkraft gebildet. Dargestellt sind der Start- und Endwert des Bereichs sowie der Mittelwert. Da für den Reibwert keine direkte Messung vorliegt, wird als Vergleichsgröße der ermittelte Reibwert auf Basis der Spreizkraft und dem Bremsmoment des Prüfstands genutzt. Dieser wird im weiteren als gemessener Reibwert μ_{Be} bezeichnet.

Der berechnete Reibwert $\tilde{\mu}_{Be}$ zeigt innerhalb des Auswertebereichs kleinere Werte im Vergleich zur Messung auf. Der prinzipielle Verlauf einer leichten Reduktion des Reibwerts zum Beginn der Bremsung und dem anschließenden Anstieg wird von dem berechneten Reibwert ebenfalls abgebildet. Ursächlich für den Verlauf des Reibwerts sind die Temperaturänderung

während der Bremsung (Vgl. Abbildung 6-21). Die mittlere Abweichung zwischen berechnetem und gemessenem Reibwert beträgt 0,017 bzw. 4 %.

Die Berechnung der Spreizkraft bildet den messtechnisch erfassten Wert sehr gut ab und zeigt nur geringfügige Abweichungen. Im Vergleich der beiden prozentualen Abweichungen von Spreizkraft und Reibwert ist ein gegenläufiges Verhalten zu erkennen.

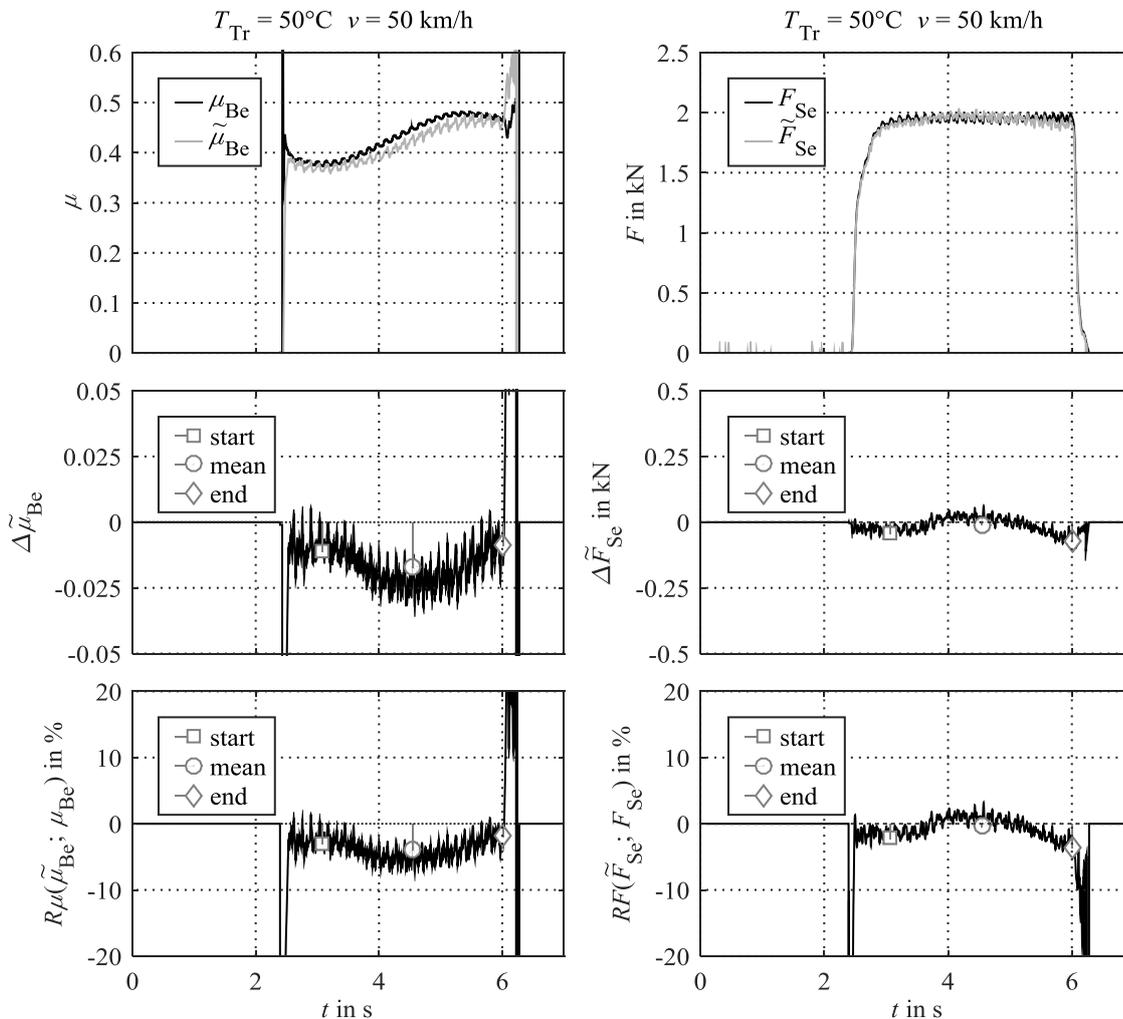


Abbildung 6-28: Messwert, berechneter Wert, absolute und relative Abweichung für den Reibwert und die Spreizkraft

In der Robustheitsanalyse des Verfahrens zur Reibwert- und Spreizkraftermittlung in Kapitel 4.4 ist das gegenläufige Verhalten bereits beschrieben. Dieses kann auf zwei verschiedenen Ursachen basieren.

1. Eine Differenz der Spreizkräfte mit einer erhöhten Kraft der ablaufenden Seite.
2. Eine Differenz der Reibwerte mit einem reduzierten Wert der ablaufenden Seite.

In Abbildung 6-29 werden die gemessenen Reibwerte (links) und gemessenen Spreizkräfte (rechts) der ablaufenden und auflaufenden Seite dargestellt sowie die Differenz der beiden Seiten.

Die Spreizkraft der ablaufenden Seite zeigt ein oszillierendes Signal, das im Mittel erhöhte Messwerte gegenüber der auflaufenden Seite aufweist. Durch die Wechselwirkung von Spreizkraft und Reibwert führen die vorliegende Spreizkraftdifferenz zu einer Reduktion des berechneten Reibwerts. Somit ist die durchgängig negative Abweichung des gemessenen Reibwerts aus Abbildung 6-28 zu erklären.

Die gemessenen Reibwerte von ablaufender und auflaufender Seite zeigen im vorderen und hinteren Teil der Bremsung einen erhöhten Reibwert für die ablaufende Seite und im mittleren Bereich einen reduzierten Reibwert. Der Verlauf des Differenzsignals lässt sich in der Abweichung des berechneten Reibwerts aus Abbildung 6-28 wiederfinden. Durch die Wechselwirkung von berechnetem Reibwert und berechneter Spreizkraft ist der Anstieg der berechneten Spreizkraft im mittleren Teil der Bremsung zu erklären.

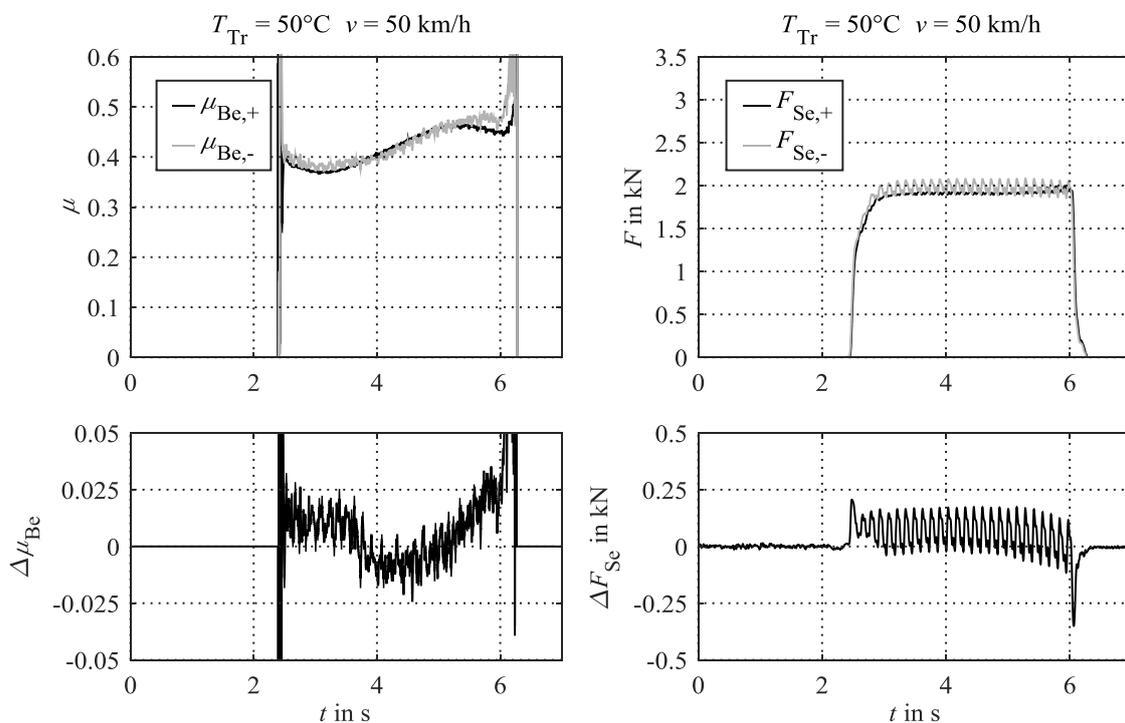


Abbildung 6-29: Reibwert, Spreizkraft und Differenzsignale für beide Bremsbacken

Die Auswertung zeigt auf, dass sowohl in der Spreizkraft als auch im Reibwert Differenzen zwischen auflaufender und ablaufender Seite auftreten können. Um die Höhe der auftretenden Abweichungen für verschiedene Betriebszustände zu analysieren, werden die mittleren prozentualen Abweichungen innerhalb des stationären Bremsenkennfelds ausgewertet. Analog zu Kapitel 6.4.2.5 wird die Spreizkraft- und Geschwindigkeitsvariation analysiert.

In Abbildung 6-30 ist auf der linken Seite die prozentuale Abweichung des Reibwerts und auf der rechten Seite die prozentuale Abweichung der Spreizkraft dargestellt.

Für die Spreizkraft wird der aus Kapitel 3.1 identifizierte Grenzwert übernommen. Die Abweichung der berechneten Spreizkraft befindet sich für alle Geschwindigkeiten und Spreizkräfte innerhalb des aufgeführten Toleranzbereiches. Die maximale Streuung der einzelnen

Kraftstufen liegt bei ca. 8 %. Für die durchgeführten Versuche ist der Mittelwert als ausreichend genau einzustufen.

Für den Reibwert, der nicht proportional zum Bremsmoment ist, wird ein angepasster Grenzwert entsprechend dem Vorgehen in Kapitel 3.1 ermittelt, sodass die Reibwertänderungen einer Bremsenkennwertsänderung von 12,5 % entsprechen, basierend auf einem nominalen Bremsenkennwert von $C_{nom}^* = 2$. In Tabelle 6-5 sind die Grenzwerte sowie die prozentuale Abweichung vom nominalen Grenzwert eingetragen.

Tabelle 6-5: Grenzwerte für den Bremsenkennwert und den Belagreibwert

	C^*	RC^*	μ_{Be}	$R\mu_{Be}$
Oberer Grenzwert	2,25	+12,5 %	0,405	9,5 %
Nominaler Wert	2	0 %	0,37	0 %
Unterer Grenzwert	1,75	-12,5 %	0,332	-10,3 %

Innerhalb der einzelnen Kraftstufen zeigt die prozentuale Abweichung des berechneten Reibwerts eine Streuung von 10 % auf. Die Abweichungen der berechneten Reibwerte befinden sich innerhalb des zuvor definierten Toleranzbandes. Die Ergebnisse bei 100 °C und 150 °C Starttemperatur befinden sich im Anhang A.3.

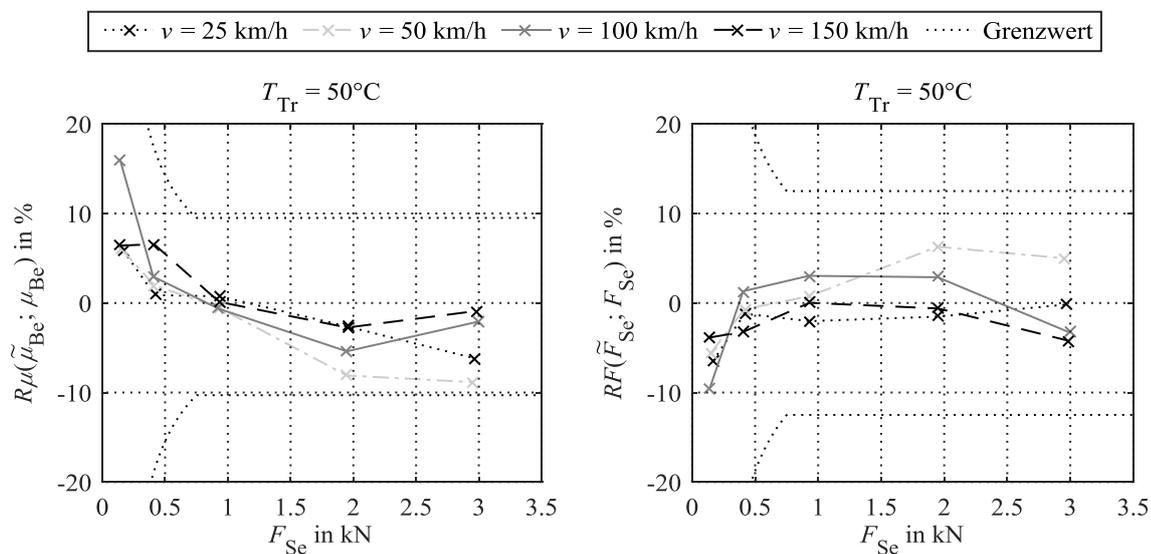


Abbildung 6-30: Relative Abweichung zwischen berechnetem/r und gemessenem/r Reibwert/Spreizkraft

Für die Ermittlung des Reibwerts und der Spreizkraft basierend auf der Messung der Abstützkräfte zeigt sich, dass die Ermittlung der beiden Kenngrößen innerhalb der vorgegebenen Grenzen möglich ist.

6.5 Versuchsergebnisse der Parkbremse

In diesem Kapitel wird das Messverfahren für die Lastfälle im Stillstand sowie die Übergänge von drehendem zu stehendem Rad bzw. von stehendem zu drehendem Rad analysiert. In Tabelle 6-6 sind die verschiedenen Systemzustände der Bremse aufgeführt, die von der Drehzahl, dem Bremsmoment und der Spreizkraft abhängen. Für Spreizkräfte $F_{Se} = 0$ liegen in Abhängigkeit der Lüftspieleinstellung lediglich Restbremsmomente vor, aber keine erwünschte Bremswirkung. Deshalb werden in der Tabelle lediglich die Fälle für eine Spreizkraft größer Null betrachtet. Für ein drehendes Rad liegt in Abhängigkeit der Drehrichtung jeweils ein definierter Systemzustand vor, wodurch eine eindeutige Zustandserkennung möglich ist. Das Bremsmoment ist dabei von der inneren Übersetzung, der Spreizkraft und dem Reibradius abhängig, wobei die Spreizkraft die einzige aktive Stellgröße darstellt.

$$M_{Br} = F_{Se} \cdot C^* \cdot r_{Tr} \quad (6.7)$$

Für den Fall eines stehenden Rades sind in Abhängigkeit des von außen wirkenden Lastmoments verschiedene Zustände vorhanden. In Abbildung 6-31 wird das Freikörperbild eines Fahrzeugs am Hang dargestellt. Das Lastmoment M_{La} ergibt sich bei Vernachlässigung des Rollreibungsmoments durch die Fahrzeugmasse m_{Fzg} , die Steigung der Straße ε und der Anzahl der Bremsen N_{Br} . Als aktive Stellgrößen sind hierbei die Fahrzeugmasse und die Steigung anzusehen.

$$M_{La} = \frac{1}{N_{Br}} \cdot m_{Fzg} \cdot g \cdot \sin(\varepsilon) \cdot r_{Rad} \quad (6.8)$$

Das mit 100 % Schlupf blockierende Rad ist der Vollständigkeit halber aufgeführt, wird aber für die weitere Analyse nicht näher betrachtet.

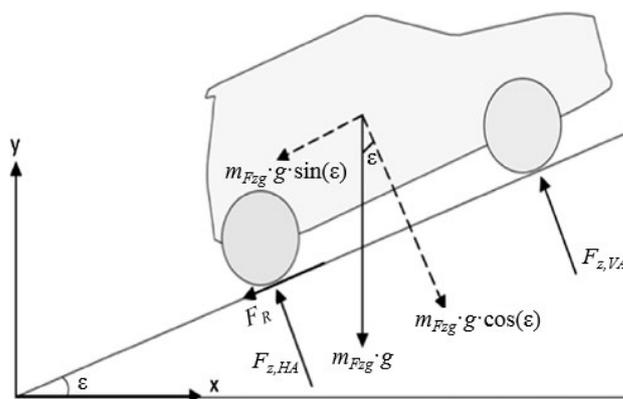


Abbildung 6-31: Fahrzeug in einem Bergauf Szenario⁸⁰

⁸⁰ Angepasste Darstellung basierend auf: Ishak, M. R. et al.: Brake torque analysis of fully mechanical parking brake system: Theoretical and experimental approach (2016), S. 491.

Tabelle 6-6: Systemzustände der Bremse

Spreizkraft $F_{Se} > 0$			
Drehzahl			
Bremsmoment	$n_{Tr} < 0$	$n_{Tr} = 0$	$n_{Tr} > 0$
$M_{Br} < 0$	-	Halten bergab (Blockiertes Rad 100% Schlupf)	Bremsen vorwärts
$M_{Br} = 0$	-	Halten in der Ebene	-
$M_{Br} > 0$	Bremsen rückwärts	Halten bergauf (Blockiertes Rad 100% Schlupf)	-

Um das Fahrzeug im Stillstand zu halten, muss das Lastmoment geringer sein als das im aktuellen Zustand maximal übertragbare Bremsmoment. Im Gegensatz hierzu gilt für das drehende Rad, dass das Bremsmoment gleich dem maximal übertragbaren Bremsmoment ist.

$$M_{Br}(N_{Br}, m_{Fzg}, \varepsilon, r_{Rad}, F_{Se}, C^*, r_{Tr}) = \begin{cases} M_{La} & \text{wenn } |M_{La}| \leq |M_{Br,max}| \\ M_{Br,max} & \text{wenn } |M_{La}| > |M_{Br,max}| \end{cases} \quad (6.9)$$

Die aufgezeigte Fallunterscheidung macht deutlich, dass es relevant ist, neben den Stillstandsszenarien auch das Übergangsverhalten zwischen den unterschiedlichen Zuständen zu betrachten. Mit den Stellgrößen Spreizkraft, Bremsmoment und Raddrehzahl lassen sich alle Zustände beschreiben sowie die Übergänge zwischen den Zuständen. Abbildung 6-32 zeigt eine Übersicht aller Zustände und Übergänge. Bei den hellgrau hinterlegten Zustände 1-3 liegt keine Spreizkraft und dementsprechend auch kein Bremsmoment vor. Die Zustände 4-8 entsprechen den Lastfällen aus Tabelle 6-6. Die zwischen den Lastfällen dargestellten Pfeile zeigen auf, mit welcher Stellgrößenänderung ein Zustandswechsel erfolgt. Aus der Übersicht lassen sich die folgenden Erkenntnisse ableiten.

1. Mit der Änderung einer Stellgröße ist nicht zwangsläufig eine Zustandsänderung verbunden. Ein Beispiel hierfür ist der Zustand 6 „Halten in der Ebene“, der durch eine Spreizkrafterhöhung F^+ weiterhin im Zustand 6 bleibt.
2. Der gleiche Zustandswechsel kann durch Änderung verschiedener Stellgrößen geschehen. Ein Beispiel hierfür ist der Wechsel von Zustand 4 „Halten bergab“ zu Zustand 5 „Bremsen vorwärts“. Durch Verringerung der Spreizkraft F^- bzw. durch Erhöhung des Bremsmoments M^+ findet der entsprechende Zustandswechsel statt.
3. Die verschiedenen Zustände sind auf unterschiedliche Art zu erreichen. Ein Beispiel hierfür ist Zustand 4 „Halten bergab“, der von Zustand 5 „Bremsen vorwärts“ und Zustand 6 „Halten in der Ebene“ erreicht werden kann.

In Bezug auf das Messverfahren im Abstützlager lässt sich aus Punkt 3 die Frage ableiten, ob eine eindeutige Zuordnung der Lastfälle möglich ist, auch wenn diese auf unterschiedlichen Wegen erzeugt werden und somit eine unterschiedliche Historie aufweisen. Zur Beantwortung dieser Frage ist eine Analyse der einzelnen Zustände mit unterschiedlichen Ausgangsbedingungen durchzuführen.

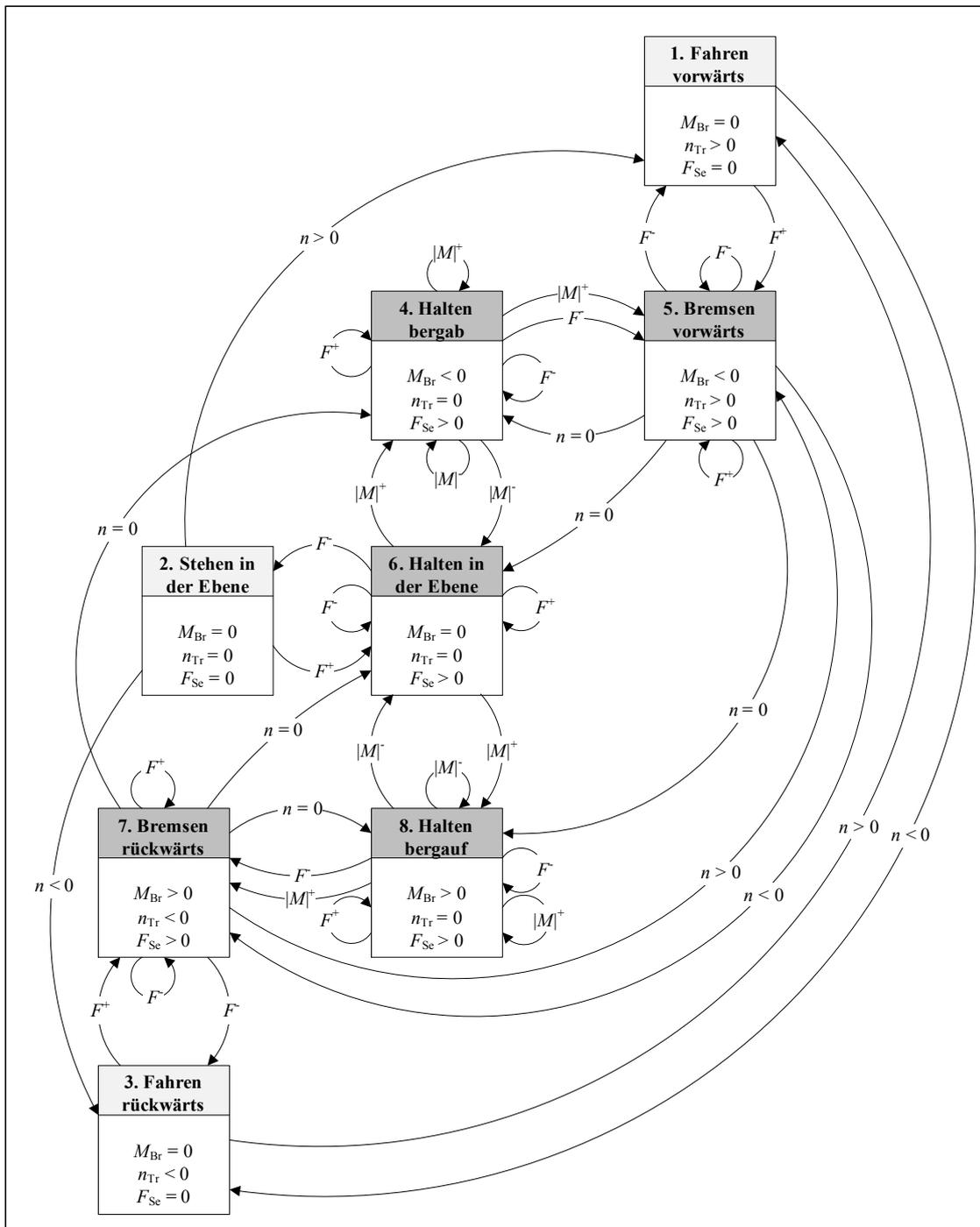


Abbildung 6-32: Systemzustände und Übergangsbedingungen der Bremse

Zur Reduktion der Komplexität wird die Annahme getroffen, dass die Bremse auf Grund der symmetrischen Geometrie vorwärts und rückwärts das gleiche Verhalten aufzeigt, wodurch lediglich die Lastfälle 4 – 6 analysiert werden.

6.5.1 Zustand „Halten bergab“

Zur Analyse des Zustands „Halten bergab“ werden drei verschiedene Testreihen entsprechend der Abbildung 6-33 durchgeführt. Zur Beschreibung der einzelnen Zustandswechsel wird eine Kurznotation eingeführt, in der zuerst der Ausgangszustand, dann der Zielzustand und am Ende die veränderte Betriebsgröße, die den Zustandswechsel verursacht, genannt werden.

1. Von Zustand 5 zu Zustand 4 durch eine Drehzahlreduktion in den Stillstand ($5.4n^0$).
2. Basierend auf der Testreihe 1 wird das Bremsmoment im Zustand 4 um 50% reduziert ($4.4M^-$). Ein Zustandswechsel liegt nicht vor.
3. Von Zustand 6 zu Zustand 4 durch eine Bremsmomentenerhöhung auf das gleiche Bremsmomentniveau wie in Testreihe 2. ($6.4M^+$).

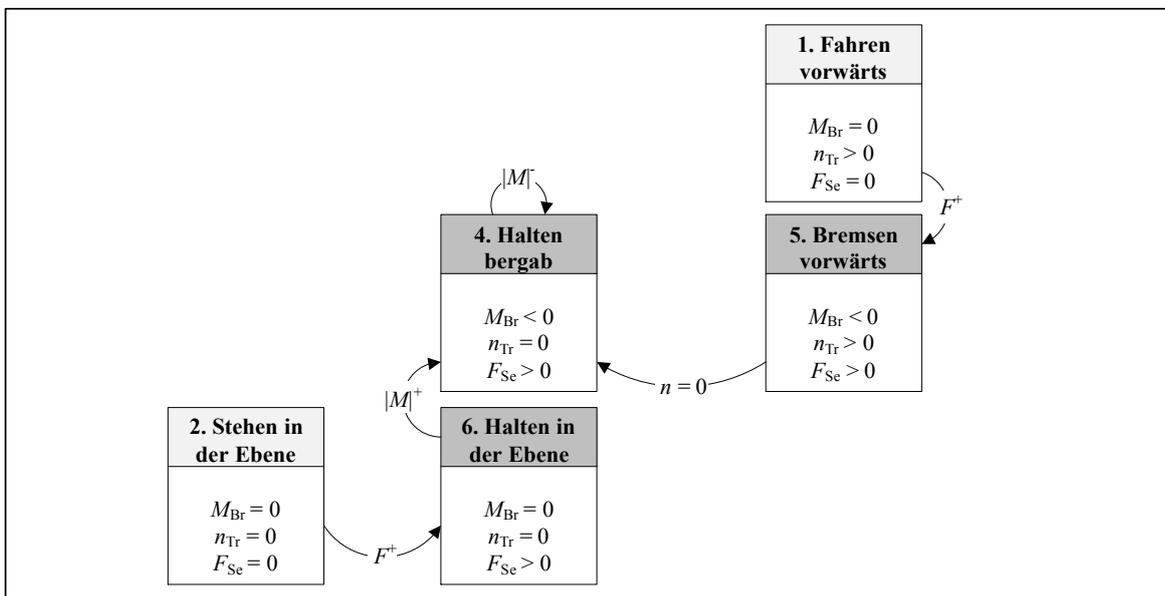


Abbildung 6-33: Systemzustände und Übergangsbedingungen des Zustands „Halten bergab“

Zur Analyse der verschiedenen Systemzustände werden die Kräfte am Abstützlager ($F_{Al,+}$, $F_{Al,-}$), die Kräfte an der Spreizeinheit ($F_{Se,+}$, $F_{Se,-}$), das Bremsmoment des Drehpulsators (M_{DP}) und der Spreizweg der Spreizeinheit (s_{Se}) ausgewertet.

Die Testreihen werden im Positionsregelmodus gefahren, um an definierten Spreizpositionen die Kräfte auszuwerten und eine Vergleichbarkeit zwischen den einzelnen Zuständen zu erzeugen.

In Abbildung 6-34 wird eine exemplarische Messung für die Testreihen 1 und 2 dargestellt, die zusammen in einem Versuchsablauf durchgeführt werden. Im oberen Diagramm werden die Kräfte an der Spreizeinheit und am Abstützlager sowie die Spreizposition dargestellt und im unteren die Drehzahl und das Bremsmoment. Der initiale Zustand zeigt eine Bremsung bei Vorwärtsfahrt ($1.5F^+$). Durch die Reduktion der Drehzahl in den Stillstand (bei 6,1 s) und gleichzeitigem Aufrechterhalten des Bremsmoments findet der Übergang in den Zustand

$5.4n^0$ statt. Hierbei ist eine geringfügige Änderung der Kraftsignale im Abstützlager zu erkennen. Durch die Reduktion des Bremsmoments auf 50 % des Ausgangsniveaus (bei 8.1 s) wird der Zustand $4.4M$ erreicht. Die auflaufende Abstützkraft reduziert sich hierbei um 0,6 kN, wohingegen die ablaufende Abstützkraft um 0,3 kN ansteigt. Für die einzelnen Abschnitte wird jeweils ein Mittelwert gebildet. Ausgewertet wird immer im Bereich einer konstanten Geschwindigkeit. Auf Grund der niedrigen Drehzahl liegt hierbei keine Beeinflussung durch thermische Effekte vor. Die Schwankungen im Drehmomentsignal und in den Kräften während der Drehung sind auf Unrundheiten der Trommel zurückzuführen.

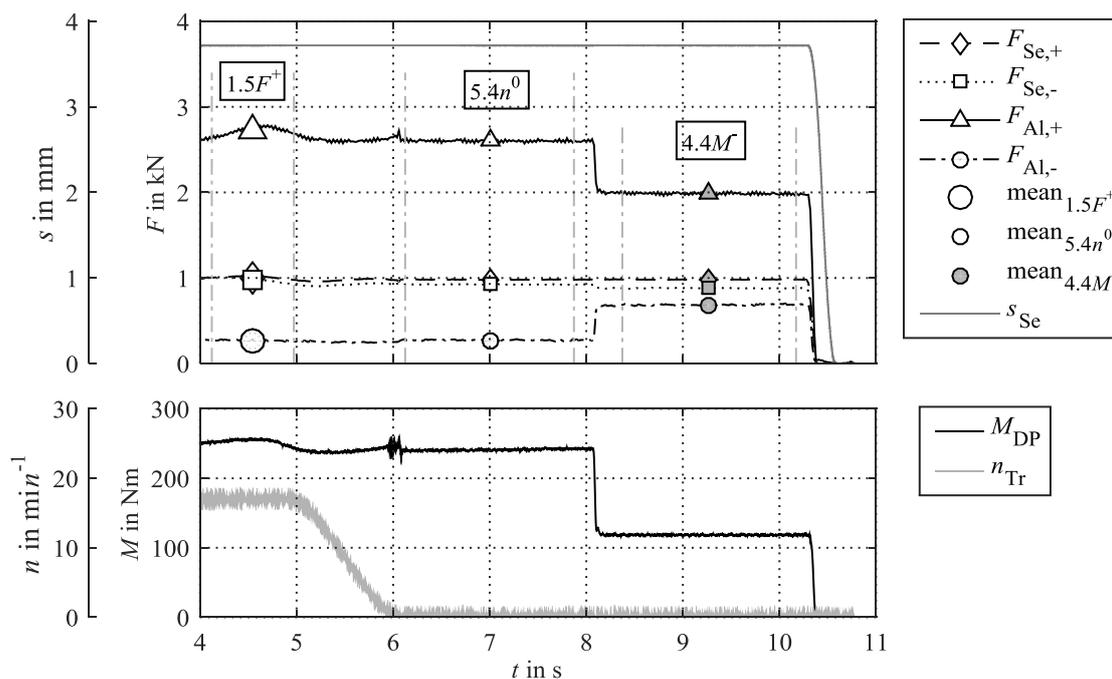


Abbildung 6-34: Übergang in den Stillstand mit konstantem Moment

In Abbildung 6-35 werden die Kraft-Weg-Kennlinien für die Spreiz- und Abstützkräfte für den obigen Versuchsablauf mit variiertem Spreizposition dargestellt.

Die Spreizkräfte in den beiden oberen Diagrammen zeigen einen identischen nichtlinearen Verlauf für die drei ausgewerteten Zustände auf. Die Reduktion der ablaufenden Spreizkraft von Zustand $1.5F^+$ zu Zustand $4.4M$ ist auf die Reibung innerhalb der Lagerung der Spreizeinheit zurückzuführen. Durch eine Reduktion des Bremsmoments findet eine Verschiebung der Spreizeinheit in Richtung ablaufender Seite statt, wodurch sich die Kraft der ablaufenden Seite reduziert. Die Nichtlinearität ist zum einen mit den nichtlinearen Materialeigenschaften des Bremsbelags zu erklären und zum anderen mit der ungleichmäßigen Flächenpressung des Bremsbelags, die sich in Abhängigkeit der wirkenden Last verändert.⁸¹

Die Abstützkräfte in den unteren Diagrammen zeigen erwartungsgemäß für die auflaufende Seite deutlich höhere Kräfte als für die ablaufende Seite an. Hierbei ist auffällig, dass die

⁸¹ Leber, M.: Diss., Radbremse mit mechatronischer Kennwertregelung (1998), S. 76.

Zustände $1.5F^+$ und $5.4n^0$ die gleichen Werte anzeigen, womit zwischen der sich drehenden Bremse und der stehenden Bremse mit dem entsprechenden Grenzmoment kein Unterschied feststellbar ist. Die Differenzkraft gibt somit weiterhin einen Zusammenhang zum Bremsmoment aus. Durch die Reduktion des Bremsmoments auf 50 % (Zustand $4.4M$) sinkt die auflaufende Abstützkraft, während die ablaufende Abstützkraft zunimmt. Somit reduziert sich die Differenz der Abstützkräfte entsprechend des Bremsmoments.

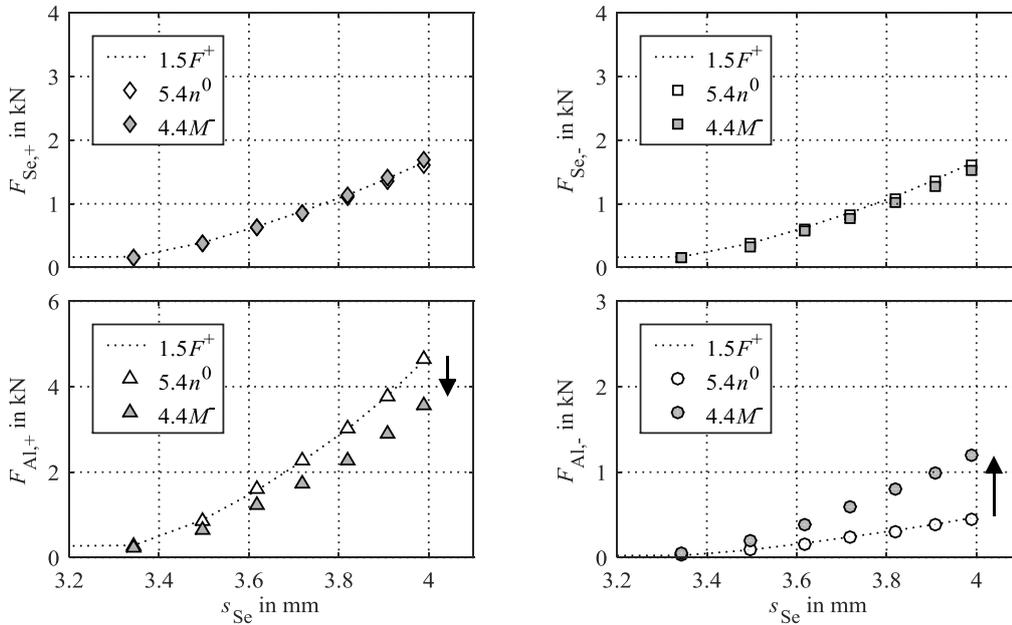


Abbildung 6-35: Kraft-Weg-Kennlinien für den Wechsel von Zustandswechsel $5.4n^0$ und $4.4M$

In Testreihe 3 wird der Zielzustand 4 „Halten bergab“ durch einen anderen initialen Zustand erreicht als in der vorherigen Untersuchung. Hierbei soll ermittelt werden, ob sich für den gleichen Systemzustand unabhängig von den initialen Zuständen die gleichen Kräfte ergeben. In Abbildung 6-36 werden die Zustände $2.6F^+$, der den initialen Zustand darstellt, der Zustand $6.4M^+$ und der zum Vergleich dienende Zustand $4.4M$ aus der vorherigen Untersuchung dargestellt.

Die Spreizkräfte zeigen eine deutliche Reduktion durch Aufbringen eines Bremsmoments, ausgehend von einer in dem Zustand 6 „Halten in der Ebene“ betätigten Bremse. Im Vergleich zum Zustand $4.4M$ ist die Spreizkraft im Zustand $6.4M^+$ bei gleichem Bremsmoment und gleicher Spreizposition auf einem höheren Niveau. Somit ist es für die Spreizkraft relevant, wie der Zustand 4 erreicht wird.

Bzgl. der Abstützkraft in den unteren beiden Diagrammen ist für den Zustandswechsel von 6 zu 4 eine Erhöhung der auflaufenden Abstützkraft und eine Verringerung der ablaufenden Abstützkraft zu erkennen. Somit bildet sich eine Differenzkraft entsprechend dem aufgebauten Bremsmoment. In Bezug auf den Zustand $4.4M$ zeigt der Zustand $6.4M^+$ für beide Seiten geringere Abstützkräfte auf, womit die Abstützkräfte eine Abhängigkeit zum initialen Zustand besitzen.

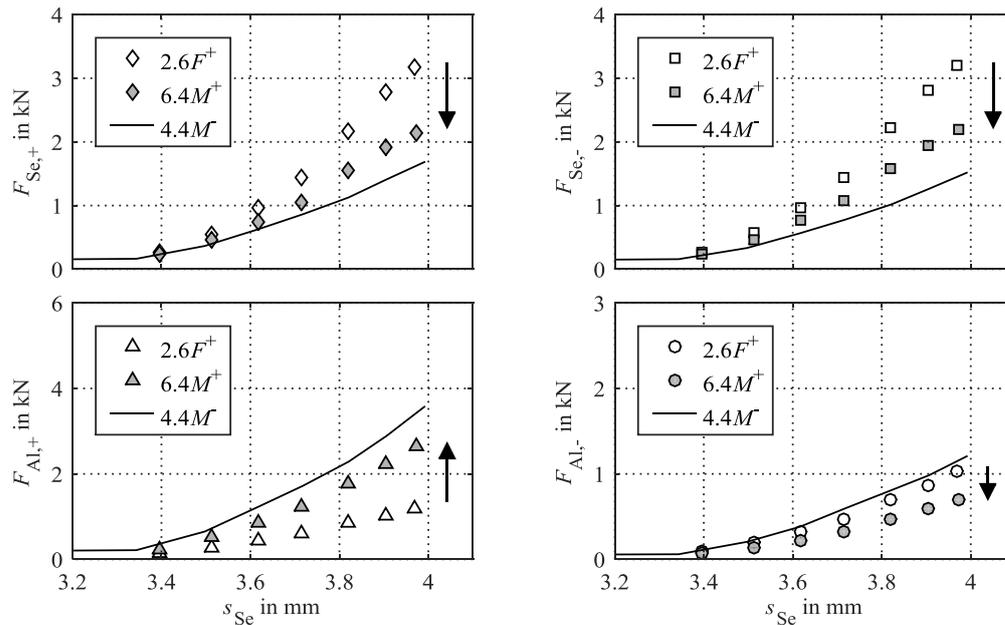


Abbildung 6-36: Kraft-Weg-Kennlinien für den Wechsel von Zustandswechsel $6.4M^+$

Zur Überprüfung des Zusammenhangs zwischen der Differenzkraft und dem Bremsmoment wird der virtuelle Hebelarm ausgewertet für die Zustände $6.4M^+$ und $4.4M^-$ (Abbildung 6-37). In beiden Zuständen liegt ein Bremsmoment im Stillstand vor. Der initiale Zustand ist unterschiedlich.

Der Zustand $6.4M^+$ weist einen signifikant größeren virtuellen Hebelarm auf als der Zustand $4.4M^-$. Ursächlich hierfür ist die Reibung in der Spreizeinheit, die in unterschiedliche Richtungen für die beiden Zustände wirkt. Zu erkennen ist dieser Unterschied an Hand des Vergleichs der Kräfte für die auflaufende und die ablaufende Seite in den Abbildung 6-36 und Abbildung 6-35. Der berechnete virtuelle Hebelarm $\tilde{\ell}_{vir}(0,1; 0,1)$ bildet den gemessenen virtuellen Hebelarm gut ab und zeigt ebenfalls den Niveauunterschied zwischen den beiden Zuständen auf. Im Vergleich zum geometrischen Hebelarm, der durch $\tilde{\ell}_{vir}(0; 0)$ dargestellt ist, sind die Werte im Zustand $6.4M^+$ deutlich erhöht.

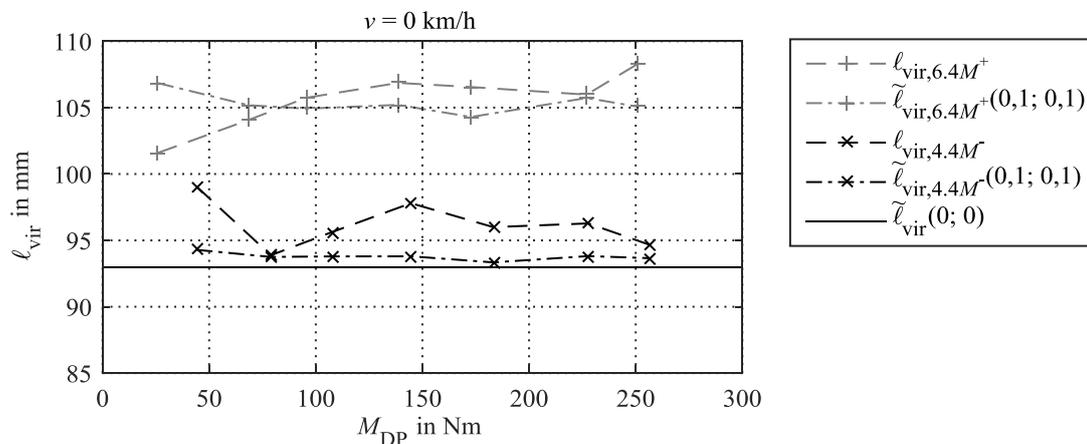


Abbildung 6-37: Gemessener und berechneter virtueller Hebelarm für die Zustandswechsel $6.4M^+$ und $4.4M^-$

Die Differenz zwischen den ermittelten Bremsmomenten und dem gemessenen Bremsmoment sowie die relative Abweichung wird in Abbildung 6-38 dargestellt. Zu erkennen ist, dass der Zustand 4.4M⁻ sehr geringe absolute und relative Abweichungen für beide ermittelten Bremsmomente aufzeigt.

Für den Zustand 6.4M⁺ zeigen die Abweichungen des berechneten Bremsmoments auf Basis des geometrischen Hebelarms $\tilde{M}(0; 0)$ eine hohe Abweichung von 40 Nm bzw. 14 %. Somit wird der Grenzwert überschritten. Werden die Spreizkraftdifferenz und die Reibung in den Kontaktstellen berücksichtigt $\tilde{M}(0,1; 0,1)$, befinden sich die berechneten Werte im Toleranzbereich.

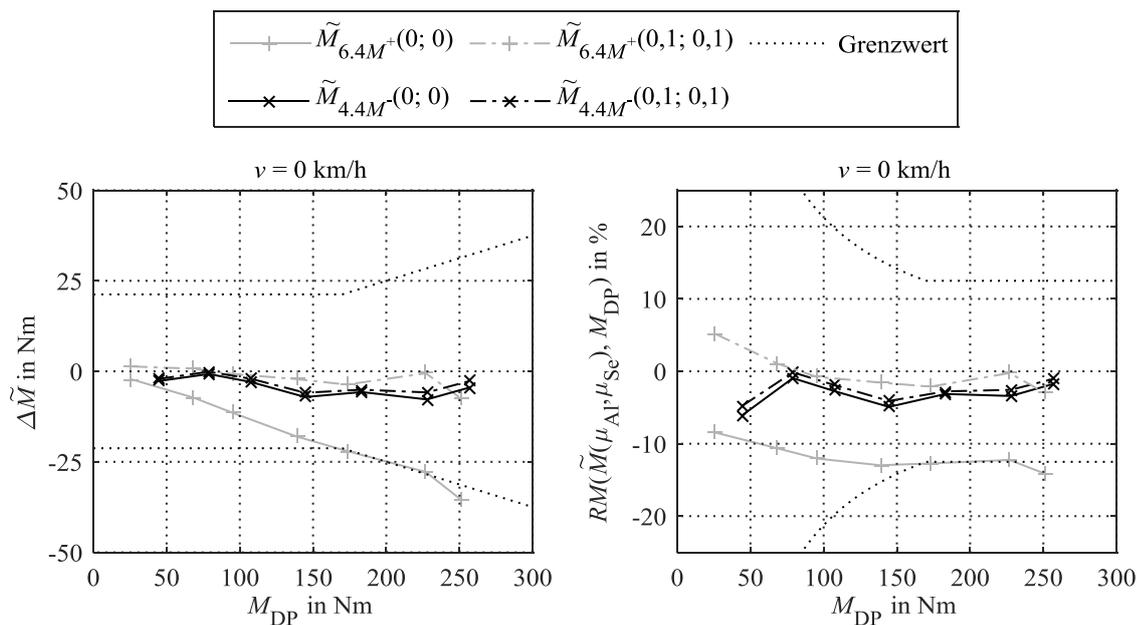


Abbildung 6-38: Absolute und relative Abweichung zwischen dem berechneten und dem gemessenen Bremsmoment

Für den Zustand 4 „Halten bergab“ zeigt sich, dass der initiale Zustand relevant ist für die Kraft-Weg-Kennlinien der Spreiz- und Abstützkräfte. Für die Ermittlung des Bremsmoments ergeben sich ebenfalls Unterschiede, sodass in dem vereinfachten Fall $\tilde{M}(0; 0)$ der Grenzwert überschritten wird. Durch die Berücksichtigung der Spreizkräfte bzw. der Reibung in den Kontaktstellen ist die Bremsmomentermittlung auch im Stillstand möglich.

6.5.2 Zustand „Bremsen vorwärts“

Zur Analyse des Zustands „Bremsen vorwärts“, werden drei verschiedene Testreihen entsprechend der Abbildung 6-39 durchgeführt. Aufgrund der im vorherigen Kapitel identifizierten Abhängigkeit des initialen Zustands, werden die Versuche, die einen Wechsel von Zustand 4 in den Zustand 5 bewirken, zweifach durchgeführt mit unterschiedlichen initialen Zuständen.

1. Von Zustand 1 zu Zustand 5 durch eine Spreizkrafterhöhung ($1.5F^+$)
2. Von Zustand 4 zu Zustand 5 durch eine Bremsmomentenerhöhung ($4.5M^+$).
 - a. Der Zustand 4 wird über die Zustände 2 und 6 erreicht.
 - b. Der Zustand 4 wird über die Zustände 1 und 5 erreicht.
3. Von Zustand 4 zu Zustand 5 durch eine Spreizkraftreduktion ($4.5F^-$).
 - a. Der Zustand 4 wird über die Zustände 2 und 6 erreicht.
 - b. Der Zustand 4 wird über die Zustände 1 und 5 erreicht.

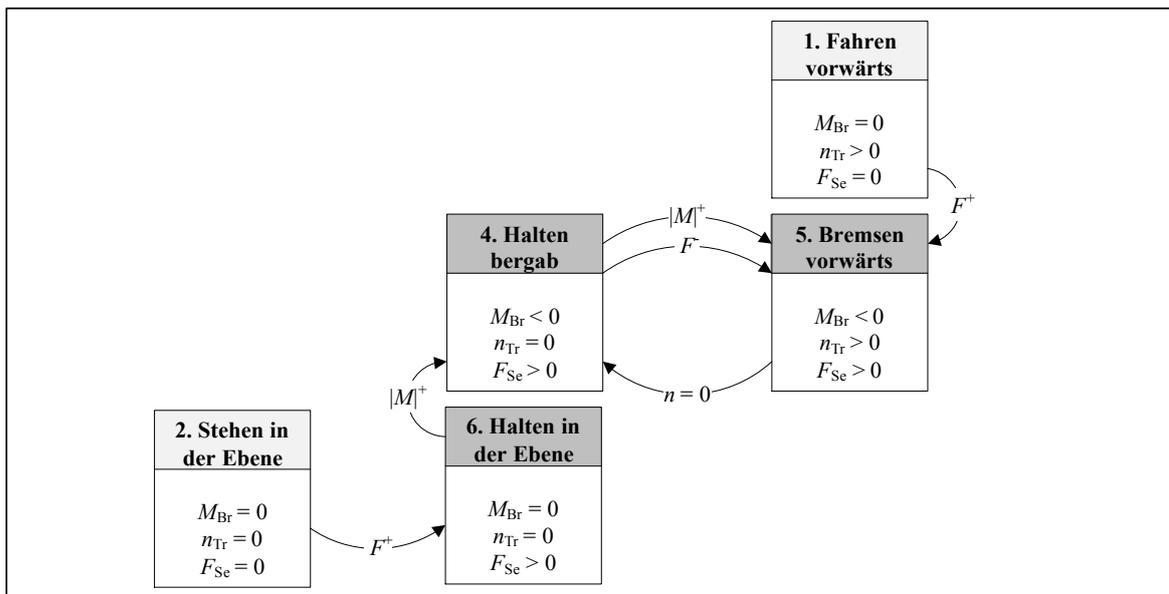


Abbildung 6-39: Systemzustände und Übergangsbedingungen des Zustands „Bremsen vorwärts“

Wie im vorherigen Kapitel werden die Kraft-Weg-Kennlinien für die einzelnen Testreihen ausgewertet und diskutiert. Abbildung 6-40 zeigt die Testreihen 1 und 2a mit den Zuständen $1.5F^+$ und $4.5M^+a$. Durch die Bremsmomentenerhöhung von Zustand 4 in den Zustand 5 werden die Spreizkräfte reduziert, sodass die resultierende Kraft-Weg-Kennlinie identisch mit dem Zustand $1.5F^+$ ist. Für die Abstützkräfte, die durch die Bremsmomentenerhöhung ansteigen bzw. abfallen, gilt das gleiche Verhalten. Somit ist für den Zustand 5 der initiale Zustand nicht relevant bzgl. der Testreihen 1 und 2a.

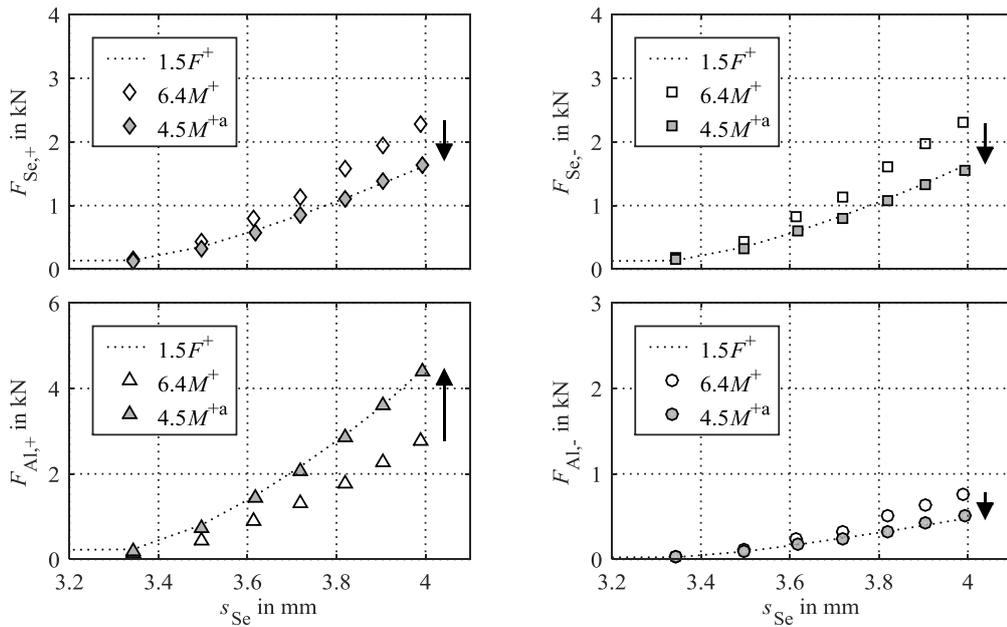


Abbildung 6-40: Kraft-Weg-Kennlinien für den Wechsel von Zustandswechsel $6.4F^+$ und $4.5M^{+a}$

In Abbildung 6-41 wird die Testreihe 1 als Referenz und 2b dargestellt. Für die Spreizkraft sind lediglich minimale Unterschiede zwischen den verschiedenen Zuständen zu erkennen. Durch die Bremsmomentenerhöhung von Zustand 4 nach 5 ($4.5M^+$) nimmt die auflaufende Abstützkraft zu, während die ablaufende Abstützkraft sinkt. Für den Zustand 5 liegt keine Abhängigkeit vom initialen Zustand vor.

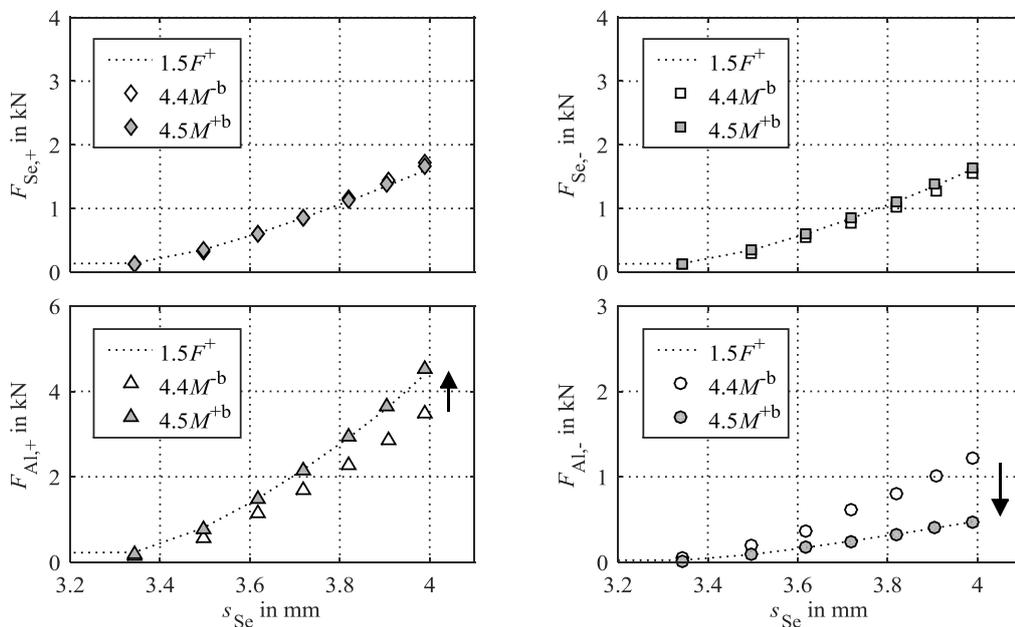


Abbildung 6-41: Kraft-Weg-Kennlinien für den Wechsel von Zustandswechsel $4.4M^-$ und $4.5M^{+b}$

Die Testreihen 3a und 3b zeigen die gleichen Ergebnisse wie die Testreihen 1 und 2 für den Zustand 5 auf. Die Beschreibung und Darstellung der beiden Testreihen sind in Anhang A.5 zu finden.

Die Untersuchungen zum Zustand 5 „Bremsen vorwärts“ zeigen auf, dass für die einzelnen Kräfte jeweils nur eine Kennlinie vorhanden ist, unabhängig vom initialen Zustand.

6.5.3 Zustand „Halten in der Ebene“

Zur Analyse des Zustands „Halten in der Ebene“, werden drei verschiedene Testreihen entsprechend der Abbildung 6-42 durchgeführt. Aufgrund der in den vorherigen Kapiteln identifizierten Abhängigkeit des initialen Zustands werden die Versuche, die einen Wechsel von Zustand 4 in den Zustand 6 bewirken, doppelt mit unterschiedlichen initialen Zuständen durchgeführt.

1. Von Zustand 2 zu Zustand 6 durch eine Spreizkraftherhöhung ($2.6F^+$).
2. Von Zustand 5 zu Zustand 6 durch Bremsen in den Stillstand ($5.6n^0$).
3. Von Zustand 4 zu Zustand 6 durch eine Bremsmomentreduktion ($4.6M^-$).
 - a. Der Zustand 4 wird über die Zustände 1 und 5 erreicht.
 - b. Der Zustand 4 wird über die Zustände 2 und 6 erreicht.

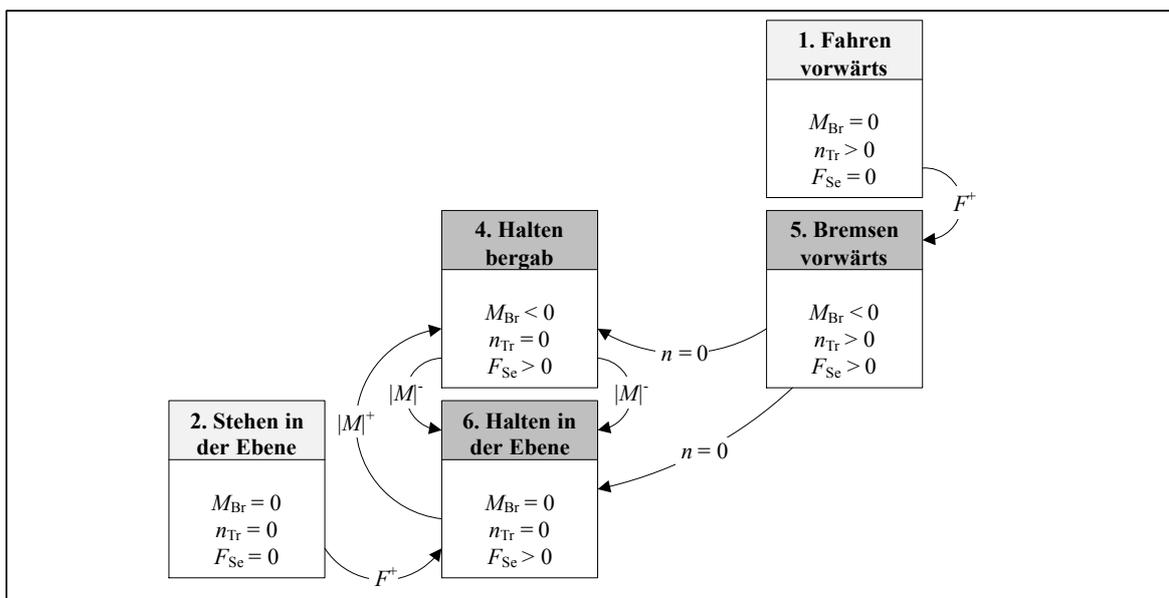


Abbildung 6-42: Systemzustände und Übergangsbedingungen des Zustands „Halten in der Ebene“

In Abbildung 6-43 sind die Kennlinien für die Testreihen 1 und 3b dargestellt. Es ist zu erkennen, dass das bereits in Kapitel 6.5.1 analysierte Verhalten bei einem Wechsel vom Zustand 6 nach 4 zu einer Reduktion der Spreizkräfte führt. Durch einen Bremsmomentabbau zurück in den Zustand 6 zeigt sich für die Spreizkraft eine geringe Änderung, die auf der sich umkehrenden Reibung in der Spreizeinheit basiert. Hierdurch sinkt die ablaufende Spreizkraft leicht. Bezogen auf den ursprünglichen Zustand $2.6F^+$ liegen im Zustand $4.6M^-$ die Spreizkräfte auf einem niedrigeren Niveau.

Bzgl. der Abstützkräfte ist für den Wechsel von Zustand 6 nach 4 das bekannte Verhalten zu sehen, dass die auflaufende Seite ansteigt und die ablaufende sinkt, und sich somit eine bremsmomentäquivalente Differenzkraft einstellt. Durch die Reduktion des Bremsmoments

zurück in den Zustand 6 ergibt sich ein Angleichen der Kräfte, wobei die ablaufende Seite ein geringeres Niveau als die auflaufende Seite aufzeigt. In Bezug auf den Zustand $2.6F^+$ befinden sich beide Abstützkräfte auf einem höheren Niveau. Somit liegen für die Abstützkräfte und Spreizkräfte unterschiedliche Kennlinien im Zustand 6 „Halten in der Ebene“ vor, in Abhängigkeit des initialen Zustands.

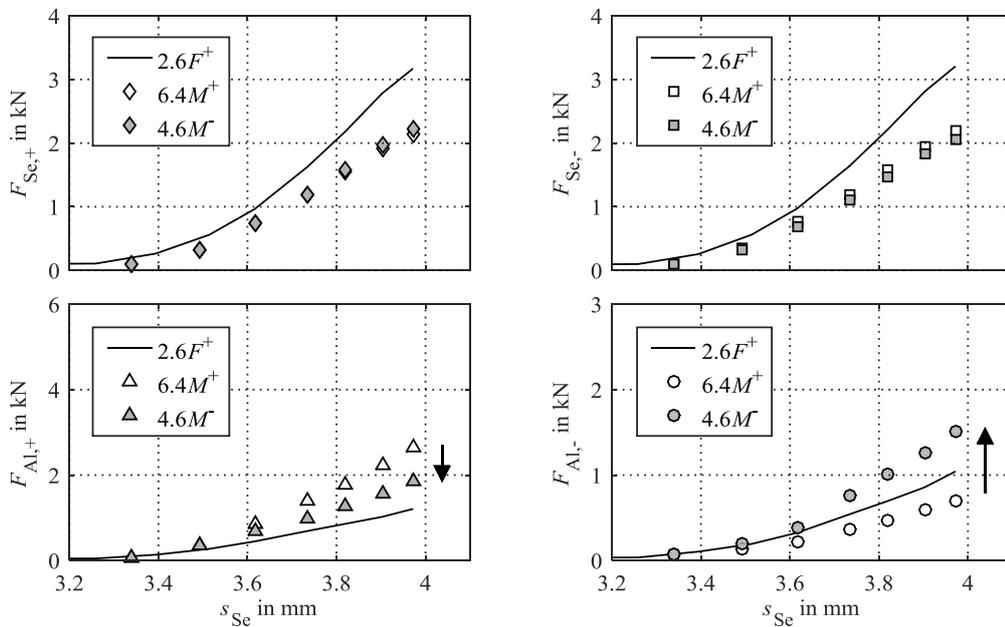


Abbildung 6-43: Kraft-Weg-Kennlinien für den Wechsel von Zustandswechsel $6.4M^+$ und $4.6M^+$

In Abbildung 6-44 ist der Wechsel von Zustand 5 in den Zustand 6 aufgezeigt (Testreihe 2). Als Vergleichskennlinie wird der Zustand $2.6F^+$ dargestellt. Hierbei ist für die Änderungen der Spreizkräfte und Abstützkräfte qualitativ das gleiche Verhalten wie in der vorherigen Testreihe festzustellen. Quantitativ betrachtet fallen die Änderungen beim Wechsel von Zustand 5 nach 6 noch größer aus als beim Zustandswechsel $4.5M^+$. Somit liegt eine weitere Kennlinie für den Zustand 6 vor.

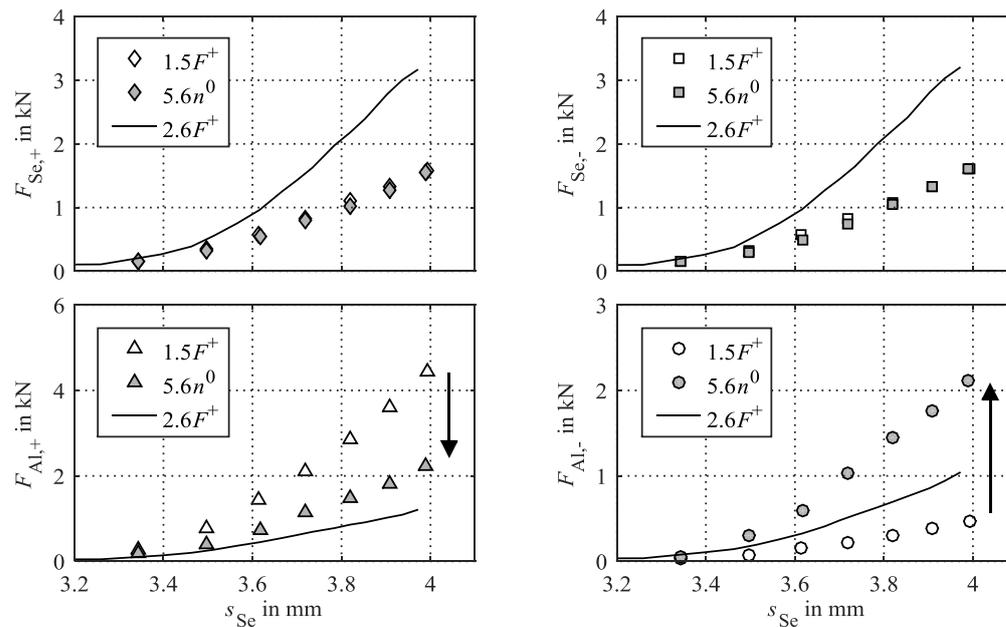


Abbildung 6-44: Kraft-Weg-Kennlinien für den Wechsel von Zustandswechsel $5.6n^0$

Für die Testreihe 3a ergeben sich die gleichen Kennlinien wie in der Zustandsänderung $5.6n^0$ (Testreihe 2). Die Ergebnisse sind im Anhang A.5 dargestellt und diskutiert.

Die Untersuchungen zum Zustand 6 „Halten in der Ebene“ zeigen auf, dass für die einzelnen Kräfte unterschiedliche Kennlinien in Abhängigkeit des initialen Zustands vorliegen. Die folgenden Erkenntnisse können aus den Untersuchungen geschlossen werden.

- Die Kräfte von auflaufender und ablaufender Seite sind näherungsweise identisch ($RF < 10\%$) an der Spreizeinheit und am Abstützlager.
- Für den Fall, dass kein Bremsmoment im initialen Zustand vorliegt, zeigt die Kraft-Weg-Kennlinie der Spreizeinheit die höchste Steigung auf und die Kraft-Weg-Kennlinie der Abstützeinheit die geringste Steigung.
- Für den Fall, dass das maximal übertragbare Bremsmoment im initialen Zustand vorliegt, zeigt die Kraft-Weg-Kennlinie der Spreizeinheit die geringste Steigung auf und die Kraft-Weg-Kennlinie der Abstützeinheit die größte Steigung.
- Für den Fall, dass ein Bremsmoment kleiner als das maximal übertragbare Bremsmoment im initialen Zustand vorliegt, befinden sich die Kennlinien zwischen den der beiden obigen Fälle.

6.5.4 Fazit

Die für die Parkbremse relevanten Versuche im bzw. in den Stillstand zeigen auf, dass es in Abhängigkeit des aktuellen und initialen Zustands Unterschiede in den Kraft-Weg-Kennlinien gibt. In Abbildung 6-45 sind alle ermittelten Kennlinien aufgezeigt.

Für die Spreizkraft zeigen sich drei verschiedene Kennlinien. Die steilste Kennlinie stellt den Fall einer stehenden momentfrei betätigten Trommelbremse dar. Durch Aufbringen eines Bremsmoments reduziert sich die Spreizkraft bis zum Erreichen des maximal möglichen Bremsmoments. Eine Reduktion des Bremsmoments führt hingegen zu keiner Veränderung der Spreizkraft, wodurch der Vorgang irreversibel für eine festgehaltene Position ist. Somit ist für die Spreizkraft das größte Bremsmoment relevant, welches aktuell anliegt bzw. im initialen Zustand vorhanden gewesen ist.

Für die Abstützkkräfte liegt eine komplexere Situation vor. Insgesamt sind sechs verschiedene Kennlinien identifiziert. Der Zustand 5 weist nur eine Kennlinie auf und ist somit eindeutig zu identifizieren. Der Zustand 4 zeigt zwei verschiedene Kennlinien auf und der Zustand 6 sogar drei verschiedene Kennlinien. Eine Ermittlung der Spreizkraft und des Reibwerts basierend auf den Abstützkkräften wie in Kapitel 4.3 vorgestellt, ist für die stehende Trommel nicht übertragbar, da der eindeutige Zusammenhang der auflaufenden und ablaufenden Abstützkraft nicht vorhanden ist.

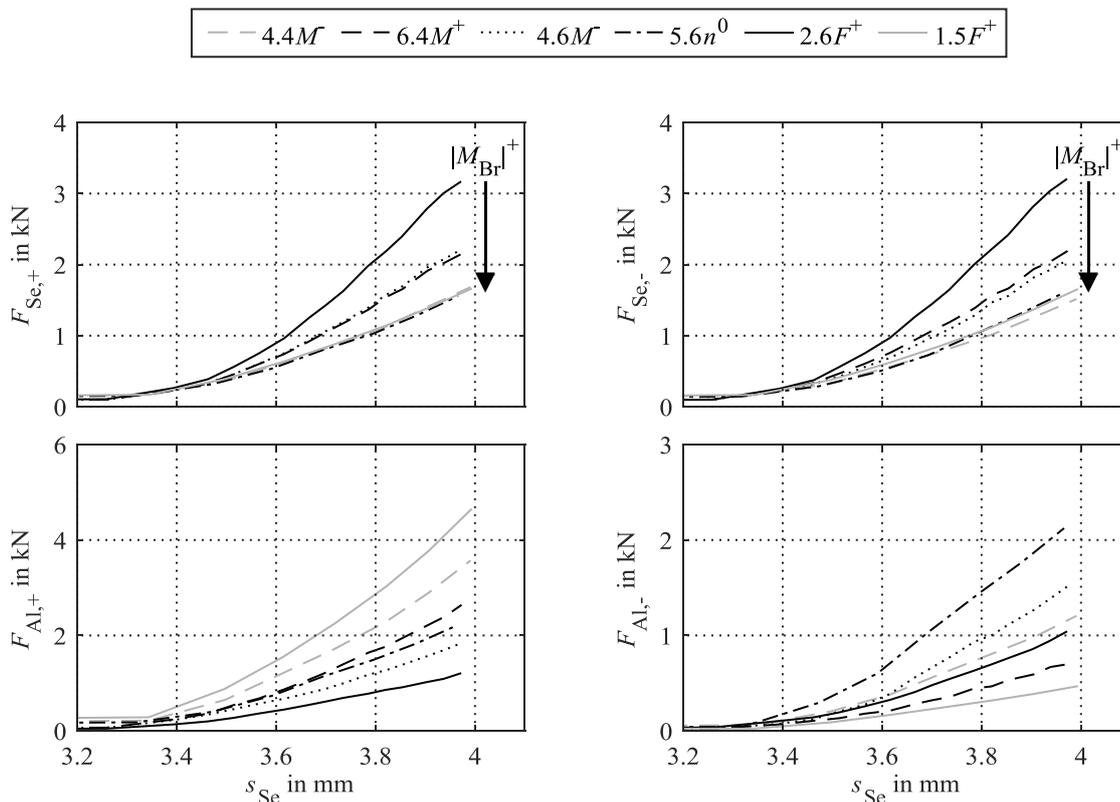


Abbildung 6-45: Übersicht der verschiedenen Kennlinien

Nach Formel 6.9 ergibt sich die Anforderung an die Parkbremse, dass das maximal übertragbare Bremsmoment größer sein muss als das anliegende Lastmoment. Bei heutigen elektromechanischen Parkbremsen (EPB) wird der Strom während der Betätigung gemessen und bei Erreichen eines definierten Grenzstroms abgeschaltet. Somit wird eine dem Strom proportionale Spreizkraft eingestellt, die in Abhängigkeit des hinterlegten Reibwertkennfelds

ein ausreichend hohes Bremsmoment garantiert soll. Um Reibwert- und Wirkungsgradschwankungen zu kompensieren, wird das System zu hoch gespannt, was die Belastung der Bauteile deutlich erhöht. Ein weiterer Nachteil stellt die spreizkraftbasierte Betätigungsstrategie bei Trommelbremsen dar, aufgrund des beschriebenen Verhaltens, dass die Spreizkraft durch das Aufbringen eines erhöhten Lastmoments reduziert wird. Dieser Effekt ist ebenfalls in einer erhöhten Spreizkraft vorzuhalten.

Mit dem Messverfahren der Kräfte im Abstützlager ist wie in den Kapiteln 6.4.2 und 6.5.1 aufgezeigt, eine Ermittlung des Ist-Bremsmoments für die drehende und stehende Trommel möglich. Zur Ermittlung des maximal übertragbaren Bremsmoments, das notwendig ist, um ein Fahrzeug sicher zu halten, werden in Abbildung 6-46 die Bremsmoment-Weg-Kennlinien dargestellt. Der Zustand $1.5F^+$ „Bremsen vorwärts“ stellt dabei das maximale Bremsmoment dar, bevor das Rad anfängt zu drehen und das Fahrzeug nicht mehr sicher gehalten wird. Die eingefärbte Fläche unterhalb der Kennlinie zeigt den Bereich des sicheren Haltens des Fahrzeugs. Durch die Kalibrierung dieser Kennlinie auf Grundlage der Spreizposition und des ermittelten Bremsmoments durch die Abstützkraftsensoren während des Anhaltvorgangs ist über die Spreizposition eine Vorhersage über das maximale Bremsmoment möglich. Diese Vorhersage gilt lediglich für den aktuellen Bremsenkennwert und Verschleißzustand. Deshalb ist eine permanente Kalibrierung der Kennlinie notwendig. Dieser Ansatz stellt eine Möglichkeit dar, ein unnötiges Überspannen des Systems zu vermeiden und damit die Bauteile geringer zu belasten.

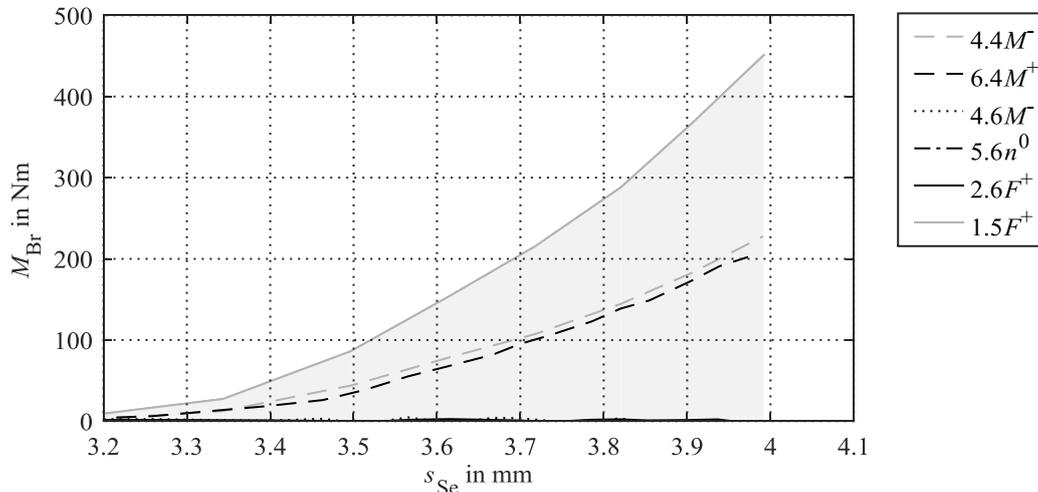


Abbildung 6-46: Bremsmoment-Weg-Kennlinien

7 Bewertung, Diskussion und Ausblick

Der Einsatz eines Sensors zur Messung des Bremsmoments in einer Trommelbremse ermöglicht einen geregelten Betrieb der Bremse, bei dem der bekannte Nachteil der Reibwertsensitivität kompensiert werden kann. Zur Ermittlung des Bremsmoments wird in der vorliegenden Forschungsarbeit die Differenz der gemessenen Abstützkräfte bei Simplex-Trommelbremsen als geeignetes Messverfahren identifiziert.

Die experimentellen Untersuchungen zur Beurteilung des Messverfahrens zeigen auf, dass eine präzise Ermittlung des Bremsmoments innerhalb der definierten Grenzen möglich ist. Für das stationäre Bremsenkennfeld, das die Betriebsgrößen und damit verbunden auch die Reibwertsensitivität der Bremse abbildet, liegt eine Regressionsfunktion zwischen dem Bremsmoment und der Differenz der Abstützkräfte mit einem hohen Bestimmtheitsmaß vor. Somit ist das Messverfahren als unabhängig vom Reibwert anzusehen. Diese Erkenntnis stimmt mit der Modellvorhersage und der durchgeführten Sensitivitätsanalyse überein.

Innerhalb des definierten Toleranzbereichs zeigt die vereinfachte Modellvorhersage des Bremsmoments Abweichungen zum gemessenen Bremsmoment. Diese zeigen sich am quadratischen Anteil der Regressionsfunktion, der in dem zu Grunde gelegten Modell mit einem ausschließlich linearen Verhalten nicht vorhanden ist. Die Modellvorhersage unter Berücksichtigung von Spreizkraftdifferenzen und der Reibung in den Kontaktstellen von Bremsbacke und Spreizeinheit bzw. Abstützlager, zeigt eine Verbesserung der Bremsmomentbestimmung gegenüber der vereinfachten Berechnung über den geometrischen Hebelarm. Die identifizierte quadratische Abhängigkeit vom Bremsmoment wird mit dem angewandten Modell nicht erklärt und zeigt somit die Einsatzgrenze des Modells auf. Eine mögliche Ursache können parallele Kraftflüsse sein, die nicht über das Abstützlager in den Radträger eingeleitet werden. Nach Abbildung 3-4 sind die axiale Abstützung der Bremsbacken auf der Rückenplatte oder das Radlager mögliche Komponenten für einen parallelen Kraftfluss.

Durch das hohe Bestimmtheitsmaß der Regressionsfunktion ist eine präzise Berechnung des Bremsmoments möglich. Da allerdings die Ursache für den quadratischen Anteil nicht identifiziert ist, bleibt die Frage nach der Übertragbarkeit der ermittelten Regressionsfunktion auf eine Bremse mit veränderten Parametern offen. Die Relevanz dieser Fragestellung ist im Hinblick auf die Beeinflussung des Fahrverhaltens als gering einzuschätzen, da es sich bei diesem Fehler um einen gleichläufigen Fehler handelt, der keine Bremsmomentdifferenz zur Folge hat. Für den maßgeblichen linearen Anteil der Regressionsfunktion sind die Abhängigkeiten identifiziert. Die Sensitivitätsanalyse zeigt hierbei den Abstand des Abstützlagers als zentralen Einflussfaktor für den virtuellen Hebelarm. Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchung mit reduziertem Abstand des Abstützlagers zur Radnabe decken sich mit der Modellvorhersage und führen zu einem reduzierten virtuellen Hebelarm.

Die in Kapitel 3.1 definierten Anforderungen zur Bremsmomentgenauigkeit sind aus einer kombinierten Betrachtung einer Prüfprozedur der StVO bzgl. der erlaubten Differenzbremskraft auf einer Achse und einer bremsdruckbasierten Warnschwelle der ECE 13 H abgeleitet. Die Formulierung einer prozentualen als auch absoluten Genauigkeitsanforderung erscheint sinnvoll, um die hohe Sensitivität der prozentualen Abweichungen bei kleinen Messgrößen nicht zu berücksichtigen. Ob sich die definierten Grenzwerte eignen, um ein Fahrverhalten sicherzustellen, das den heutigen Anforderungen des Fahrkomforts entspricht, ist nicht beantwortet. Bei dem gesuchten Grenzwert handelt es sich um einen fahrzeugspezifischen Wert, der nicht allgemeingültig zu definieren ist. Dementsprechend ist in der StVO neben dem Grenzwert auch das Fahrverhalten bzgl. der Spurhaltung während der Geradeausbremsung subjektiv zu bewerten.⁸² Mit dieser Untersuchung ist das Verhalten des Fahrzeugs hinsichtlich des Schiefziehens zu identifizieren, das auf Bremsmomentdifferenzen an einer Fahrzeugachse basiert. Zur Beurteilung von Bremsmomentdifferenzen an einer Achse ist für das Messverfahren nicht die absolute Genauigkeit der Bremsmomentermittlung relevant, sondern die Streuung. Zur Beurteilung der Streuung zeigt Abbildung 7-1 alle Messpunkte des stationären Bremsenkennfelds. Dargestellt werden die absolute und relative Abweichung zwischen dem berechneten Bremsmoment auf Basis der quadratischen Regressionsfunktion und den gemessenen Werten des Prüfstands. Im Bereich kleiner Bremsmomente ist der absolute Fehler $|\Delta\tilde{M}_{\text{Reg}}| < 10 \text{ Nm}$ und für höhere Bremsmomente ist der relative Fehler $|RM(\tilde{M}_{\text{Reg}}, M_{\text{SMP}})| < 5 \%$. Die Streuung ist um den Faktor 2,5 geringer als der definierte Grenzwert, womit das Messverfahren das Potential besitzt, auch engere Toleranzbänder auf Grund von Fahrkomfortanforderungen zu erfüllen. Im Hinblick auf das Fahrverhalten sind die gegenläufigen Abweichungen relevant, die an Hand der Streuung für ein spezifisches Bremsmoment abzulesen ist und dementsprechend nochmals geringer ausfällt.

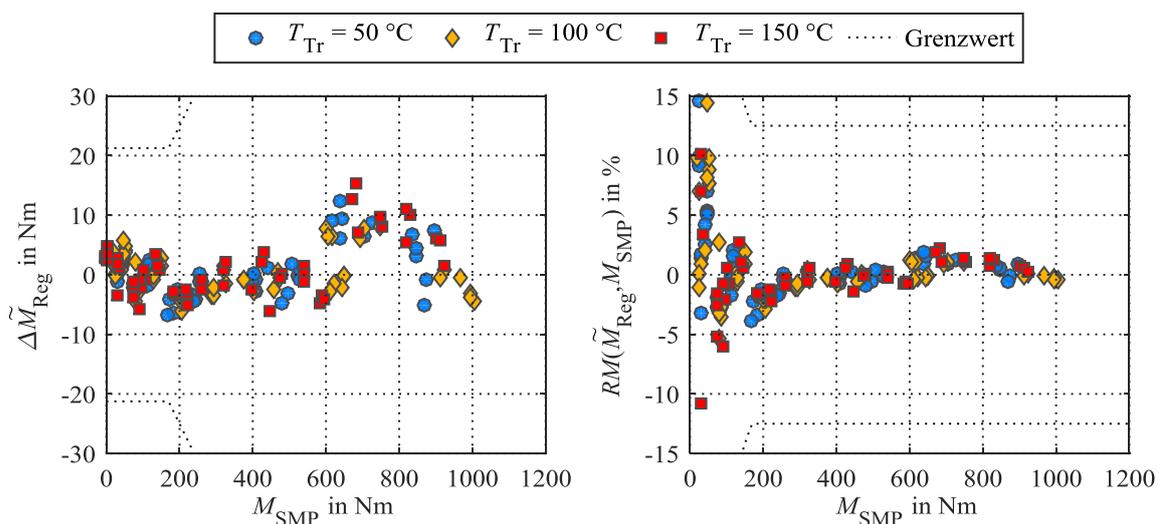


Abbildung 7-1: Absolute und relative Abweichung des stationären Bremsenkennfelds

⁸² Bundesministerium für Verkehr: Prüfung der Bremsanlagen von Fahrzeugen (2012), S. 9.

Neben der Ermittlung des Bremsmoments, basierend auf der Messung der Abstützkräfte, lassen sich der Reibwert in der Kontaktstelle von Bremsbelag zu Trommelbremse und die Spreizkraft berechnen, mit der Annahme, dass die Werte für auflaufende und ablaufende Seite identisch sind. Dementsprechend wird auch nur ein Reibwert bzw. eine Spreizkraft für die Bremse ermittelt. Die Untersuchungen zeigen bzgl. der definierten Grenzwerte ein positives Ergebnis. Die identifizierten Abweichungen zwischen berechneten und gemessenen Werten werden von unterschiedlichen Reibwerten oder Spreizkräften von auflaufender und ablaufender Seite verursacht. Im Vergleich zur Bremsmomentermittlung fällt die Streuung für den berechneten Reibwert und die Spreizkraft größer aus, womit eine erhöhte Unsicherheit vorliegt innerhalb des definierten Toleranzbandes.

Somit stellt die Messung der Abstützkräfte ein Verfahren dar, das durch eine Differenzbetrachtung einen Rückschluss auf das Bremsmoment erlaubt und durch die kombinierte Betrachtung der einzelnen Kräfte die Ermittlung des Reibwerts und der Spreizkraft ermöglicht. Durch die Erfassung von Bremsmoment, Reibwert und Spreizkraft bietet das Messverfahren das gleiche Potential für einen hochgenauen radindividuellen Bremsengriff wie die reibbelagintegrierte Kraftsensorik bei elektromechanischen Scheibenbremsen.⁸³ Darüber hinaus kann mit der Information der drei Kennwerte der aktuelle Systemzustand identifiziert und zu Diagnosezwecken analysiert werden, um z.B. die Robustheit und Genauigkeit eines heute im Einsatz befindlichen Thermomodells zu erhöhen.

Die Untersuchungen des Messverfahrens im Stillstand zeigen auf, dass die Ermittlung des Bremsmoments ebenfalls möglich ist, im Gegensatz zur Ermittlung des Reibwerts und der Spreizkraft, da der eindeutige Zusammenhang von auflaufender und ablaufender Abstützkraft verloren geht. Bzgl. des Stillstands beschreibt Bill, dass die Bremsmomentregelung nur für ein sich drehendes Rad möglich ist, da kein sinnvoller Zusammenhang zwischen Bremsmoment und Spannkraft für den Stillstand oder ein blockierendes Rad herzustellen ist und somit eine Grenzgeschwindigkeit der Raddrehzahl benötigt wird, ab der eine Umschaltung der Regelung stattfindet.⁸⁴ Zur Umschaltung wird ein Ansatz einer Positionsregelung vorgestellt, die auf einer Bremsmoment-Weg-Kennlinie basiert. Der Vorteil dieser Kennlinie besteht im Gegensatz zur Spreizkraft-Weg-Kennlinie darin, dass das maximal übertragbare Bremsmoment in Abhängigkeit der Position bekannt ist und somit ein stark überhöhter Aufbau der Spreizkraft vermieden werden kann. Hierdurch reduziert sich die Intensität des Lastkollektivs und kann somit zu einer erhöhten Lebensdauer bei gleichem Design führen. Die Ermittlung der Bremsmoment-Weg-Kennlinie ist durch die Messung der Abstützkräfte sowie der Motorpositionsmessung möglich und ist permanent zu kalibrieren.

Um die Erkenntnisse dieser Forschungsarbeit in eine serienreife Anwendung zu überführen, ist die Ausgestaltung der Sensorik notwendig. Da es sich um ein Messverfahren handelt, ist die Wahl der Sensorart und Ausführung nicht vorgegeben. Eine entscheidende Anforderung

⁸³ Winner, H. et al.: Die Bremse im mechatronischen Fahrwerk (2012), S. 498.

⁸⁴ Bill, K. H.: Diss., Grundsatzuntersuchungen elektrischer Radbremsen (1992), S. 182.

stellt die Temperaturbeständigkeit an der Messstelle des Abstützlagers dar, die bei langen Passabfahrten zu einer hohen Durchwärmung aller internen Bauteile führt. Durch die räumliche Nähe der beiden Messstellen am Abstützlager ist ein kompaktes Design mit einem hohen Integrationsmaß in die Trommelbremse gegeben. Neben der Ermittlung der Abstützkkräfte ist es von Relevanz, die Erkenntnisse aus der Sensitivitätsanalyse mit in das Design der Sensorik einfließen zu lassen. Hierbei ist besonderes Augenmerk auf den Abstand in y -Richtung der Krafteinleitung zu legen, auf Grund der hohen Sensitivität dieses Parameters. Dieser sollte unabhängig von den Betriebsgrößen und dem Verschleißzustand sein.

Eine Optimierungsmöglichkeit der Sensorik hinsichtlich der Kosten stellt eine direkte Messung der Differenzkraft dar. Bei dieser technischen Ausführung ist die Information der einzelnen Kräfte am Abstützlager nicht vorhanden, wodurch eine Ermittlung des Reibwerts und der Spreizkräfte nicht mehr möglich ist. Die Ermittlung des Bremsmoments ist über die Information der Differenzkraft gewährleistet. Durch die Reduktion der Messstellen verringert sich die Komplexität und damit auch die Kosten für die Sensorik.

Das entwickelte Messverfahren bezieht sich auf Simplex-Trommelbremsen. Das Vorgehen zur Ermittlung des Messverfahrens lässt sich auf weitere Ausführungsformen der Trommelbremse anwenden. Abbildung 7-2 zeigt ein vereinfachtes Freikörperbild für eine Duplex-Trommelbremse und eine Duo-Servo-Trommelbremse sowie die Formeln zur Berechnung des Bremsmoments.

Für die Duplex-Bremse, die zwei auflaufende Bremsbacken besitzt, ist zu erkennen, dass sich die Spreizkräfte und Abstützkkräfte addieren und nicht wie bei der Simplex-Trommelbremse zu einer Differenz führen. Für die Berechnung des Bremsmoments bedeutet dies, dass die Spreizkräfte sich nicht gegenseitig kompensieren und somit eine Messung der Spreizkräfte und Abstützkkräfte notwendig wird. Unter der Annahme eines komplett symmetrischen Verhaltens der Bremsbacken ist die Ermittlung einer Spreizkraft und einer Abstützkraft ausreichend, um das halbe Bremsmoment zu identifizieren und über die Symmetrie auf das komplette Bremsmoment zu schließen. Durch die räumliche Entfernung von Abstützkraftmessung und Spreizkraftmessung birgt das Verfahren eine erhöhte Komplexität im Vergleich zur Simplex-Trommelbremse.

Die Duo-Servo-Trommelbremse besitzt ebenfalls zwei auflaufende Bremsbacken, wobei die Abstützkraft der ersten Bremsbacke die zweite Bremsbacke betätigt. Hierfür ist ein schwimmend gelagertes Koppellement notwendig, das die Kraft zwischen den beiden Bremsbacken überträgt. Die zweite Bremsbacke stützt sich auf der Spreizeinheit und dem Abstützlager ab. Je nach Ausführungsform kann die Abstützung über einen Anschlag direkt in die Spreizeinheit integriert werden. Die Berechnung des Bremsmoments zeigt auf, dass sich die Spreizkräfte und die Kräfte am Koppellement subtrahieren. Unter der Annahme einer reibungsfreien Kraftübertragung mit identischen Hebelarmen, heben sich sämtliche Kräfte bis auf die am Abstützlager wirkende Kraft auf. Dadurch entsteht der einfache Zusammenhang, dass das Bremsmoment proportional zur Abstützkraft ist. Um eine Messung in beide Fahrtrichtungen der Bremse zu ermöglichen, ist es notwendig, beide Abstützkkräfte zu identifizieren.

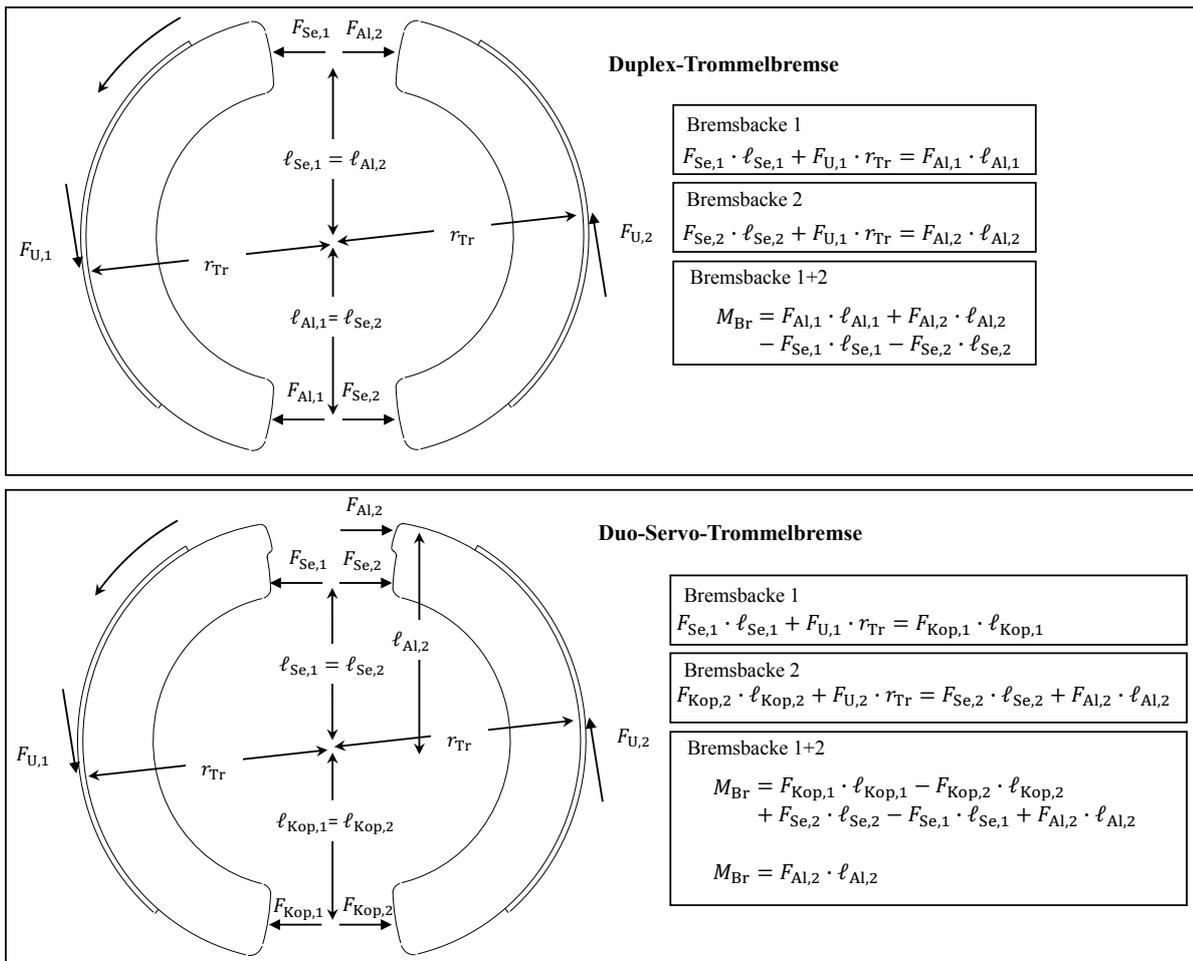


Abbildung 7-2: Freikörperbild und Bremsmomentberechnung für eine Duplex und eine Duo-Servo-Trommelbremse

Basierend auf den Erkenntnissen dieser Forschungsarbeit zu einem integrierten Bremsmomentmessverfahren ergeben sich weitere Forschungsfragen bzgl. einer tiefergehenden Identifikation der Eigenschaften und Abhängigkeiten, der Anwendbarkeit und der Übertragbarkeit.

Identifikation der Eigenschaften und Abhängigkeiten des Messverfahrens:

- Der untersuchte Temperaturbereich bis 150 °C Starttemperatur stellt nur den unteren Einsatzbereich einer Trommelbremse dar. Eine Erweiterung der Untersuchung bis zu einer Grenztemperatur von 400 °C bei Trommelbremsen ist durchzuführen. Hierbei ist die Temperaturbeständigkeit der Kraftsensoren sicherzustellen.
- Aus der Sensitivitätsanalyse liegt der Einfluss einer Vielzahl von Parametern auf den virtuellen Hebelarm vor. Messtechnisch ist der Einfluss der Position des Abstützlagers in y-Richtung untersucht und mit Modellvorstellung abgeglichen. Eine messtechnische Analyse der weiteren Parameter dient als weiterführende Fragestellung.
- Neben der Kraftmessung ist der Abstand des Krafteinleitungspunkts am Abstützlager zum Mittelpunkt relevant für eine korrekte Bremsmomentermittlung. Die Abhängigkeit zum Verschleiß der Trommel bzw. Bremsbeläge ist zu analysieren.

- Die aufgezeigte quadratische Abhängigkeit der Differenzkraft im Abstützlager zum Bremsmoment ist mit dem vorgestellten Modell nicht zu erklären. Eine Modellerweiterung um die in der Diskussion aufgelisteten Themen ist notwendig.

Anwendbarkeit des Messverfahrens

- Zur Anwendbarkeit des Messverfahrens ist eine technische Umsetzung der Abstützkraftmessung oder Differenzkraftmessung am Abstützlager notwendig. Hierbei ist neben einer elektromechanisch betätigten Trommelbremse auch der Einsatz einer hydraulischen Trommelbremse denkbar, bei der über die HECU eine Bremsmomentregelung ermöglicht wird.
- Die Implementierung und Validierung der Parkbremsstrategie basierend auf einer Bremsmoment-Weg-Kennlinie ist als Fragestellung adressiert.

Übertragbarkeit des Messverfahrens

- Das Messverfahren ist auf der Grundlage einer Prototypbremse messtechnisch untersucht. Die Frage hinsichtlich der Übertragbarkeit auf Simplex-Bremsen mit veränderten Parametern bleibt bestehen.
- Das Vorgehen zur Identifikation eines internen Bremsmomentmessverfahrens bei Trommelbremsen ist für den vereinfachten Fall auf die Bauformen der Duplex-Trommelbremse und der Duo-Servo-Trommelbremse übertragen. Die Duo-Servo-Trommelbremse zeigt dabei einen einfachen Zusammenhang zwischen Bremsmoment und dem einseitig belasteten Abstützlager. Dies ist in weiteren Untersuchungen zu überprüfen.

A.2 Fahrzeugdaten

Die Auslegung der prototypischen Bremse basiert auf folgenden Fahrzeugdaten.

Tabelle 7-1: Fahrzeugdaten und Bremsendaten

Bremsmoment	Zeichen	Wert	Einheit
Maximale Fahrzeugmasse	$m_{Fzg,max}$	1980	kg
Dyn. Reifenhalmmesser	r_{dyn}	307	mm
Höchstgeschwindigkeit	v_{max}	150	km/h
Bremskraftanteil HA	$i_{Bkv,Ha}$	0,32	-
Bremsmoment bei 2 m/s ²	$M_{Br}(2 \text{ m/s}^2)$	191	Nm
Bremsmoment bei 9,81 m/s ²	$M_{Br}(9,81 \text{ m/s}^2)$	954	Nm

A.3 Analyse der Bremsmomentermittlung

Die Abweichungen der Bremsmomentermittlung bei 50 °C und 150 °C Starttemperatur befinden sich innerhalb des definierten Toleranzbandes.

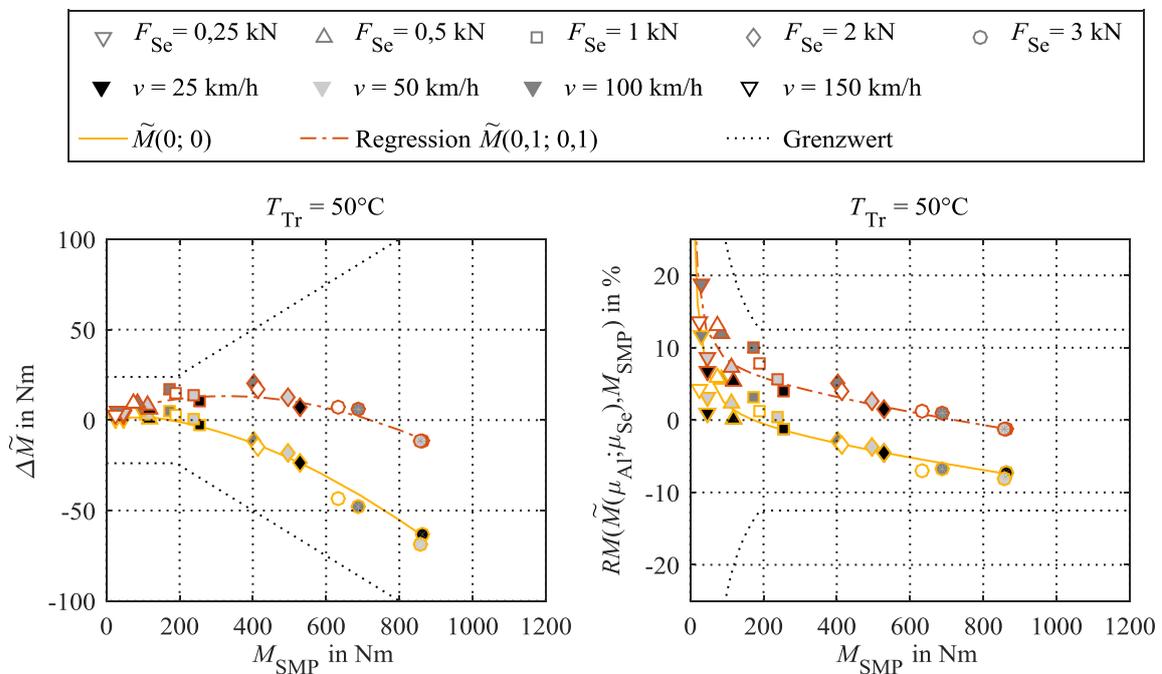


Abbildung 7-3: Fehlerbetrachtung der ermittelten Bremsmomente bei 50°C Starttemperatur

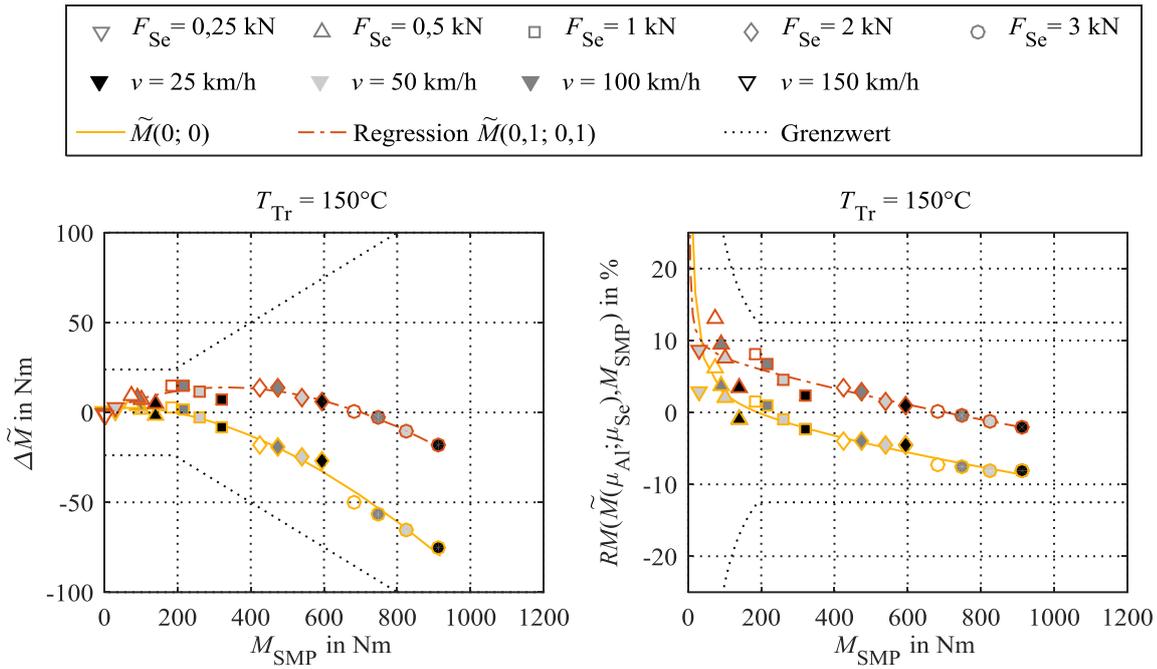


Abbildung 7-4: Fehlerbetrachtung der ermittelten Bremsmomente bei 150°C Starttemperatur

A.4 Analyse der Reibwert- und Spreizkraftermittlung

Die Ergebnisse bei 100 °C und 150 °C Starttemperatur der Reibwert und Spreizkraftermittlung befinden sich ebenfalls innerhalb des definierten Toleranzbandes.

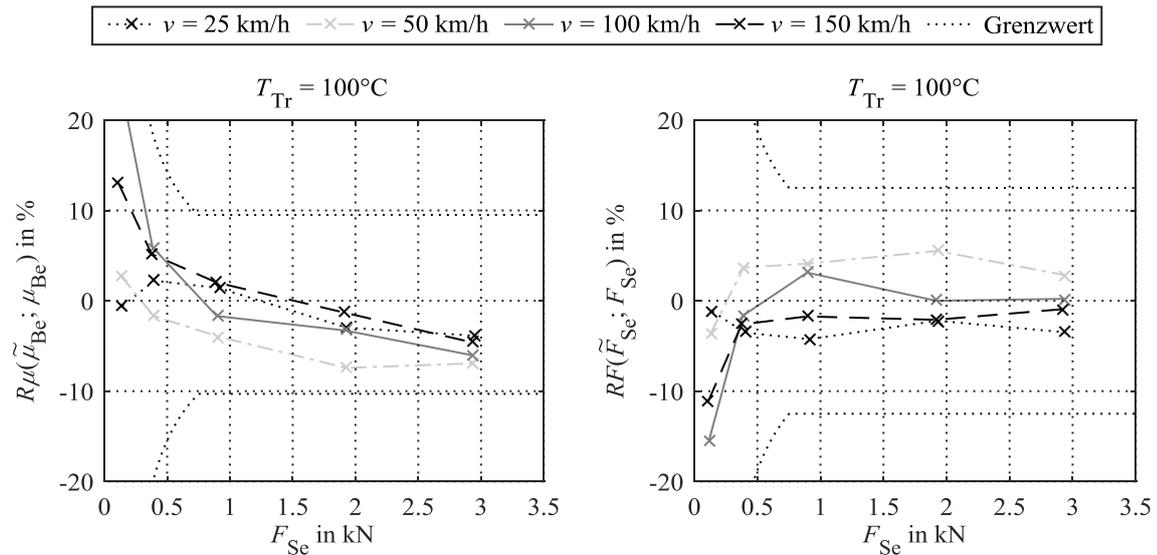


Abbildung 7-5: Relative Abweichung zwischen berechnetem/r und gemessenem/r Reibwert/Spreizkraft bei 100 °C

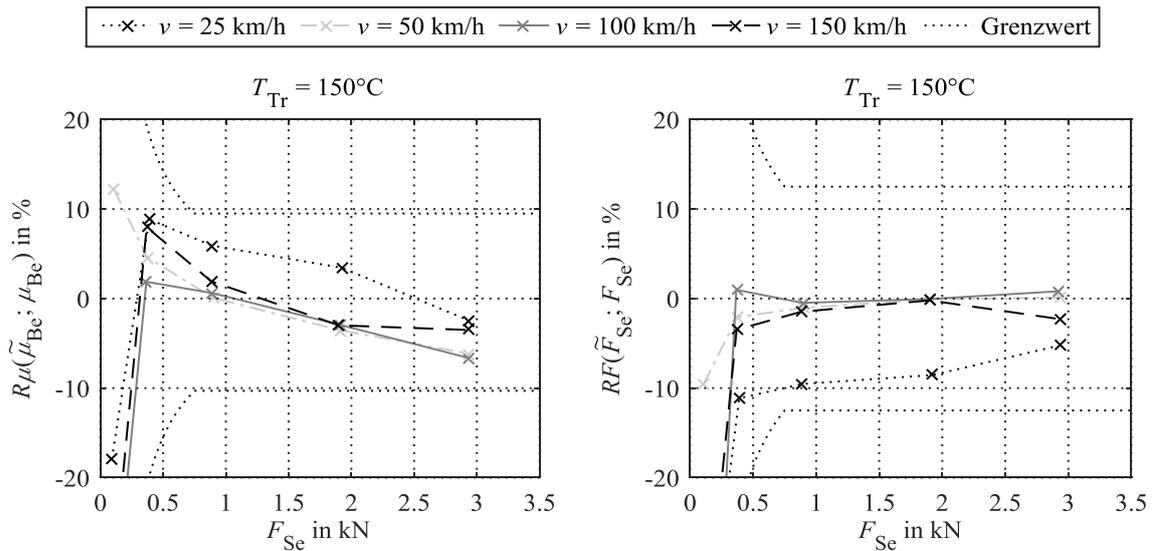


Abbildung 7-6: Relative Abweichung zwischen berechnetem/r und gemessenem/r Reibwert/Spreizkraft bei 150 °C

A.5 Versuchsergebnisse der Parkbremse

Zustand „Bremsen“

Die Testreihen 3a und 3b werden in den Abbildung 7-7 Und Abbildung 7-8 dargestellt, die den Zustand 5 durch eine Spreizkraftreduzierung ausgehend vom Zustand 4 erreichen. Die Testreihe 1 dient als Referenzkennlinie. Die Reduktion der Spreizkraft wird dabei durch eine Reduktion des Spreizweges realisiert. Dementsprechend befinden sich die entsprechenden Messpunkte nicht bei gleichen Spreizwegen wie bei den vorherigen Auswertungen. Für die Spreizkraft in Abbildung 7-7 sinkt die Kennlinie auf die Referenzkennlinie. In Abbildung 7-8 ist die Kennlinie der Spreizkraft bereits im Zustand 4 identisch mit dem Zustand 5. Für die Abstützkraft ist in beiden Abbildungen zu erkennen, dass die Kennlinien im Zustand 5 identisch sind unabhängig von der vorherigen Kennlinie.

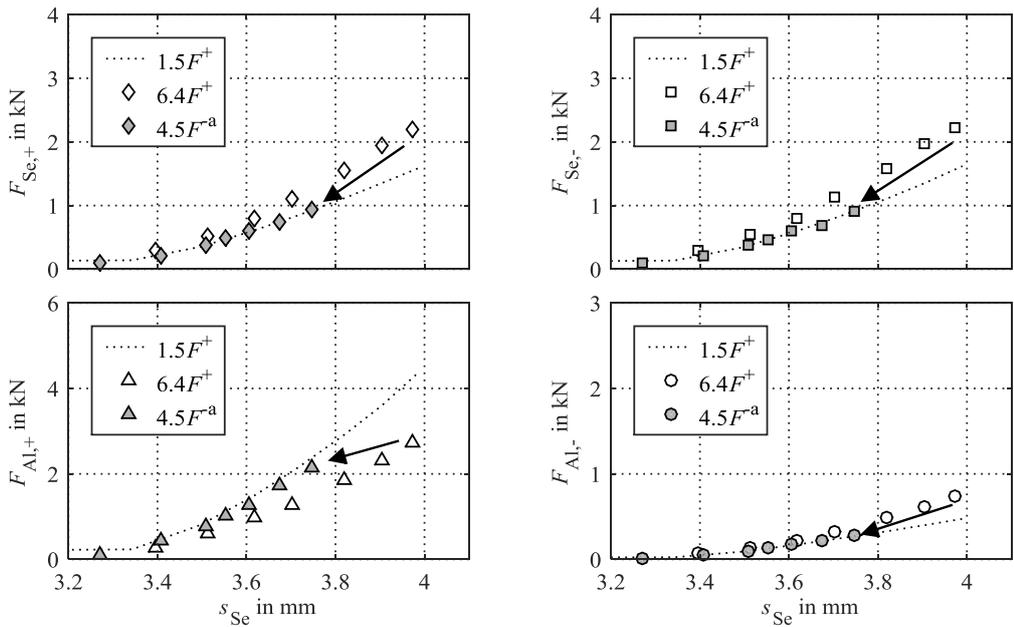


Abbildung 7-7: Kraft-Weg-Kennlinien für den Wechsel von Zustandswechsel $6.4M^+$ und $4.5F^{-a}$

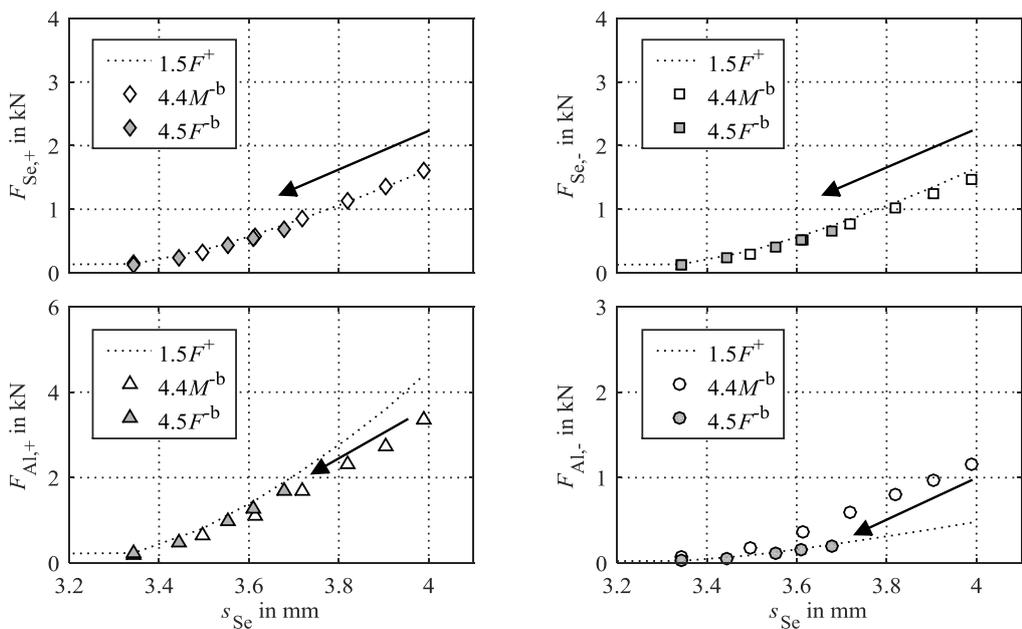


Abbildung 7-8: Kraft-Weg-Kennlinien für den Wechsel von Zustandswechsel $4.4M$ und $4.5F^{-b}$

Zustand „Halten in der Ebene“

Die Abbildung 7-9 zeigt die Zustandsänderung von 4 nach 6 im Vergleich von 5 zu 6. Zustand 4 ist dabei aus Zustand 5 erreicht. Somit wird hiermit ein Vergleich zwischen dem direkten Übergang von Zustand 5 nach 6 mit dem indirekten Übergang von Zustand 5 nach 4 zu 6 verglichen. Für die Spreizkräfte als auch die Abstützkräfte ergeben sich näherungsweise die gleichen Kräfte im Zustand 6. Somit ergibt sich für diese Kombination keine zusätzliche Kennlinie.

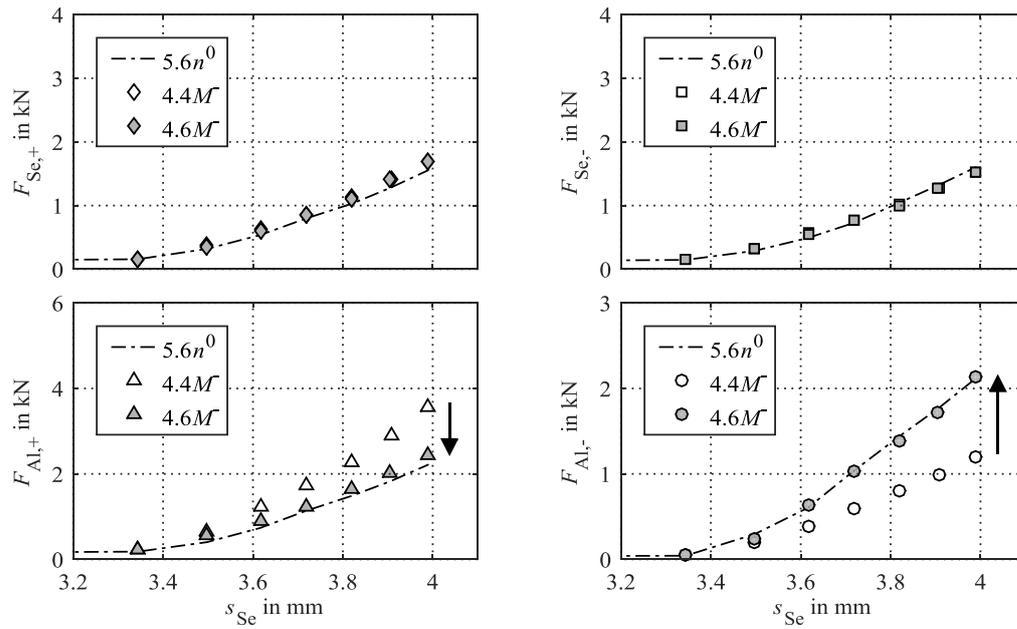


Abbildung 7-9: Kraft-Weg-Kennlinien für den Wechsel von Zustandswechsel 4.4M und 4.6M

Literaturverzeichnis

- A. Reitz, B. Loehr, J-P. Kohrt: Harmonisation of electric parking brake systems (2016)**
A. Reitz, B. Loehr, J-P. Kohrt: Harmonisation of the release process for electric parking brake systems, in: Pub. FISITA Conference Eurobrake 2016, 2016
- Balz, J. et al.: Konzept für eine elektromechanische Fahrzeugbremse (1996)**
Balz, Jürgen; Bill, Karlheinz; Böhm, Jürgen; Scheerer, Peter; Semsch, Martin: Konzept für eine elektromechanische Fahrzeugbremse, in: ATZ. Automobiltechnische Zeitschrift (6), Jahrgang 98, S. 328–333, 1996
- Bayer, B. et al.: Elektromechanische Bremssysteme (2015)**
Bayer, Bernward; Büse, Axel; Linhoff, Paul; Piller, Bernd; Rieth, Peter E.; Schmitt, Stefan; Schmittner, Bernhard; Völkel, Jürgen: Elektromechanische Bremssysteme, in: Winner, Hermann et al. (Hrsg.): Handbuch Fahrerassistenzsysteme, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2015
- Bill, K. H.: Diss., Grundsatzuntersuchungen elektrischer Radbremsen (1992)**
Bill, Karlheinz H.: Grundsatzuntersuchungen zum Einsatz elektrischer Radbremsen in Personenkraftfahrzeugen: Bericht aus dem Fachgebiet Fahrzeugtechnik der TH Darmstadt, Dissertation Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI / 12, Jahrgang 166, VDI-Verlag, 1992
- Bill, K. H.: Grundlagen elektrisch betätigter Pkw-Bremssysteme (2012)**
Bill, Karlheinz H.: Grundlagen elektrisch betätigter Pkw-Bremssysteme, in: Breuer, Bert; Bill, Karlheinz H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch, Springer Vieweg, Wiesbaden, 2012
- Bode, K.; Tiedemann, M.: Radbremsen in E-Fahrzeugen Potenziale und Herausforderungen (2017)**
Bode, Kai; Tiedemann, Merten: Radbremsen in E-Fahrzeugen Potenziale und Herausforderungen, in: ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift (6), Jahrgang 119, S. 26–31, 2017
- Breuer, B.; Bill, K. H.: Bremsenhandbuch (2012)**
Breuer, Bert; Bill, Karlheinz H. (Hrsg.) Bremsenhandbuch, Springer Vieweg, Wiesbaden, 2012
- Bundesministerium für Verkehr: Prüfung der Bremsanlagen von Fahrzeugen (2012)**
Bundesministerium für Verkehr Richtlinie für die Prüfung der Bremsanlagen von Fahrzeugen bei Hauptuntersuchungen (HU) nach § 29 StVZO, 2012

Burckhardt, M.: Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen (1991)

Burckhardt, Manfred: Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen, Vogel-Fachbuch : Kraftfahrzeugtechnik, Vogel, Würzburg, 1991

Buschmann, H.; Koessler, P.: Handbuch für den Kraftfahrzeugingenieur (1973)

Buschmann, Heinrich; Koessler, Paul: Handbuch für den Kraftfahrzeugingenieur, Dt. Verlag-Anst, 1973

Continental Homepage: VW ID.3 fährt mit Technologien von Continental (2020)

Continental Homepage: Neues Modell VW ID.3 fährt vollvernetzt, sicher und weit mit Technologien von Continental;

<https://www.continental.com/de/presse/pressemitteilungen/2020-10-07-id-3-236846>, 2020, Zugriff 31.10.2020

Dausend, U.: Diss., Getriebeauslegung elektrischer Bremsen (2006)

Dausend, Uwe: Potenzial der Selbstverstärkung und einer nicht konstanten Getriebekennlinie zur Verminderung der Leistungs- und Energieaufnahme einer elektromechanischen Radbremse, Dissertation TU Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI / 12, Jahrgang 621, VDI-Verl., Düsseldorf, 2006

Day, A.: Braking of road vehicles (2014)

Day, Andrew: Braking of road vehicles, 1. Auflage, Elsevier, Amsterdam [u.a.], 2014

Degenstein, T.: Kraftmessung in Scheibenbremsen (2007)

Degenstein, Thomas: Kraftmessung in Scheibenbremsen, Technische Universität, 2007

Fa. Alfred Teves: Bremsen-Handbuch (1960)

Fa. Alfred Teves: Bremsen-Handbuch, 2. Auflage, Teves, Maschinen- u. Armaturenfabrik KG, Frankfurt/M., 1960

Fach, M.: Diss., Lokale Effekte der Reibung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn (2000)

Fach, Markus: Lokale Effekte der Reibung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn, Diss. VDI-Verl, Düsseldorf, 2000

Heidrich, L.: Diss., Entwicklung von elektrischen Radnabenmaschinen (2017)

Heidrich, Lukas: Beitrag zur methodischen Entwicklung von Fahrwerksystemen für elektrische Radnabenmaschinen, Dissertation TU Ilmenau, Universitätsbibliothek, 2017

Hoseinnezhad, R. et al.: Real-Time Clamp Force Measurement in Electromechanical Brake Calipers (2008)

Hoseinnezhad, R.; Bab-Hadiashar, A.; Rocco, T.: Real-Time Clamp Force Measurement in Electromechanical Brake Calipers, in: IEEE Transactions on Vehicular Technology (2), Jahrgang 57, S. 770–777, 2008

Ishak, M. R. et al.: Brake torque analysis of fully mechanical parking brake system: Theoretical and experimental approach (2016)

Ishak, Mohd R.; Abu Bakar, Abd R.; Belhocine, Ali; Taib, Jamaludin M.; Omar, Wan Z. W.: Brake torque analysis of fully mechanical parking brake system: Theoretical and experimental approach, in: Measurement, Jahrgang 94, S. 487–497, 2016

Kennel, R.: Fehlereinflüsse und Genauigkeit bei geregelten Systemen (2009)

Kennel, R.: Fehlereinflüsse und Genauigkeit bei geregelten Systemen, in: Schröder, Dierk (Hrsg.): Regelung von Antriebssystemen, Elektrische Antriebe, 3. Auflage, Springer, Berlin, 2009

Ki, Y. H. et al.: new clamping force estimator in Electro-Mechanical Brake systems (2013)

Ki, Y. H.; Lee, K. J.; Cheon, J. S.; Ahn, H. S.: Design and implementation of a new clamping force estimator in Electro-Mechanical Brake systems, in: International Journal of Automotive Technology (5), Jahrgang 14, S. 739–745, 2013

Klaps, J.; Day, A. J.: Steering drift and wheel movement during braking: Parameter sensitivity studies (2003)

Klaps, J.; Day, A. J.: Steering drift and wheel movement during braking: Parameter sensitivity studies, in: Proceedings of the IMechE (12), Jahrgang 217, S. 1107–1115, 2003

Konik, D. et al.: Elektronisches Bremsen Management (1999)

Konik, Dieter; Müller, Rudi; Leffler, Heinz; Prestl, Willibald; Toelge, Thomas: Elektronisches Bremsen Management als Bestandteil eines Integrierten Chassis Managements, in: ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift (5), Jahrgang 101, S. 330–337, 1999

Köbller, P.: Berechnung von Innenbacken-Bremsen (1957)

Köbller, Paul: Berechnung von Innenbacken-Bremsen für Kraftfahrzeuge, Franckh'sche Verlagshandlung, Stuttgart, 1957

Leber, M.: Diss., Radbremse mit mechatronischer Kennwertregelung (1998)

Leber, Matthias: Radbremse mit mechatronischer Kennwertregelung, Dissertation TU Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI : Reihe 12, Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik, Jahrgang 358, VDI-Verl., Düsseldorf, 1998

Mahmoud, K. R.: Diss., Investigations on a new adaptive duo servo drum brake (2005)

Mahmoud, Khaled R. M.: Theoretical and experimental investigations on a new adaptive duo servo drum brake with high and constant brake shoe factor, Dissertation Universität Paderborn, HNI, 2005

Marschner, H. et al.: Bremsentechnisches Versuchswesen (2017)

Marschner, Holger; Teitge, Hilmar; Semsch, Martin; Bletz, Marcus; Weiss, Dieter: Bremsentechnisches Versuchswesen, in: Bremsenhandbuch, Springer, 2017

Mirza, N. et al.: Effect of component stiffness and deformation on vehicle lateral drift during braking (2009)

Mirza, N.; Hussain, K.; Day, A. J.; Klaps, J.: Effect of component stiffness and deformation on vehicle lateral drift during braking, in: Proceedings of the IMechE (1), Jahrgang 223, S. 9–22, 2009

Neukum, A.; Reinelt, W.: Bewertung der Funktionssicherheit aktiver Lenksysteme (2005)

Neukum, A.; Reinelt, W.: Bewertung der Funktionssicherheit aktiver Lenksysteme: ein Human Factors Ansatz, in: VDI BERICHTE, Jahrgang 1919, S. 161–176, 2005

Nidec Corporation: Dual Clutch Transmission Actuators | Nidec Corporation (2020)

Nidec Corporation: Dual Clutch Transmission Actuators | Nidec Corporation; <https://www.nidec.com/en/product/search/category/B105/M101/S100/NCJ-Actuator%20motor-DCT/>, 2020, Zugriff 14.11.2020

Pickenhahn, J.; Straub, T.: Auslegung und Simulation von Pkw-Bremsanlagen (2012)

Pickenhahn, Josef; Straub, Thomas: Auslegung und Simulation von Pkw-Bremsanlagen, in: Bremsenhandbuch, Springer, 2012

Remfrey, J. et al.: Aufbau und Komponenten von Pkw-Bremsanlagen (2012)

Remfrey, James; Gruber, Steffen; Ocvirk, Norbert: Aufbau und Komponenten von Pkw-Bremsanlagen, in: Bremsenhandbuch, Springer, 2012

Remfrey, J. et al.: Hydraulische Pkw-Bremssysteme (2015)

Remfrey, James; Gruber, Steffen; Ocvirk, Norbert: Hydraulische Pkw-Bremssysteme, in: Winner, Hermann et al. (Hrsg.): Handbuch Fahrerassistenzsysteme, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2015

Roth, J.: Diss., Untersuchungen zum Pkw-Reifensensor (1993)

Roth, Jürgen: Untersuchungen zur Kraftübertragung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn unter besonderer Berücksichtigung der Kraftschlusserkennung im rotierenden Rad, Diss. VDI-Verl, Düsseldorf, 1993

Saric, S. et al.: Clamp-Force Estimation for a Brake-by-Wire System (2008)

Saric, S.; Bab-Hadiashar, A.; Hoseinnezhad, R.: Clamp-Force Estimation for a Brake-by-Wire System, in: IEEE Transactions on Vehicular Technology (2), Jahrgang 57, S. 778–786, 2008

Schenk, D. E. et al.: Intelligent braking for current and future vehicles (1995)

Schenk, Donald E.; Wells, Richard L.; Miller, Jon E.: Intelligent braking for current and future vehicles, 1995

Schwarz, R.: Bremskraft-Rekonstruktion für elektromechanische Fahrzeugbremsen (1999)

Schwarz, Ralf: Bremskraft-Rekonstruktion für elektromechanische Fahrzeugbremsen, in: ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift (6), Jahrgang 101, S. 402–412, 1999

- Schwarz, R. et al.: Clamping force estimation for a brake-by-wire actuator (1999)**
Schwarz, Ralf; Isermann, Rolf; Böhm, Jürgen; Nell, Joachim; Rieth, Peter: Clamping force estimation for a brake-by-wire actuator, 1999
- Schwarz, R.: Diss., Rekonstruktion der Bremskraft von EMB (1999)**
Schwarz, Ralf: Rekonstruktion der Bremskraft bei Fahrzeugen mit elektromechanisch betätigten Radbremsen, Dissertation TU Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI : Reihe 12, Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik, Jahrgang 393, VDI-Verl., Düsseldorf, 1999
- Semsch, M.: Neuartige mechatronische Teilbelagscheibenbremse (1999)**
Semsch, M.: Neuartige mechatronische Teilbelagscheibenbremse, in: FORTSCHRITT BERICHTE-VDI REIHE 12 VERKEHRSTECHNIK FAHRZEUGTECHNIK, S. 53–73, 1999
- Semsch, M.: Diss., Entwurf einer EMB mit Selbstverstärkung (2010)**
Semsch, Martin: Entwurf einer elektromechanisch betätigten Radbremse mit Selbstverstärkung, Dissertation TU Darmstadt, VDI Verlag, 2010
- Semsch, M. et al.: Elektromechanisch betätigte Bremse (2012)**
Semsch, Martin; Feigel, Hans-Jörg; Hoffmann, Jens: Elektromechanisch betätigte Bremse, in: Breuer, Bert; Bill, Karlheinz H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch, Springer Vieweg, Wiesbaden, 2012
- Severin, D.; Musiol, F.: Der Reibprozeß in trockenlaufenden Bremsen (1995)**
Severin, D.; Musiol, F.: Der Reibprozeß in trockenlaufenden mechanischen Bremsen und Kupplungen, in: Konstruktion (1981) (3), Jahrgang 47, S. 59–68, 1995
- Simmermacher, D.: Diss., Objektive Beherrschbarkeit von Gierstörungen in Bremsmanövern (2013)**
Simmermacher, Daniel: Objektive Beherrschbarkeit von Gierstörungen in Bremsmanövern, Dissertation TU Darmstadt, VDI Verlag, 2013
- Szewczyk, B. et al.: Distributed brake-by-wire system for next-generation road vehicles (2018)**
Szewczyk, Benjamin; Ciotti, Alessandro; Cappelletti, Luca: Distributed brake-by-wire system for next-generation road vehicles, in: 9th International Munich Chassis Symposium 2018, Springer, 2018
- UN-ECE: ECE Nr. 13-H (2015)**
UN-ECE: Regelung Nr. 13-H der Wirtschaftskommission für Europa der Vereinten Nationen (UN/ECE) — Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung von Personenkraftwagen hinsichtlich der Bremsen [2015/], 2015
- UN-ECE: ECE Nr. 13 (2016)**
UN-ECE: Regelung Nr. 13 der Wirtschaftskommission für Europa der Vereinten Nationen (UNECE) — Einheitliche Vorschriften für die Typgenehmigung von Fahrzeugen der Klassen M, N, und O hinsichtlich der Bremsen [2016/ 194], 2016

Vey, C. et al.: Intelligente Trommelbremse mit integriertem Bremsmomentsensor (2021)

Vey, Christian; Winner, Hermann; Hoffmann, Jens: Intelligente Trommelbremse mit integriertem Bremsmomentsensor, in: Mayer, Ralph (Hrsg.): Berichte aus dem μ -Club 2020, 1. Auflage, Springer Berlin; Springer Vieweg, Berlin, 2021

Vey, C.; et. al.: Verfahren zur Bremsmomentermittlung (2018)

Vey, Christian; et. al.: Verfahren zum Ermitteln einer Betriebsgrösse einer Trommelbremse, Trommelbremsanordnung, Auswertevorrichtung und Speichermedium, Continental Teves AG & Co OHG, Patent WO2019/063279, 2018

Vey, C.; Winner, H.: Concept of a torque sensor for simplex drum brakes (2020)

Vey, Christian; Winner, Hermann: Concept of a torque sensor for simplex drum brakes, in: Automotive and Engine Technology, 2020

Wesp, A.: Diss., Analyse der Systemauslegungen und-störungen bei Hinterradlenkung (2011)

Wesp, Alexander: Analyse fahrerwirksamer Systemauslegungen und-störungen eines Fahrzeugs mit Hinterradlenkung bei gleichzeitiger Fahrerbeanspruchung durch eine Fahraufgabe, Dissertation TU Darmstadt, VDI Verlag, 2011

Winner, H. et al.: Die Bremse im mechatronischen Fahrwerk (2012)

Winner, Hermann; Degenstein, Thomas; Bischof-Niemz, Tobias; Schumann, Marcus: Die Bremse im mechatronischen Fahrwerk, in: Breuer, Bert; Bill, Karlheinz H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch, Springer Vieweg, Wiesbaden, 2012

Eigene Veröffentlichungen

Vey, C. et al.: Intelligente Trommelbremse mit integriertem Bremsmomentsensor (2021)

Vey, Christian; Winner, Hermann; Hoffmann, Jens: Intelligente Trommelbremse mit integriertem Bremsmomentsensor, in: Mayer, Ralph (Hrsg.): Berichte aus dem μ -Club 2020, 1. Auflage, Springer Berlin; Springer Vieweg, Berlin, 2021

Vey, C.; et. al.: Verfahren zur Bremsmomentermittlung (2018)

Vey, Christian; et. al.: Verfahren zum Ermitteln einer Betriebsgrösse einer Trommelbremse, Trommelbremsanordnung, Auswertevorrichtung und Speichermedium, Continental Teves AG & Co OHG, Patent WO2019/063279, 2018

Vey, C.; Winner, H.: Concept of a torque sensor for simplex drum brakes (2020)

Vey, Christian; Winner, Hermann: Concept of a torque sensor for simplex drum brakes, in: Automotive and Engine Technology, 2020

Betreute studentische Arbeiten

Binder, Sebastian: Entwicklung einer Bewertungsmetrik für die fahrdynamischen Auswirkungen von Bremsmomentdifferenzen. Masterthesis Nr. 633/16, 2016.

Elster, Lukas: Entwicklung und Parametervariation eines Komponentenbaukastens einer elektromechanischen Parkbremse. Bachelorthesis Nr. 1255/15, 2016.

Gimpel, Simon: Entwicklung eines FEM-Modells einer elektromechanischen Parkbremse. Masterthesis Nr. 603/15, 2015.

Guckes, Lennart: Entwicklung eines Simulationsmodells einer elektromechanischen Parkbremse. Bachelorthesis Nr. 1223/15, 2015.

Hummel, Valentin: Entwicklung einer Methodik zur Bewertung von Fahrzeuglastkollektiven. Masterthesis Nr. 661/17, 2017, extern durchgeführt bei Continental Teves AG & Co. oHG.

Jourdan, Nicolas: Entwicklung eines Tools zur Beurteilung der Robustheit eines elektromechanischen Bremskraftverstärkers. Bachelorthesis Nr. 1219/15, 2015, extern durchgeführt bei Continental Teves AG & Co. oHG.

Kevilj, Filip: Analyse des Patentmarktes im Bereich der elektromechanischen Parkbremse. Studienarbeit Nr. 1222/15, 2015

Matthäy, Jens: Entwicklung eines Mehrkörpersimulationsmodells einer elektromechanischen Parkbremse. Masterthesis Nr. 617/16, 2016

Oeser, Jochen: Entwicklung eines Simulationsmodells eines Fluidenergie-Aktors. Masterthesis Nr. 579/15, 2015

Simon, Daniel: Parameteridentifikation von elektromechanischen Parkbremsen. Bachelorthesis Nr. 1266/16, 2016