

Methodische Ansätze zur Untersuchung des Restbremsmomentes von Scheibenbremsen

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)**

vorgelegt der
Fakultät für Maschinenbau der
Technischen Universität Ilmenau

von Herrn

Dipl.-Wirtsch.-Ing. Stefan Heimann

geboren am 15.11.1974 in Erlangen/Bayern

1. Gutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Klaus Augsburg, TU Ilmenau
2. Gutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Gerhard Linß, TU Ilmenau
3. Gutachter: Dr.-Ing. Jarek Grochowicz, Ford-Werke GmbH

Tag der Einreichung: 12.12.2011

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 13.07.2012

ZUSAMMENFASSUNG

Die vorgestellte Arbeit beinhaltet detaillierte praktische und theoretische Analysen zum Restbremsmoment an Scheibenbremsen. Restbremsmomente entstehen in der so genannten Offbrake-Phase, d. h. bei nicht betätigter Bremse, wenn aufgrund einer ungünstigen Konstellation von Lüftspiel (kolben-/fingerseitig) und dynamischem Runout ein Reibkontakt zwischen Belag und Scheibe erfolgt. Diese Reibverluste führen zu einem Kraftstoffmehrverbrauch und folglich zu einer CO₂-Mehremission. Das Restbremsmoment wird unter verschiedenen Betriebsbedingungen mit einem Messsystem untersucht, das die axialen Bremskomponentenbewegungen von Sattel, Belag sowie Scheibe, an Faustsattelbremsen erfassen. Die geometrischen Abweichungen können direkt einer Variation des RBMs zugeordnet werden. Daneben erfolgt die Verwendung eines Kraftmesssystems, das die Erfassung der Normalkräfte im Bremsbelag während des Betriebes ermöglicht. Weiterhin wird ein Laborversuchsaufbau vorgestellt, der die Abbildung realitätsnaher Betriebszustände der Radbremse, z. B. der Simulation von Seitenkräften, erlaubt. Es hat sich gezeigt, dass Restbremsmomente während eines Untersuchungszyklus zeitlich erheblich differieren können. Außerdem kann erstmals dargestellt werden, wie sich ein Lüftspiel zwischen Scheibe und Belag während eines Zyklus verändert und wie sich der Verlauf auf das RBM auswirkt. Für weitere Einflussgrößenuntersuchungen wird zudem ein kombiniertes FEM-/MKS-Modell verwendet. Das Modell erlaubt eine schnelle und kostengünstige Analyse von Einflussparametern auf Größe und Verlauf des RBMs während einer Scheibenumdrehung. Die ganzheitliche Betrachtung der Restbremsmomentproblematik schließt mit einer Analyse der Auswirkung des RBMs auf den Kraftstoffverbrauch eines Fahrzeuges ab.

ABSTRACT

The studies discussed here are detailed analyses of what is known as brake drag torque on disc brakes. There is brake drag torque (BDT) in what is known as the off-brake phase, i.e. when the brake is not applied and there is friction contact between the pad and disc due to an unfavourable constellation of piston clearance (pad and finger side) and dynamic runout. Brake drag torque is studied under various operational conditions with a measuring system that records the axial brake component movements (from the caliper, pad and disc) on a floating caliper brake. The geometric deviations can be directly assigned to a variation of BDT. Furthermore, we will be presenting a setup for a laboratory experiment that makes it possible to illustrate operational states of the wheel brake in a fashion close to reality, for instance simulating lateral forces. It has become apparent that brake drag torques can differ substantially over time during a cycle of study. In addition, a combined finite element method/multibody dynamics simulation model is used for studying other influencing variables. This model enables us to carry out a fast and low cost analysis of influencing factors in terms of the size and change in BDT when a disc rotates. A holistic analysis of the brake drag problem will be completed with an analysis of the effect that BDT has on the fuel consumption of a vehicle.

VORWORT

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

Mein besonderer Dank gilt Prof. Dr.-Ing. Klaus Augsburg, dem Leiter des Fachgebietes, für die wissenschaftliche Betreuung der Arbeit und die vielfältige Unterstützung in jeglicher Hinsicht. Fruchtbare Diskussionen haben mir viele Anregungen gegeben und mich sehr motiviert, was zum Gelingen der Arbeit überaus beigetragen hat.

Daneben möchte ich mich bei der Firma Audi bedanken (Abteilung EF 51, Herr Jan Münchhoff), die mir freundlicherweise umfangreiche Versuchsteile zur Verfügung gestellt hat. Stellvertretend für TRW, Herrn Theo Kaster, möchte ich für die hilfreichen Diskussionen bei der Erstellung des Simulationsmodells danken.

Ich habe am Fachgebiet in meiner Zeit als wissenschaftlicher Assistent Freunde gewonnen. Ganz besonders hervorheben möchte ich hier Herrn Maik Hoppert, der mir jederzeit wertvolle Tipps und Unterstützung gegeben hat. Auch den Herren Hannes Sachse, Jan Sandler, Stefan Kirchner und Lukas Heidrich danke ich für die Begleitung während und neben der Arbeit, die Abwechslung und Entspannung, aber auch viele Ideen gebracht hat. Frau Cornelia Jurrmann hat ein sehr wachsames Auge, danke dafür. Den Mitarbeitern der mechanischen und elektrischen Werkstatt möchte ich sehr herzlich für die Unterstützung bei der Versuchsaufbauaufbereitung danken, auch wenn vielleicht manche Teile am Ende nicht erforderlich waren.

Ich danke den Studenten, die einen Beitrag Arbeit für das Gelingen dieser Arbeit geleistet haben, insbesondere den Herren Adrian Getschmann, Sebastian Schneider und Martin Engel. Matthias Körner danke ich für gewinnbringende Diskussionen.

Bei den mir nahe stehenden Menschen möchte ich mich ebenfalls bedanken für Ihr Verständnis während der Erstellung der Arbeit. Vieles ist dabei zu kurz gekommen.

Mein größter Dank gilt jedoch meinen Eltern, Sonja und Joachim Heimann, meiner Schwester Anja Heimann und meiner Partnerin Cathleen Köpping. Meine Eltern haben mir erst diese Ausbildung ermöglicht und mich wirklich in jeglicher Hinsicht unterstützt und mir geholfen, wie man es sich nur wünschen kann. Schließlich danke ich meiner Partnerin für Ihre Geduld und Verständnis zu jeder Zeit.

Stefan Heimann,

Ilmenau, 8. Dezember 2011

INHALT

Zusammenfassung.....	II
Abstract.....	III
Vorwort.....	IV
Inhalt	V
Formelzeichen und Abkürzungen.....	VIII
Begriffe und Definitionen	XIII
1 Einleitung.....	1
1.1 CO ₂ -Problematik.....	2
1.2 Fahrwiderstände/ Fahrwiderstandsverlustleistung durch Restbremsmomente	4
2 Grundlagen und Stand der Technik.....	9
2.1 Aufbau und Wirkprinzip von Scheibenbremsen.....	9
2.2 Kräfte und Momente am Rad.....	12
2.3 Erläuterung zum Restbremsmoment.....	13
2.3.1 Definition des Runouts.....	14
2.3.2 Definition und Einflussgrößen auf das Lüftspiel.....	16
2.3.3 Auswirkungen des Lüftspiels auf das Pedalgefühl.....	22
2.3.4 Das Restbremsmoment in alternativen Antriebskonzepten	24
2.4 Auswirkungen eines Belag-/Scheibenkontaktes in der offbrake-Phase	25
2.5 Aktueller Stand der Forschung und Technik zur Thematik.....	26
2.5.1 Literaturrecherche.....	26
2.5.2 Patentrecherche.....	33
2.5.3 Zusammenfassung.....	35
3 Aufgabenpräzisierung.....	38
3.1 Motivation und Forschungsbedarf	38
3.2 Präzisierung der Aufgabenstellung.....	40
3.3 Vorgehensweise	41
4 Restbremsmoment-Untersuchungsmethodik.....	43
4.1 Messprinzip zur Erfassung des Bewegungsverhaltens von Radbremskomponenten im Betriebsbereich.....	43
4.1.1 Anforderung an das Messsystem.....	43
4.1.2 Umsetzung des Messkonzeptes	44
4.1.3 Einführende Auswertung.....	47
4.1.4 Konzeption eines Auswertesystems zur Visualisierung der Bremskomponentenbewegung	48
4.1.5 Überprüfung der Messsicherheit des Messprinzips	49

4.2	Lüftspielneubewertung	50
4.2.1	Definition des Lüftspiels	50
4.2.2	Berechnung des Lüftspiels.....	50
4.2.3	Festlegung des Auswerte-Radbremdrucks	51
4.2.4	Einführung neuer RBM-Kennwerte: Lüftvolumen und Eingriffswinkel.....	55
4.3	Messprinzip zur Erfassung der Axialkräfte in Radbremsen	57
4.3.1	Grundlagen zur Axialkraftmessung in Radbremsen.....	57
4.3.2	Anforderung an das Messsystem.....	57
4.3.3	Umsetzung des Kraftmesssystems auf Basis piezoelektrischer Kompositsensoren	58
4.3.4	Betrachtung der Messsicherheit des piezoelektrischen Kraftmesssystems....	63
4.4	Aufbau eines geeigneten Prüfumfeldes zur Restbremsmoment-Problematik	65
4.4.1	Beschreibung einer realitätsnahen Laborprüfumgebung	65
4.4.2	Bewertung des Einflusses der Lagerreibung	66
4.4.3	Prüfaufbau zur Evaluierung des Einflusses der Reibkontaktbedingungen	67
4.4.4	Prüfaufbau zur Bestimmung der Kolbendichtringcharakteristik	68
4.4.5	Rückschlüsse auf softwaretechnische Realisierung des Messsystems.....	70
4.4.6	Darstellung des Ablaufes eines RBM-Untersuchungstests.....	70
5	Experimentelle Analysen des Restbremsmomentes	72
5.1	Einfluss der Kontaktbedingungen zwischen Scheibe und Belag.....	72
5.2	Kolbendichtringcharakteristik.....	73
5.2.1	Ermittlung des Rollbackverhaltens.....	73
5.2.2	Ermittlung des Pushbackverhaltens.....	74
5.2.3	Vergleich von Roll- und Pushbackverhalten	75
5.3	Vorhergehende Abbremsung	77
5.4	Einfluss von Seitenkräften	79
5.5	Zusammenwirken von Runout und Lüftspiel.....	85
5.6	Löseverhalten der Beläge.....	90
5.7	Zusammenhang Restbremsmoment und Lüftspiel.....	93
5.8	Zusammenhang Bremskomponentenbewegung und Restbremsmoment.....	96
5.9	Zeitverhalten des Restbremsmomentes	97
5.10	Auswirkung des Restbremsmomentes	103
5.11	Normalkraftschwankung zwischen Belag und Scheibe	103
5.12	Fazit experimentelle Restbremsmoment-Analysen	106
6	Simulationsmodell zur Analyse der Restbremsmomentproblematik.....	110
6.1	FEM-/MKS-Modell als Unterstützungswerkzeug im Analyseprozess	110
6.2	Modellbildung und Parametrisierung	111

6.2.1	Modellaufbau.....	112
6.2.2	Parametrisierung des Modells.....	115
6.3	Modellvalidierung.....	117
6.4	Einflussfaktoren auf das Restbremsmoment.....	121
6.5	Fazit theoretische Restbremsmomentanalysen.....	126
7	Simulationsmodell zur Bestimmung der CO ₂ -Mehremission aufgrund von Restbremsmomenten.....	128
7.1	Programmbeschreibung und Aufbau des Modells.....	129
7.2	Fahrzeugmehrverbrauch aufgrund von Restbremsmomenten.....	130
7.3	Auswirkung des Restbremsmomentes als variable Größe in Verbrauchszyklen.....	132
7.4	Fazit Verbrauchsanalysen.....	135
8	Bewertung und Diskussion der Ergebnisse.....	136
8.1	Einordnung der Ergebnisse im Vergleich zum Stand der Technik.....	136
8.2	Analysemethoden und Ableitung von Handlungsempfehlungen.....	138
8.3	Empfehlung für die konstruktive Gestaltung von Radbremsen.....	140
8.4	Auswirkung des Restbremsmomentes als variable Größe in Verbrauchszyklen.....	142
9	Ausblick.....	143
10	Zusammenfassung.....	146
11	Literaturverzeichnis.....	149
12	Anhang.....	154
12.1	Berechnung der Fahrwiderstandsleistung.....	154
12.2	Berechnung einer Pedalwegänderung bei gegebenem Lüftspiel.....	154
12.3	Anforderung an das Messsystem zur Erfassung des Bewegungsverhaltens von Radbremskomponenten.....	155
12.4	Beschreibung der Bremskomponentenbewegungsschemata.....	157
12.5	Berechnung des Lüftvolumens.....	157
12.6	Anforderung an das Kraftmesssystem.....	160
12.7	Fahrzeugdatensatz.....	161
12.8	Lüftspiel bei Seitenkraftuntersuchungen.....	162
12.9	Zusammenhang Restbremsmoment und Lüftvolumen.....	162
12.10	Fahrzyklus mit variierendem Restbremsmoment.....	163
12.11	Festlegung der Einrichtbedingungen eines RBM-Untersuchungszyklus.....	165
12.12	Prüfablauf.....	165
12.13	Definition der Sensorbezeichnung.....	165
12.14	Messmittel- und Sensorkonfiguration.....	166
	Erklärung gemäß Anlage 1 der Promotionsordnung.....	168
	Thesen.....	169

FORMELZEICHEN UND ABKÜRZUNGEN

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

Skalar oder Betrag eines Vektors: G

Vektor: \vec{G}

Lateinische Buchstaben

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
A_{KHBZ}	cm^2	Kolbenfläche des Hauptbremszylinders
$A_{\text{KRBZVA/HA}}$	cm^2	Kolbenfläche des Radbremszylinders
A_q	m^2	Querspanntfläche
a_x	m/s^2	Fahrzeugbeschleunigung in Längsrichtung
a_x	m/s^2	Längsbeschleunigung des Fahrzeugschwerpunktes
a_y	m/s^2	Querbeschleunigung des Fahrzeugschwerpunktes
C	F (As/V)	Kapazität eines Kondensators
c_w	dimensionslos	Luftwiderstandsbeiwert
c_{KDR}	$\text{N}/\mu\text{m}$	Steifigkeit des Kolbendichtringes in axialer Richtung, differenziert mit und gegen die Kolbenbetätigungsrichtung
D	As/m^2	dielektrische Verschiebung
d	As/N	piezoelektrische Ladungskonstante
d_{KHBZ}	mm	Kolbendurchmesser des Hauptbremszylinders
$d_{\text{KRBZVA/HA}}$	mm	Kolbendurchmesser des Radbremszylinders an der Vorder- bzw. Hinterachse
E	V/m	elektrisches Feld
$F_{\text{Betätigung}}$	N	Betätigungskraft am BKV-Steuerkolben
$F_{\text{Druckstange}}$	N	Kolbenkraft der BKV- und HBZ-Druckstange
f_R	dimensionslos	Rollwiderstandsbeiwert (Verhältnis von Rollwiderstand zur Radlast)
f_{RBM}	dimensionslos	radlastbezogener Restbremsmomentwiderstand (Darstellung in Prozent)
F_{RH}	N	axiale Reibkraft am Kontakt zwischen Belagrückenplatte und Belagführungsbolzen
$F_{\text{U(K,F)}}$	N	Umfangskraft am Reibbelag (auf Kolben- bzw. Fingerseite)

F_N	N	Normalkraft
F_{UFRH}	N	tangentiale Abstützkraft zwischen Belagrückenplatte und Belagführungsbolzen als Reaktion auf die Umfangskraft
F_{WR}	N	Radwiderstand
$F_{x(v,h)}$	N	übertragene Bremskraft in der Reifenaufstandsfläche (v: an der Vorderachse, h: an der Hinterachse)
F_{xRBM}		Resultierender Widerstandskraft im Radaufstandspunkt aufgrund von Restbremsmomenten
F_y	N	Seitenkraft, die im Radaufstandspunkt angreift
$F_{z(v,h)}$	N	statische Radlast (v: an der Vorderachse, h: an der Hinterachse)
$F_{z'(v,h)}$	N	dynamische Radlast (v: an der Vorderachse, h: an der Hinterachse)
$i_{hydraulisch}$	dimensionslos	Verhältnis von RBZ-Kolbenfläche zu HBZ-Kolbenfläche
$i_{hydraulischHA}$	dimensionslos	Verhältnis von RBZ-Kolbenfläche an der Hinterachse zu HBZ-Kolbenfläche
$i_{hydraulischVA}$	dimensionslos	Verhältnis von RBZ-Kolbenfläche an der Vorderachse zu HBZ-Kolbenfläche
i_k	dimensionslos	Anzahl der Kolben in einer Radbremse, die für die Zuspännkraftherzeugung relevant sind
$i_{P/RK}$	dimensionslos	Übersetzungsverhältnis Pedalweg zu Radbremskolbenweg
i_{Pedal}	dimensionslos	Pedalübersetzung
i_{ges}	dimensionslos	Gesamtübersetzung des Antriebstranges
$LS(x)_{LKSmin}$	μm	lokales minimales Lüftspiel auf der Kolben- (KS) oder Fingerseite (FS)
M_B	Nm	Bremsmoment
M_E	Nm	Eingangsmoment am Getriebe
M_{RK}	Nm	Radkippmoment aufgrund einer Querkraft F_y und r_{dyn}
m_{ges}	kg	Fahrzeugmasse
n_E	U/min	Eingangsdrehzahl am Getriebe
P	bar	Druck (allgemein)
P_E	W	Eingangsleistung am Getriebe
p_{RBZ}	bar	Hydraulischer Druck im Radbremszylinder
p_U	bar	Absolutdruck der BKV-Unterdruckkammer
Q	C (As)	Ladung
r_{dyn}	m	dynamischer Reifenhalbmesser

RM	Nm	Reibmoment (allgemein)
s_{Pedal}	mm	Bremspedalweg
s_K	μm	Kolbenweg in der Radbremse (allgemein)
s_{K0}	μm	Ausgangsabstand zwischen vorderer Bremskolbenkante und der Einstichfläche der Radzylinderbohrung im Hydraulikkörper
s_{Pushback}	μm	Pushbackweg oder Pushback
s_{Rollback}	μm	Rollbackweg oder Rollback
$s_{\text{KDRelas. (LS=0)}}$	μm	axiale Auslenkung des Kolbens im elastischen zur Überwindung des minimalen Lüftspiels auf der Kolben- und Fingerseite
$s_{\text{KDRelas. (max)}}$	μm	(maximale) axiale Auslenkung des Kolbens im elastischen Bereich (ohne Relativbewegung zwischen Kolben und Kolbendichtring)
s_{KDRhyst}	μm	Hystereseverlust, der nach einer Auslenkung des Kolbens bzw. Kolbendichtrings im elastischen Bereich nach dem Rückhub (Roll- oder Pushback) gegenüber der Ausgangsstellung vorhanden ist. s_{Pushback} bzw. s_{Rollback} sind daher kleiner als der vorhergehende $s_{\text{KDRelas.}}$
T	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur
T	N/m^2	mechanische Spannung (zur Unterscheidung gegenüber der Temperatur jeweils mit Einheit angegeben)
T_{Scheibe}	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur Brems Scheibe, mittlerer Reibring, Topfseite
T_{init}	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur Brems Scheibe zu Beginn der Bremsung
U_A	V	Ausgangsspannung (am Ladungsverstärker)
v_{Bet}	mm/s	Pedalbetätigungsgeschwindigkeit
\dot{v}	dm^3/s	Volumenstrom
v_{end}	km/h	Endgeschwindigkeit (bei einer Bremsung)
v_{Fzg}	km/h	Fahrzeuggeschwindigkeit
v_{init}	km/h	Anfangsgeschwindigkeit (bei einer Bremsung)
V_{LV}	mm^3	Lüftvolumen
v_{rel}	m/s	Relativgeschwindigkeit zwischen Wind- und Fahrzeuggeschwindigkeit
v_z	mm/s	Zustellgeschwindigkeit des Hydraulikprüfzylinders
WM	Nm	Widerstandsmoment
Z	%	Nach DIN74250 Abbremsung als Verhältnis der Summe

der Bremskraft an Vorder- und Hinterachse zum Fahrzeuggewicht

$$(z = \frac{F_{x,ges}}{m \cdot g} = \frac{F_{xv} + F_{xh}}{m \cdot g})$$

Griechische Buchstaben

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
α_{rad}	rad/s	Winkelbeschleunigung des Fahrzeugrades
α_{st}	°	Steigungswinkel der Fahrbahn
β	°	Kippwinkel der Bremsscheibe
ϵ^T	A s/V m	Permittivität bei konstanter mechanischer Spannung
η	dimensionslos	Wirkungsgrad in der Radbremse
η_{ges}	dimensionslos	Gesamtwirkungsgrad des Antriebstranges
Θ_{red}	kgm ²	Reduziertes Massenträgheitsmoment der Antriebstrangteile
μ_B	dimensionslos	Reibwert zwischen Belag und Bremsscheibe als Verhältnis von resultierender Reibkraft und einwirkender Normalkraft
μ_{mz}	dimensionslos	Reibwert zwischen zwei Zahnflanken
μ_{RBZeff}	dimensionslos	Reibmoment pro Radbremse bezogen auf den aktuellen Radbremszylinderdruck
μ_s	dimensionslos	Reibwert zwischen Belag und Bremsscheibe als Verhältnis von resultierender Reibkraft und einwirkender Reifenaufstandskraft
ρ	kg/m ³	Dichte des Materials/Mediums
φ	°	Bremsscheibenumdrehungswinkel
Ψ	dimensionslos	Hinterachslastanteil
Ω	°	Eingriffswinkel als Drehwinkelwinkelbereich in dem ein Reibkontakt zwischen Belag und Scheibe erfolgt

Abkürzungen

Zeichen	Bezeichnung
ABS	Antiblockiersystem
ASR	Antriebsschlupfregelung
BEV	battery electric vehicle; Fahrzeugkonzept mit rein elektrischem Antriebsstrang
BKV	Bremskraftverstärker

BMS	Bremsmomentschwankung
BMU	Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit
BMWI	Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie
CAE	computer-aided-engineering, sämtliche Varianten der Computerunterstützung von Arbeitsprozessen im technischen Bereich
DP	Drehpunkt bzw. Momentanpol eines Körpers
DTV	Disc Thickness Variation
EG	Europäische Gemeinschaft
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
GUZS	Gegen Uhrzeigersinn
HBZ	Hauptbremszylinder
HEV	hybrid electric vehicle; Fahrzeugkonzept mit teilelektrifiziertem Antriebsstrang
MMS	Mensch-Maschine-Schnittstelle
KBA	Kraftfahrt-Bundesamt
KDR	Kolbendichtring des Radbremszylinders
kWh	Kilowattstunden
LS	Lüftspiel
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NVH	Noise, Vibration und Harshness: Zusammenfassung aller relevanten Schwingungen und Geräusche im gesamten Frequenzbereich im Zusammenhang mit der Bremse
OV	Operationsverstärker
RBM(e)	Restbremsmoment(e)
RBZ	Radbremszylinder
RO	Runout der Bremsscheibe
UZS	Uhrzeigersinn

Allgemeine Indizes

Abkürzung	Bezeichnung
FS/KS	Finger-/Kolbenseite
VA/HA	Vorder-/Hinterachse des Fahrzeugs
v/h	vorne/hinten

BEGRIFFE UND DEFINITIONEN

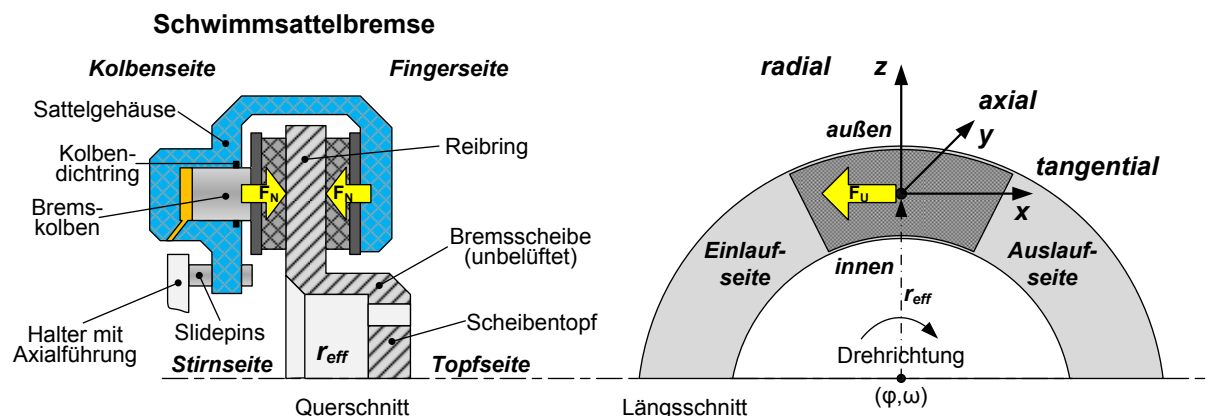


Abbildung 1: Bezeichnungen von Koordinaten, Kräften und geometrischen Lagen für eine Schwimmsattelbremse (eigene Darstellung basierend auf (Breuer 2010))

Bremsenspezifische Begriffe (**lagebezogen**):

Kolbenseite	(KS) die fahrzeuginnere Seite des Bremssattels
Fingerseite	(FS) die fahrzeugäußere Seite des Bremssattels
Stirnseite	die fahrzeuginnere Seite der Bremsscheibe
Topfseite	die fahrzeugäußere Seite der Bremsscheibe
Einlaufseite	(E) die Seite in der xz-Ebene einer Belag-/Scheibenkombination, an der ein gedachter Punkt auf der Scheibe bei vorwärts rollendem Rad in den Bremsbelag eintaucht
Auslaufseite	(A) die Seite in der xz-Ebene einer Belag-/Scheibenkombination, an der der gedachte Punkt wieder hervortritt

Bremsenspezifische Begriffe (**allgemein**):

Anlegedruck	Druck p_0 im Radbremszylinder, ab dem in Verbindung mit der Kolbenfläche des Radbremszylinders die Kolbenkraft größer als die Haftreibung von Kolben-, Belag- und Sattelführung ist und es zu einem Anlegen beider Beläge an die Reibfläche der Scheibe kommen kann
Bremsmomentenschwankung	BMS, Schwankungen des Bremsmomentes bei annähernd gleichbleibendem Betätigungsdruck
Brake Torque Variation (BTV, engl. für: Bremsmomentenschwankung)	Schwankungen des Bremsmomentes M_B bei annähernd gleichbleibendem Betätigungsdruck
Disc Thickness Variation (DTV, engl. für: Bremsscheibendickenschwankung); Wird i.d.R. als Verlauf $(DTV(\varphi))$ der Dickenschwankung der Reibfläche einer	

Bremsscheibe (in axialer Richtung) über dem Scheibenumfang angegeben; die Dickenschwankung errechnet sich aus der negativen Summe der gemessenen Runoutverläufe zweier auf einer Achse gegenüberliegender axialen Wegsensoren, in einem Messradius r von der Scheibendrehachse aus gesehen

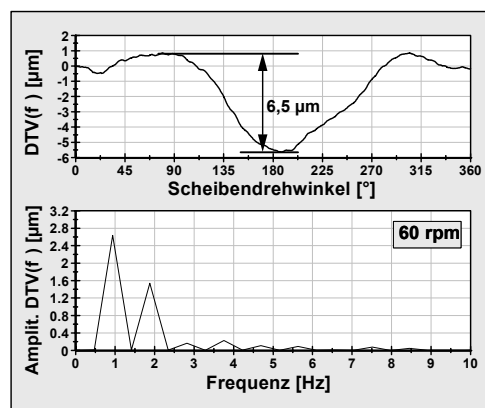
$$DTV(\varphi) = -(RO_{KS}(\varphi) + RO_{FS}(\varphi))$$

DTV-Maximum

DTV_{\max} auch einfach als DTV-Wert bezeichnet, beschreibt den maximalen Dickenunterschied des Reibringes, d.h. die Differenz zwischen dem größten und kleinsten Wert der $DTV(\varphi)$ auf einem Messradius r_x erfasst

DTV-n-ter Ordnung

(z. B. DTV 1. Ordnung) der im Zeitbereich des DTV-Verlaufs enthaltene Schwingungsanteil, der einer Frequenz des n-ten Vielfachen der Radrehfrequenz entspricht (siehe hierzu Abbildung rechts) (Schumann 2006)



Eingriffswinkel

Winkelbereich, indem ein Kontakt zwischen Scheibe und Belag stattfindet, unterscheidbar nach Kolben- und Fingerseite

Kippwinkel β

Winkel gegenüber einer Vertikalen, um den sich die Bremsscheibe infolge eines Zusammenbauschlages (statischer Runout) und eines dynamischen Schlages (dynamischer Runout) in der xz-Ebene maximal zu einer Seite neigt

Kompressibilität

nichtlinearer Verlauf der Belagdicke unter definierter Druckbelastung, welche materialbedingt vom spezifischen Anpressdruck, der Betriebstemperatur und der Anzahl der Belastungszyklen sowie den dazwischen liegenden Pausen abhängig ist (Augsburg, Bremssysteme II 2010)

Lüftspiel

Beschreibt allgemein den axialen Abstand zwischen Scheibe und Belag bei nichtbetätigter Bremse an einem definierten geometrischen Ort und zu einem definierten Scheibendrehwinkel. In der Regel wird auf das kleinste Lüftspiel betrachtet. Das Lüftspiel verändert sich mit dem Verschleiß von den Belägen und der Scheibe und wird außerdem bestimmt durch das Rollback-Verhalten des Kolbens in

	Verbindung mit dem Kolbendichtring. Das Lüftspiel „LS innen“ beschreibt den Mittelwert der inneren Sensoren (zur Erfassung des Lüftspiels), das „LS Belag“ den Mittelwert aller drei Sensoren. Weitere Ausführungen siehe Kapitel 4.2, S. 50
Lüftvolumen	Das Lüftvolumen beschreibt den Spalt bzw. freien Raum zwischen Scheibe und Belag bei nichtbetätigter Bremse. Weitere Ausführungen siehe Kapitel 4.2, S. 50
NAO-Belag	Non Asbestos Organics-Belag, Belagmischung ohne Asbest und mit organisch gebundenem Reibmaterial, das keine Stahlwolle enthält; sehr gutes NVH-Verhalten bei niedrigen Reibwerten und guten Verschleißverhalten (Breuer 2010)
offbrake-Phase	(engl. für: unbetätigter Bremsenbetrieb) Phase, in der die Betriebsbremse nicht betätigt wird und der Radbremszylinderdruck 0 beträgt. Durch Kontaktkräfte zwischen Reibfläche der Scheibe und des Belages aufgrund eines unzureichenden Lüftspiels kann trotzdem ein RBM wirken
onbrake-Phase	(engl. für: betätigter Bremsenbetrieb) Phase, in der intentional durch den Fahrer ein hydraulischer Druck im Radbremszylinder der Betriebsbremse durch Betätigung des Bremspedals appliziert wird und dieser Druck größer ist als der Druck, der erforderlich ist, um die Haftreibung der Kolben-, Belag- und Sattelführungen zu überwinden (Überwindung des Anlegedrucks)
Permittivität	auch dielektrische Leitfähigkeit, gibt die Durchlässigkeit eines Materials für elektrische Felder an
Pushback	Rückhubbewegung des Bremskolbens nachdem der kolbenseitige Belag und somit der Bremskolben in axialer Richtung zur Stirnseite hin durch einen erhöhten dynamischen Runout ausgelenkt wurde. Die Rückstellkraft wird durch die Elastizität des Kolbendichtringes erzeugt (zur Erläuterung der vollständigen Funktion siehe auch 2.3)
radbremsbezogene friktionale Effektivität	Kennwert, der das erreichte Reibmoment pro Radbremse auf den aktuellen Radbremszylinderdruck bezieht
Restbremsmoment	((RBM), engl.: Residual Torque) der Drehbewegung des Rades entgegengerichtetes Reibmoment in der offbrake-Phase, welches infolge von Kontaktkräften (und folglich Reibkräften) zwischen

	<p>Bremsscheibe und Belag aufgrund des Wechselspiels zwischen nicht ausreichendem Lüftspiel und einem erhöhten dynamischen Runout durch die periodische Berührungen zwischen schlagbehafteter Scheibe und Bremsbelag entsteht</p>
Rollback	<p>Rückhubbewegung des Bremskolbens, die aufgrund der Elastizität des Kolbendichtrings im Radbremszylinder generiert wird, wobei ein (periodisches) Touchieren der runoutbehafteten Bremsscheibe unterstützend wirken kann (zur Erläuterung der vollständigen Funktion siehe auch Kapitel 2.3.2, S. 16)</p>
Runout	<p>((RO), engl. für: Planlauffehler) fertigungs-, montage- und verschleißbedingter axialer Planlauffehler der Bremsscheibenreiboberfläche, der zu einem Taumeln der Bremsscheibe während einer Drehung um $\varphi = 360^\circ$ um ihre Achse führt; der Runout wird i. d. R. im Prüfstandsbetrieb mit berührungslos arbeitenden, kapazitiven Sensoren in einem Messradius r_x (r_a für Messung des äußeren Reibradius in 10 mm Entfernung von Scheibenstirnfläche, r_m für Messung des mittleren Reibradius, r_i für Messung des inneren Reibradius in 10 mm Entfernung von Reibflächeninnenkannte) erfasst, die gestellfest sind und je Seite ((KS) und (FS)) den $RO_{KS/FS}(\varphi)$ aufnehmen</p>
Runout-Maximum	<p>$RO_{KS/FSmax}$ (differenziert für Kolben-/Fingerseite) auch einfach als RO-Wert bezeichnet, beschreibt den maximalen Planlauffehler des Reibringes auf einem bestimmten Messradius r_x, von der Drehachse aus gesehen, als Differenz zwischen dem größten $RO(\varphi)_{max}$ und kleinsten Wert $RO(\varphi)_{min}$ auf einem Messradius r_x erfasst (siehe auch Abbildung 18, S. 15)</p>
Schirmung	<p>(engl.: coning) thermisch bedingter Prozess, bei dem die während einer Bremsung entstehende Wärme nicht ausreichend schnell abgeführt werden kann und es zur ungleichmäßigen radialen Temperaturverteilung im Reibring kommt. Die Folge ist eine radiale Ausdehnung des Scheibentopfes und eine damit verbundene axiale Verformung des Reibrings. Eine Ursache ist im inhomogenen Tragbild der Beläge und folglich einem ungleichförmiger Verschleiß zu sehen. Ungünstige, konstruktive Anbindungen des Reibringes an den Topf verschiebt den Effekt hin zu niedrigeren Scheibentemperaturen</p>

Allgemeine fahrzeugtechnische Begriffe

A_q : Querspanfläche	Schattenfläche eines Fahrzeuges, das mit parallelen Lichtstrahlen längs der Fahrzeug x-Achse frontal angestrahlt wird
J_{red} : Reduziertes Massenträgheitsmoment des Antriebsstrangs	Massenträgheitsmoment aller Antriebstrangteile mit unterschiedlichen Drehzahlen aufgrund der Wandlung von Schalt- und Achsgetriebe, die auf eine Winkelgeschwindigkeit bezogen werden, i. d. R. der Raddrehzahl

1 Einleitung

Der Automobilsektor gilt in Deutschland als Schlüsselindustrie, da er einen hohen Anteil an der Wertschöpfung des Landes hat und für vielfältige technische Branchen als Abnehmer sowie gleichzeitig Technologietreiber fungiert. Kaum ein anderes Konsumprodukt hat sowohl den Wirtschaftsstandort als auch die Gesellschaft in den letzten hundert Jahren so nachhaltig geprägt wie das Automobil. Dabei haben sich mit der Liberalisierung und der Entwicklung hin zur Informationsorientierung der Gesellschaft auch Werteverstärkungen ergeben, die bei der Kaufentscheidung von Konsumprodukten eine tragende Rolle spielen. Dem Konsumgut „Auto“ widerfährt dahingehend seit einigen Jahren eine sukzessive emotionale Neubewertung. Umweltfreundlichkeit hat sich, ausgelöst durch die Umweltbewegungen der Achtziger Jahre, gesellschaftlich als Wertvorstellung fest etabliert und dominiert in wachsendem Maße politische und auch individuelle Verhaltens- und Handlungsweisen. Erheblich dazu beigetragen hat die mediale Präsenz von zahlreichen Berichten und Forschungsergebnissen über den Zusammenhang des Klimawandels bzw. der -erwärmung und dem anthropogenen Einfluss aufgrund von Treibhausgasemissionen, beispielsweise dem CO₂-Ausstoß. „Gründenken“ gilt deshalb nicht nur als schick, sondern mittlerweile als gesellschaftliche Verpflichtung. Heutzutage stellt der Kauf eines Automobils auch den Ausdruck der eigenen Individualität und des Lebensstils sowie persönlicher Handlungsmaximen dar, unter Umständen gar einer politischen Grundhaltung. „Der Kunde von morgen sucht eine intelligente Balance aus ...Nachhaltigkeit und Vergnügen, Konsum und sozialer Verantwortung.“ (N.N., Autofahren in Deutschland 2009 2009). Trotz Umweltdiskussionen ist die Befriedigung des Grundbedürfnisses nach individueller Mobilität jedoch nach wie vor ungebrochen. Die Automobilhersteller haben insbesondere in den letzten Jahren bezüglich ihrer Entwicklungsziele respektive Entwicklungsschwerpunkte auf diesen Wertewandel, aber auch die politischen Rahmenbedingungen (siehe Kapitel 1.1, S. 2) und den Anstieg der Erdölpreise reagiert. Neben einer höheren Komfortorientierung (Fahr-, Bedien- und Geräuschkomfort) stehen insbesondere der Umweltaspekt (niedrige Emissions- und Schadstoffwerte, Umweltverträglichkeit und Recyclingfähigkeit der verwendeten Materialien) und eine Reduzierung der Betriebskosten im Fokus.

Der Kraftstoffpreisanstieg ist dabei – noch nicht – Ausdruck einer Verknappung, sondern hängt insbesondere mit Nachfragesteigerungen auf den Weltenergiemärkten zusammen, gerade durch das kaum erwartete Verbrauchswachstum der Schwellenländer China und Indien. Verstärkt wird dieser Effekt durch Spekulationen an den Energiebörsen und durch die vorherrschende Marktmacht der OPEC-Staaten (BMW 2010). Gerade in den Schwellenländern China und Indien ergibt sich angesichts einer Rate von 14 bzw. 8 Autos pro 1000 Einwohner (N.N., Weltonline 2008) gegenüber beispielsweise Deutschland mit 553 Fahrzeugen

(VDA 2011) ein zu erwartender enormer Anstieg aufgrund der zügig fortschreitenden Industrialisierung. Prognosen der Japan Automobile Manufacturers Association, Inc. gehen von einem Anstieg im Jahr 2020 auf 1,5 Milliarden Fahrzeuge weltweit aus (siehe Abbildung 3) (Brake 2009).

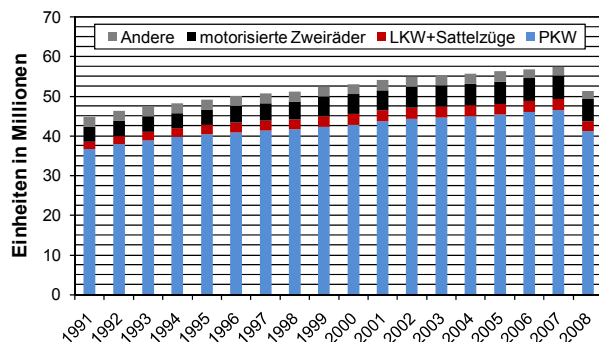


Abbildung 2: Entwicklung des Kraftfahrzeugbestandes in Deutschland; Aufgrund von Umstellungen in der Statistik sind ab 2008 die Angaben nicht direkt mit denen der Vorjahre vergleichbar (eigene Darstellung basierend auf Daten des BMU (BMU, Kraftfahrzeugbestand 2010))

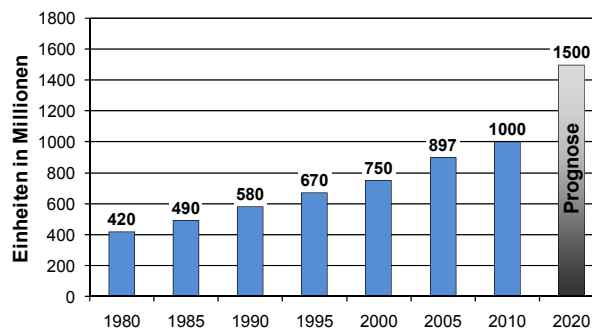


Abbildung 3: Weltweite Entwicklung des Fahrzeugbestandes (eigene Darstellung basierend auf (Brake 2009))

Zum Vergleich ist in Abbildung 2 der Bestandsanstieg in Deutschland aufgeführt und zeigt selbst für eine hochentwickelte Industrienation noch deutliche Wachstumsraten. Dass die Erdölpreise in Zukunft, kurz- oder mittelfristig weiter anziehen werden – ob aus Gründen kurzfristiger Nachfrageänderungen der Emerging Markets, Preisspekulationen an den Energiebörsen oder aufgrund einer tatsächlichen Verknappung infolge des weltweit prognostizierten Fahrzeugbestandsanstieges steht außer Frage.

Festzuhalten bleibt, dass die Fahrzeughersteller in den nächsten Jahren gezwungen sein werden, ihren Flottenverbrauch zu senken bzw. Fahrzeuge anzubieten, die individuelle Mobilität auf einem deutlich niedrigeren Energieverbrauchs- und Kostenniveau ermöglichen. Bei den aktuellen Fahrzeugkonzepten bietet sich noch ein erhebliches Entwicklungspotenzial bezüglich der Energieeffizienz – hinsichtlich effizienterer Antriebe bzw. Antriebsstränge, aber auch bei der Minderung der gesamten Fahrwiderstände. Beide Einflussfaktoren bestimmen letztlich die Verlustleistung eines Fahrzeuges und somit den Energieverbrauch. Hier sind durch Detailoptimierungen wie Downsizing der Motoren, bedarfsgerechte Regelung sämtlicher Nebenverbraucher bzw. -aggregate, mechanische Wirkungsgraderhöhung von Lagern und Verzahnungen im Antriebsstrang, intelligenter Fahrbetrieb, Gewichts- und c_w -Wert-Reduktion, etc. noch deutliche Kraftstoffeinsparpotenziale zu erreichen.

1.1 CO₂-Problematik

Ein Teil der Wissenschaftler führt die fortlaufende Erderwärmung auf einen anthropogenen Einfluss durch Treibhausgasemissionen zurück. Demzufolge hat sich die Konzentration von

CO₂ in der Erdatmosphäre seit der Industrialisierung sprunghaft erhöht, was im Wesentlichen dem menschlichen, ökologisch nicht ausbalancierten Einfluss zuzuschreiben ist. Von seiner Wirkung auf die Klimaerwärmung stellt das CO₂ das zweitwirksamste Gas dar, weshalb eine Minderung bzw. Einschränkung der CO₂-Emission erforderlich ist (Wallentowitz, et al. 2010). Bedingt durch den chemischen Prozess im Verbrennungsmotor wird CO₂ freigesetzt. Durch einen Proportionalitätsfaktor von 22,855¹ für ein benzinbetriebene bzw. 26,03 für dieselbetriebene Verbrennungsmotoren lässt sich der Kraftstoffverbrauch (gemessen in l je 100 km) direkt in den CO₂-Ausstoß (gemessen in Gramm CO₂ je gefahrenem Kilometer) umrechnen (Kratz 2007).

Auch die Politik hat seit längerem umweltpolitisch auf den Klimawandel reagiert und sich der CO₂-Reduktion bis zum Jahr 2020 um mindestens 20 % gegenüber dem Stand von 1990 verpflichtet (Beschluss 94/69/EG). An der Gesamtemission in der EU trägt der Verkehr einen Anteil von ca. 26 %, wobei auf PKWs mit ca. 12 % etwa die Hälfte entfällt (BMU, Die EU-Verordnung zur Verminderung der CO₂-Emissionen von Personenkraftwagen 2009). Im Gegensatz zum realen Zahlenwert fällt die Wahrnehmung des Autos als CO₂-Emittent in der Bevölkerung jedoch deutlich höher aus und ist immer wieder Gegenstand öffentlicher Diskussionen. Gemäß der Verordnung (EG) Nr. 443/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 23. April 2009 zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen und leichte Nutzfahrzeuge wurde eine Grenze für den Flottenverbrauch eines Fahrzeugherstellers eingeführt. Diese beträgt 130 g/km CO₂-Ausstoß² für das Jahr 2012.

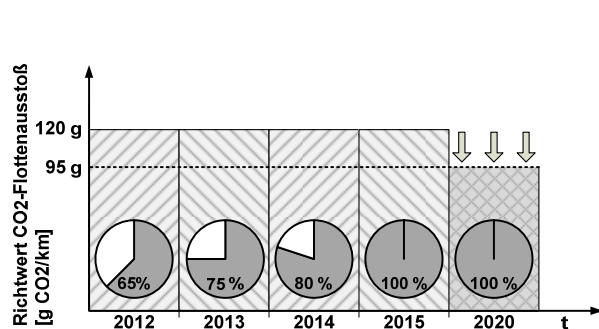


Abbildung 4: Anteil der neu zugelassenen PKW, die die Emissionsgrenzen erfüllen müssen (eigene Darstellung basierend auf (Wallentowitz, et al. 2010))

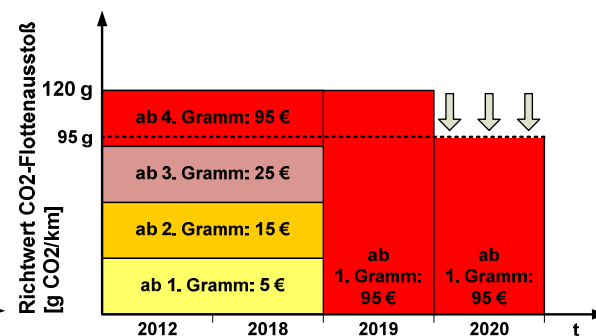


Abbildung 5: Regelung der Strafzahlungen bei Überschreitung der CO₂-Emissionsgrenzen (eigene Darstellung basierend auf (Wallentowitz, et al. 2010))

Die Einführungsphase wird allerdings gestaffelt, wie Abbildung 4 verdeutlicht. Kommt es zu einer Verfehlung dieser Kommissionsfestlegung, werden Strafzahlungen für den Automobilhersteller für jedes verkaufte Fahrzeug fällig. Abbildung 5 zeigt hierzu die Staffelung. Auf die Fahrzeughersteller würden im Vergleich zum Status Quo bei gleichbleibenden Verbrauchswerten Strafzahlungen in beträchtlichen Dimensionen (siehe hierzu auch (Wallentowitz, et al.

¹ Je nach zugrunde liegender Kraftstoffzusammensetzung können diese Werte leicht differieren (Kratz 2007).

² Eine weitere Reduktion um 10 g/km wird durch den Einsatz von Biokraftstoffen erreicht.

2010)) zukommen. Der Druck auf Hersteller von luxuriösen, leistungsstarken Fahrzeugen ist daher besonders hoch.

Der Energieverbrauch und folglich CO₂-Ausstoß von Fahrzeugen wird weltweit anhand normierter Fahrzyklen ermittelt. Dabei steht insbesondere der in Europa verwendete Neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ; Zyklusabfolge siehe u.a. (Braess und Seiffert 2007)) in der Kritik, da er nicht einer realen Straßenfahrt entspricht und das durchschnittliche Kundenfahrverhalten nur sehr bedingt wiedergibt. Bei diesem Fahrzyklus handelt es sich um eine künstlich generierte Abfolge von Beschleunigungen, Abbremsungen und Geschwindigkeitsniveaus. Kritikpunkte sind insbesondere die geringen Beschleunigungen, die niedrige, nur für 10 s gehaltene Höchstgeschwindigkeit von 120 km/h und die Nichtberücksichtigung des Energieverbrauchs von Nebenaggregaten wie Klimaanlage, Infotainmentsysteme und Tagfahrlicht (Krust 2010). Vielfach wird somit eine Diskrepanz von Kundenverbrauch und Normverbrauchsergebnis bemängelt. Da jedoch im Endeffekt der Kunde mit seinem individuellen Fahrverhalten den Verbrauch des Fahrzeugs bestimmt, ist es wichtig, diesen in den Entwicklungsprozess mit einzubeziehen und nicht den NEFZ als alleinigen Maßstab zu verwenden. Eine Studie (Reiser, et al. 2008) hat ergeben, dass im NEFZ die im Antrieb verursachten Verluste überbewertet, die Fahrwiderstände jedoch unterbewertet werden. Die Abweichung zum Kundenverbrauch resultiert neben der verstärkten Nutzung der Nebenaggregate wie Klimaanlage oder Infotainmentsysteme vor allem aus der größeren Leistungsabfrage im realen Fahrbetrieb aufgrund der höheren Fahrwiderstände (bei höheren Fahrgeschwindigkeiten und Beschleunigungen). So wirken sich Optimierungen im Antrieb auf das NEFZ-Verbrauchsergebnis sehr positiv aus – der Kunde spürt diese Einsparungen jedoch in einem deutlich geringeren Umfang. Für eine größere Kundennähe sind also beide Aspekte der Fahrzeugeffizienz zu betrachten – die Erhöhung des Wirkungsgrades des Antriebs und die Verringerung der Gesamtfahrwiderstände (Reiser, et al. 2008). Anzumerken ist weiterhin, dass der NEFZ eine eindimensionale Betrachtungsweise darstellt. Es wird nur der Aspekt der Längsdynamik berücksichtigt. Einflussfaktoren aufgrund von Seitenkräften werden ausgeblendet.

1.2 Fahrwiderstände/ Fahrwiderstandsverlustleistung durch Restbremsmomente

Die Fahrwiderstände weisen eine ganze Reihe an Einflussgrößen auf. Sie unterteilen sich in die stationären Anteile Luft-, Antriebsstrang-, Rad- und Steigungswiderstand sowie den instationären Anteil, den Beschleunigungswiderstand (siehe hierzu Abbildung 6). Dargestellt sind zusätzlich die jeweiligen Einflussgrößen. Für eine vollständige Erläuterung aller Anteile des Gesamtfahrwiderstandes sei u. a. auf die Ausführung von (Mitschke, Dynamik der Kraftfahrzeuge 2004) verwiesen.

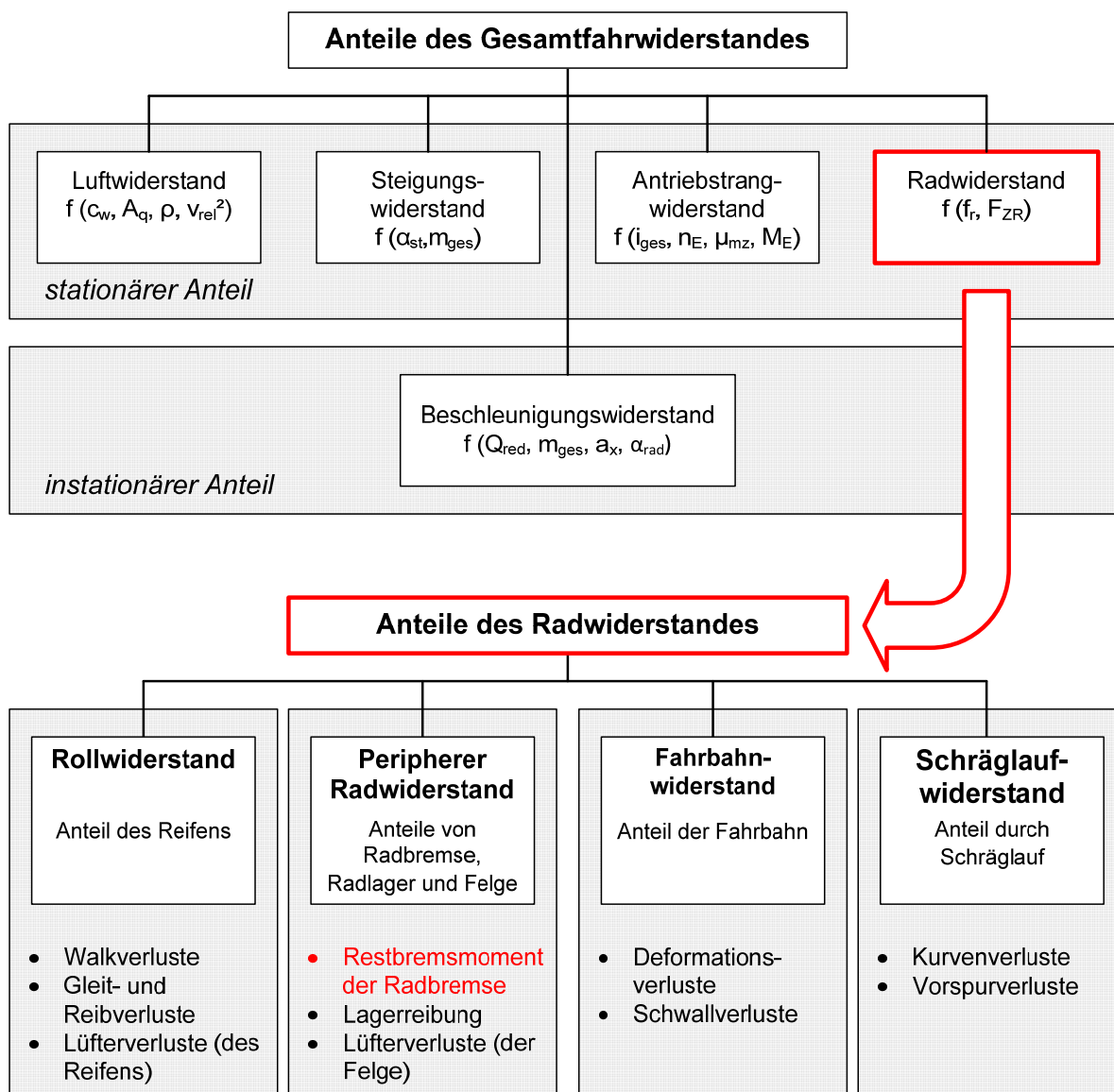


Abbildung 6: Darstellung der Fahrwiderstände eines Kraftfahrzeuges

Das Restbremsmoment der Radbremse (im Folgenden RBM genannt) wird dem Radwiderstand zugeordnet. Der stationäre Anteil der Fahrwiderstände wirkt unter allen Fahrbedingungen, der instationäre Anteil dagegen nur bei Änderung der Fahrgeschwindigkeit, d. h. bei Beschleunigung aufgrund der translatorischen Massenträgheit des Fahrzeuges und der rotatorischen Massenträgheit der Antriebsstrangteile. Der Radwiderstand an sich wird in weitere vier Anteile aufgegliedert, den Einfluss der Fahrbahn, des Schräglaufs, des Reifens und den Anteil von Radbremse, Radlager und Felge, zusammengefasst als so genannter peripherer Radwiderstand. Betrachtet man eine Geradeausfahrt auf einer trockenen, asphaltierten Straße ohne Vorspureinstellung, so sind der Anteil der Fahrbahn und des Schräglaufes zu vernachlässigen. Die reifenbedingten Verluste entstehen im Wesentlichen durch ein zyklisches Verformen und Entspannen eines (gedachten) Teilabschnitts des Reifens durch die Radlast während einer Radumdrehung. Infolge der viskoelastischen Eigenschaften wird hierdurch die so genannte Walkarbeit verrichtet, die zur Erwärmung des Reifens und somit

zu einem Rollwiderstand führt. Den Anteil durch die Radbremse bestimmt das RBM. Es entsteht, wenn sich in der offbrake-Phase, d. h. bei nicht betätigter Bremse, ein Reibkontakt durch nicht ausreichenden Abstand zwischen Belag und Scheibe ausbildet (siehe hierzu ausführlich Kapitel 2.3, S. 13). Das RBM führt zu Antriebsenergieverlusten in teils erheblich differierender Größe. Abbildung 30, S. 27 zeigt auf einem Rollenprüfstand gemessene Werte von bis zu 8 Nm bei neuen Bremsen, bei Bremsen mit alterungsbedingten Einflüssen bis zu 18 Nm. Die Einordnung der Größe des RBMs in die übrigen Anteile des Radwiderstandes soll auch Gegenstand der vorliegenden Arbeit sein. Um die Wirkung des RBMs zu verdeutlichen, soll zunächst dessen Verlustleistung aus einem entsprechend vorgegebenen RBM- und Fahrzeuggeschwindigkeitswert ermittelt werden. Angenommen wird hierzu ein konstantes RBM, das jeweils an allen vier Radbremsen wirkt. Abbildung 7 zeigt entsprechend die berechneten Verlustleistungen.

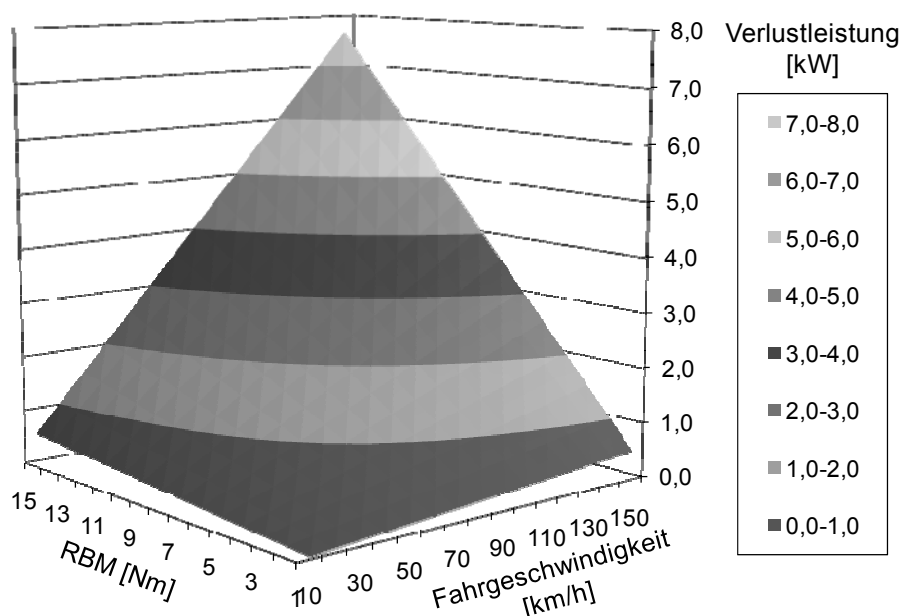


Abbildung 7: Verlustleistung als Funktion der Fahrzeuggeschwindigkeit und des RBMs

Um diese Werte bewerten und in die Verlustleistung durch die gesamten Fahrwiderstände des Fahrzeuges einordnen zu können, zeigt Abbildung 8 die aufsummierte Darstellung aller relevanten Fahrwiderstandsleistungen (siehe nochmals Abbildung 6) bei Fahrt in der Ebene. Die Berechnung erfolgt mit den in der Literatur üblichen Rechenformeln anhand des im Anhang 12.1 (S. 154) dargestellten Basisdatensatzes. Deutlich zu erkennen ist der kubische Einfluss der Fahrzeuggeschwindigkeit auf die Luftwiderstandsleistung. Die periphere Radwiderstandsleistung (RBM- und Radlagerverlust) wird hier als RBM mit 8 Nm und einem Lagerwiderstand von 0,8 Nm gesondert dargestellt (Vernachlässigung der Lüfterverluste der Felge). Die Antriebsstrangverluste werden mit pauschal 5 % angenommen.

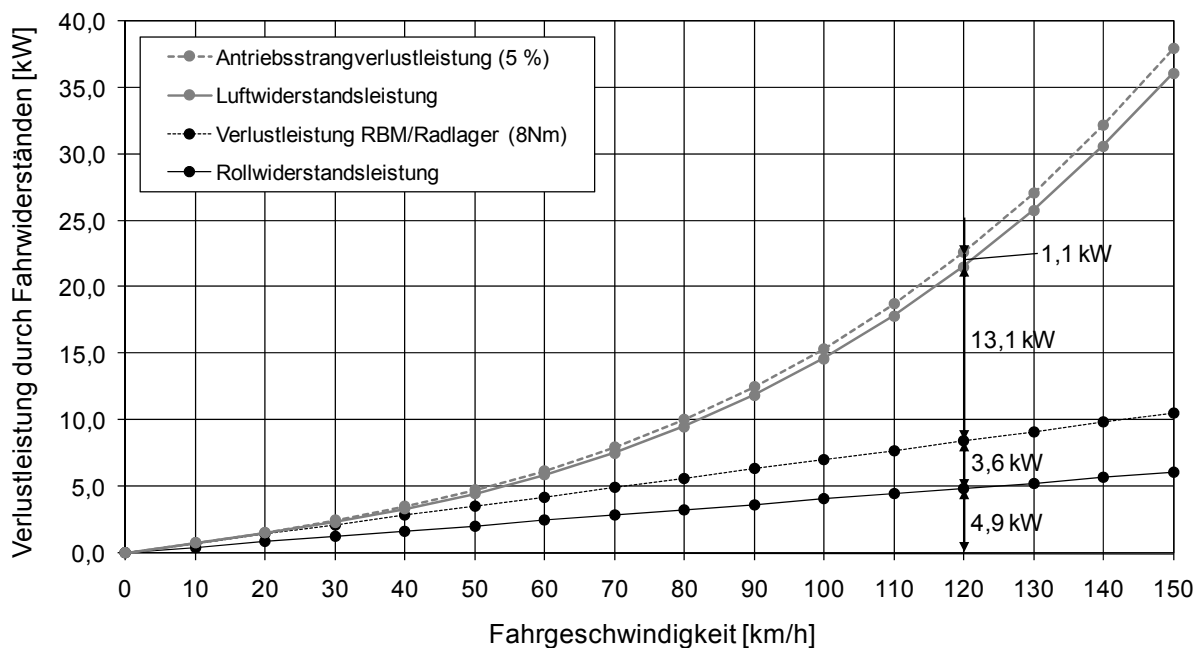


Abbildung 8: Darstellung der einzelnen Fahrwiderstandsleistungskategorien für einen Mittelklasse-PKW

Abbildung 9 veranschaulicht den Anteil der peripheren Radwiderstandsleistung an der Gesamtverlustleistung für ein konstantes Radlagerreibmoment von 0,8 Nm und eine RBM-Spanne von 2 - 10 Nm.

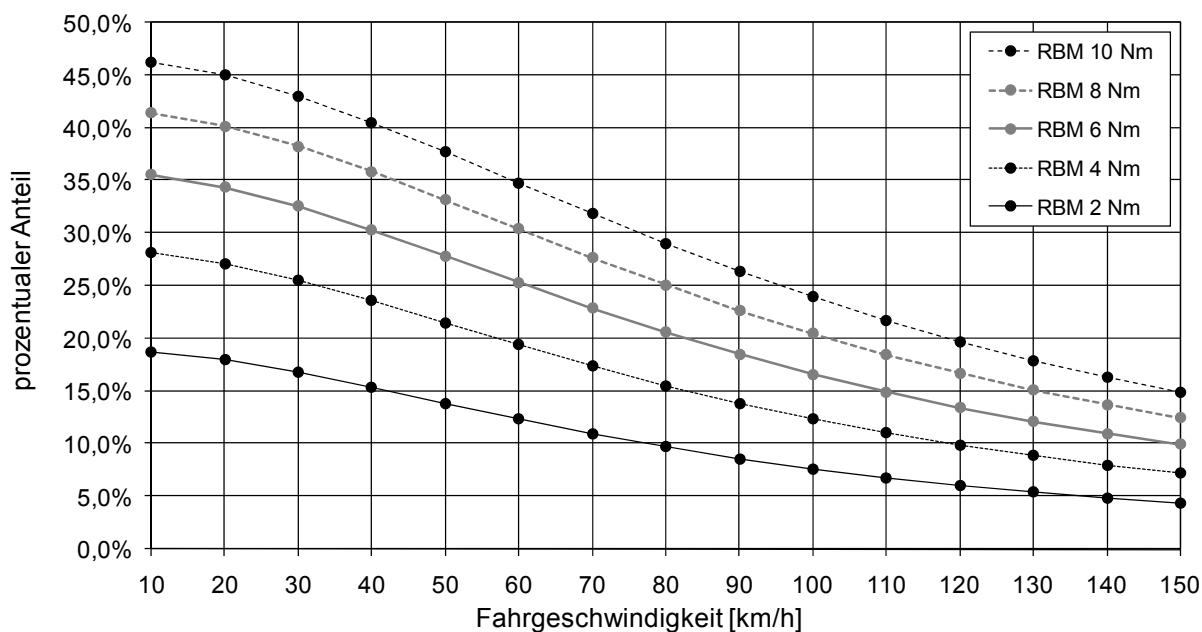


Abbildung 9: Anteil der Peripheren Radwiderstandsleistung an der Gesamtwiderstandsleistung für unterschiedliche RBMe

Im Rahmen einer Stadtfahrt erreicht der periphere Radwiderstand prozentual gesehen einen erheblichen Anteil von ca. 45 % der Gesamtwiderstandsleistung bei niedriger Fahrgeschwindigkeit. Die Auswirkung eines RBMs auf den realen Kraftstoffverbrauch für einen bestimmten Fahrzyklus oder ein bestimmtes Geschwindigkeitsprofil eines PKWs erfolgt in Kapitel 7. Festzuhalten bleibt jedoch, dass die im Kapitel anfangs angesprochene Diskrepanz zwi-

schen ermitteltem Normverbrauch und Realverbrauch beim Kunden auch dem RBM geschuldet sein kann, was Abbildung 9 in Verbindung mit Abbildung 7 und Abbildung 8 eingehend veranschaulicht. Es können Anteile an den Gesamtverlustleistungen erreicht werden, die deutlich höher ausfallen als allgemein angenommen. Die vorliegende Arbeit soll das RBM in seiner Charakteristik in Abhängigkeit von verschiedensten Einflussgrößen bestimmen und diesen Anteil unter definierten Betriebsbedingungen der Radbremse evaluieren. Prinzipiell sind weiterhin Aussagen über die Wirkmechanismen zur Entstehung eines RBMs genauer zu untersuchen.

2 Grundlagen und Stand der Technik

Um die Entstehung und Wirkungsweise eines RBMs zu verstehen, werden in diesem Abschnitt die technischen Besonderheiten der Radbremskonstruktion dargestellt. Daneben wird auf den Stand der Forschung eingegangen, zum einen bezüglich der praktischen Analyse der RBMe, zum anderen bezüglich der Arbeiten auf dem Gebiet der numerischen Simulation. Der Stand der Technik bildet die Ausgangsbasis für die weiteren Forschungstätigkeiten im Rahmen der vorliegenden Arbeit.

2.1 Aufbau und Wirkprinzip von Scheibenbremsen

Die Bremsanlage ist eine sicherheitsrelevante Baukomponente in Fahrzeugen. Die primäre Aufgabe ist die „Verzögerung“ oder „Beharrung“ der Geschwindigkeit des Fahrzeugs. Während heutzutage auch elektrische Generatoren bei elektrifizierten oder hybridisierten Antriebssträngen eine Teilverzögerung des Fahrzeugs durch Umwandlung in elektrische Energie ermöglichen, erfolgt an der Radbremse (im herkömmlichen Sinne) die Umwandlung der kinetischen Energie in thermische Energie. Als Radbremsen haben sich im Automobilbau sowohl an der Vorder- als auch an der Hinterachse, mit Ausnahme des Klein- und Kompaktwagensegmentes, Teilbelagscheibenbremsen durchgesetzt. Wesentliche Funktionselemente sind die Bremsscheibe, die Bremsbeläge, die von Sattelgehäuse und Halter geführt werden, sowie der Radbremszylinder mit Kolben, der im Sattelgehäuse integriert ist (siehe Abbildung 10).

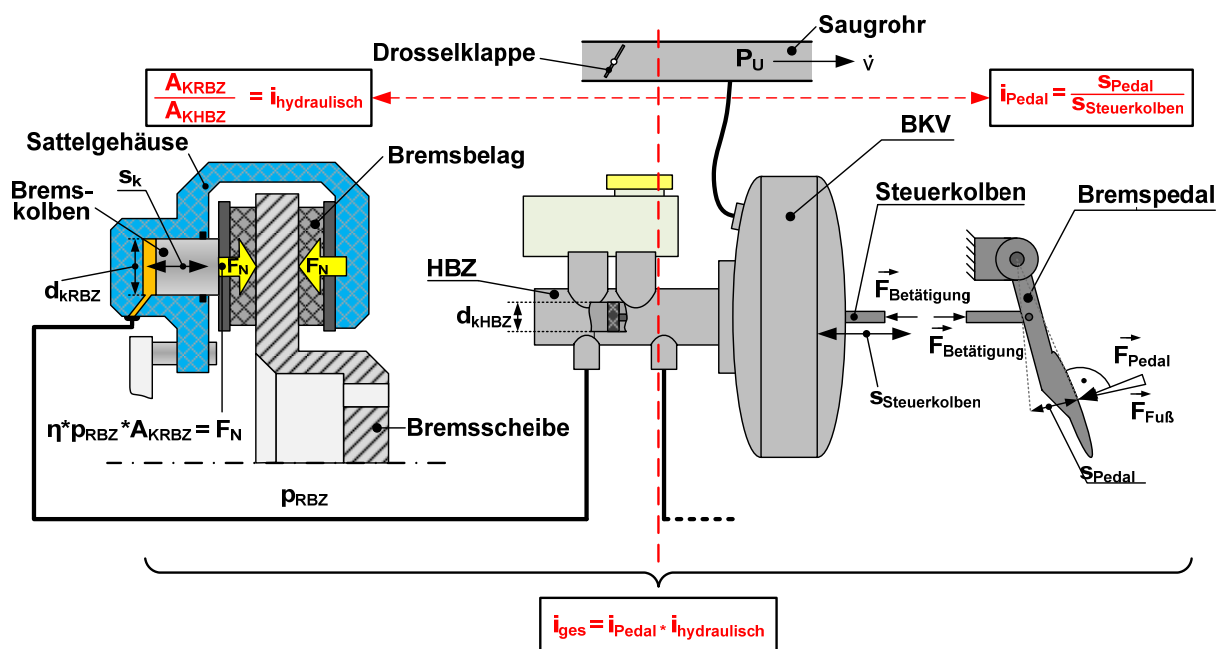


Abbildung 10: Prinzipdarstellung einer Fahrzeugbremsanlage

Bei dem Typus Teilbelagscheibenbremse überdecken die Bremsbelagflächen nur einen Teil der Ringfläche der Bremsscheiben. Die Scheibenbremse ist im Gegensatz zur bezüglich der

Normalkraft radial wirkenden Trommelbremse als Axialbremse ausgeführt, d. h. der Hydraulikzylinder, die Zuspanskrafterzeugungseinheit, steht senkrecht zur Reiboberfläche der Bremsscheibe bzw. die Kolbenkraft wirkt parallel zur Drehachse der Scheibe (Breuer 2010). In Abbildung 10 soll eine Prinzipdarstellung einer konventionellen hydraulischen Bremsanlage kurz die generelle Funktionsweise erläutern. Die wesentlichen Baugruppen der Fahrzeugbremsanlage umfassen das Pedalwerk mit dem Bremspedal, dem Bremskraftverstärker (BKV), dem Hauptbremszylinder (HBZ) (zusammengefasst als Betätigungseinrichtung bezeichnet), das Hydraulikaggregat mit ABS-Modulator und ESP-Funktionalität sowie die Übertragungsleitung (zusammengefasst als Übertragungseinrichtung bezeichnet) und die Radbremse³. Im Falle einer Bremsapplikation wandelt das Bremspedal die Fußkraft in die Betätigungskraft und den Betätigungsweg am BKV-Steuerkolben. Die Kraft am Steuerkolben verstärkt der BKV pneumatisch, wobei ein Unterdruckniveau als Fremdenergiequelle genutzt wird. Die Gesamtkraft wirkt dann auf den Druckstangenkolben des Hauptbremszylinders (HBZ). Entsprechend der Kolbenfläche des HBZ A_{KHBZ} wird die Gesamtkraft in einen hydraulischen Druck p_{RBZ} gewandelt und dieser über die Bremsflüssigkeit in den Bremsleitungen und flexiblen Bremsschläuchen zur Radbremse übertragen. Druckverluste in Folge von Reibung am HBZ und im RBZ werden durch einen Wirkungsgrad η berücksichtigt. Infolge des Überdrucks schiebt der Radbremszylinderkolben den nachgeordneten Belag nach Überwindung des so genannten Lüftspiels (Abstand zwischen Bremsscheibe und Belag in der *offbra-ke-Phase*) gegen die Reibfläche der Bremsscheibe. Durch die wirkende Normalkraft entsteht durch Reibung zwischen den Belägen und der sich drehenden Scheibe eine der Drehrichtung entgegengesetzte Reibkraft, auch als Umfangskraft F_U bezeichnet (siehe hierzu Abbildung 1, XIII) (Breuer 2010). Insgesamt ergibt sich als Gesamtwegübersetzungsverhältnis i_{ges} zwischen Pedalweg s_{Pedal} und Kolbenweg s_K in der Radbremse das Produkt aus den Teilübersetzungen $i_{hydraulisch}$ und i_{Pedal} (siehe Abbildung 10). Durch die pneumatische Verstärkung im BKV ist die Kraftübersetzung zwischen Pedal und Kolben deutlich höher. Gemäß der Darstellung in Abbildung 10 berechnet sich die Normalkraft an der Radbremse zu (Trutschel 2007):

$$\frac{F_{BKV} + F_{Pedal} * i_{Pedal}}{A_{KHBZ}} * \eta * A_{KRBZ} * i_k = F_N \quad (2.1)$$

Hinsichtlich der Funktionsweise sind zwei grundsätzliche Konstruktionstypen, der Festsattel und der Schwimmsattel, zu unterscheiden (siehe Abbildung 11). Beim Festsattel ist beiderseits der Bremsscheibe mindestens je ein Kolben angeordnet, beim Schwimmsattel nur auf der Fahrzeuginnenseite (von der Bremsscheibe aus gesehen). Beim Festsattel stellen somit die Kolben die nachgeordneten Bremsbeläge gleichzeitig zu, wobei der äußere Kolbenraum

³ Das Hydraulikaggregat mit ABS-Modulator und ESP-Aggregat ist hier aus Gründen der Simplifizierung schematisch vernachlässigt.

über eine Druckverbindungsleitung mit dem inneren Kolbenraum verbunden ist.

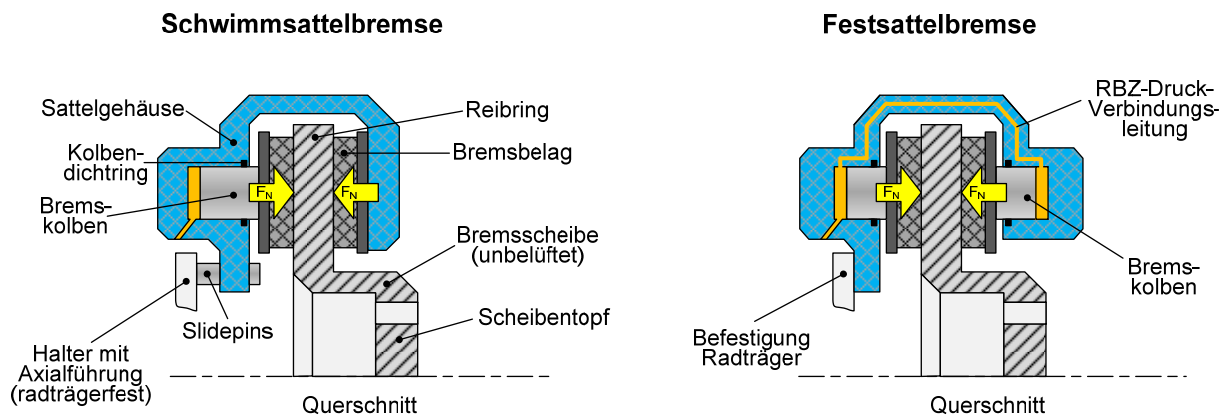


Abbildung 11: Schematische Darstellung der Konstruktionsmerkmale von Schwimm- und Festsattelbremse

Beim Schwimmsattel stellt zunächst der innen liegende Kolben zu, bis Kontakt zwischen Belag und Scheibenreibfläche besteht. Danach erfolgt erst die axiale Bewegung des außen liegenden Belages zusammen mit dem Sattelgehäuse zur äußeren Scheibenreibfläche, der Topfseite. Entsprechend der Bezeichnung ist das Sattelgehäuse auf den Slidepins schwimmend gelagert und erlaubt somit den axialen Freiheitsgrad für die Zustellbewegung des außen angeordneten Belags. Die heute am weitesten verbreitete Ausführungsform der Schwimmsattelbremse ist die sogenannte Faustsattelbremse, bei der das Sattelgehäuse ähnlich einer Faust mit den integrierten Belägen die Scheibenreibfläche umgreift. Festsättel werden im Wesentlichen im Premium- und Sportwagenbereich mit aufwändigeren Fahrwerksausführungen und höheren Anforderungen an die Bremse verwendet (Alfred Teves GmbH 1993). Bei beiden Typen findet eine Trennung zwischen Übertragung der Normalkraft und Aufnahme der Umfangskräfte am Belag statt. Die Normalkraftübertragung wird im Sattelgehäuse abgestützt (siehe Abbildung 11), die Umfangskraftübertragung der resultierenden Kraft F_U am Halter über die Belagführungsbolzen, auf denen die Rückenplatte axial gelagert ist (siehe hierzu Abbildung 12 - Abbildung 13).

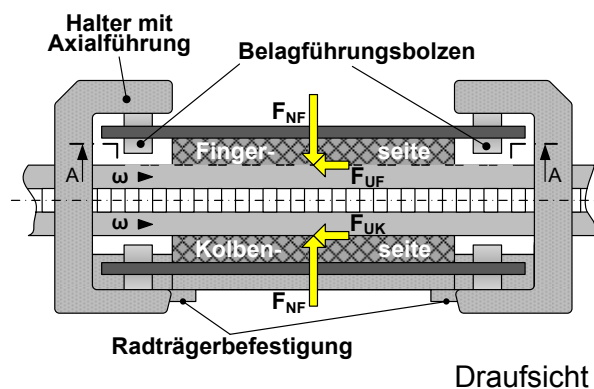


Abbildung 12: Halter mit Belagführung

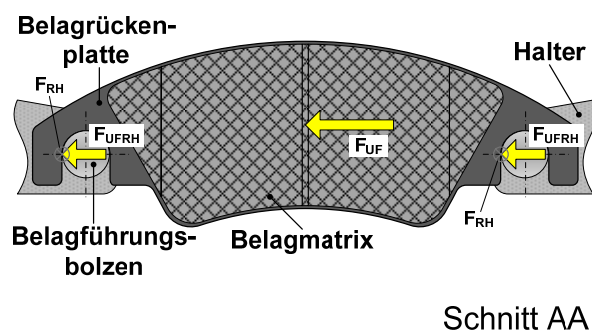


Abbildung 13: Belagsansicht im Längsschnitt

Abbildung 13 zeigt außerdem im Längsschnitt die Besonderheiten bei der Umfangskraftüber-

tragung zwischen Belagrückenplatte und Halter an einer speziellen Konstruktionsform einer Schwimmsattelradbremse, wie sie auch u. a. im weiteren Verlauf der Arbeit verwendet wird (Versuchsbremse 2). Bei diesem Typus werden die Umfangskräfte F_{UF} (resultierende Reibkraft an der *Fingerseite*, Termini siehe *Formelzeichen und Abkürzungen*) und F_{UK} (resultierende Reibkraft an der *Kolbenseite*) über beide Belagführungsbolzen mittels hakenförmiger Elemente übertragen (so genanntes Push-Pull-Prinzip, siehe Abbildung 13), während andere Konstruktionslösungen dies nur an einer Seite vorsehen.

2.2 Kräfte und Momente am Rad

In Formel (2.1) erfolgt die Berechnung der wirkenden Normalkraft in der Radbremse infolge eines Radbremsdruckes p_{RBZ} . Um die Umfangskraft F_U zu berechnen, ist der Reibwert μ_B am Belag, und der wirkende Hebelarm, der effektive Reibradius r_{eff} , zu berücksichtigen. F_U ergibt sich somit zu:

$$F_U = \mu_B * 2 * F_N = \mu_B * 2 * \frac{F_{BKV} + F_{Pedal} * i_{Pedal}}{A_{KHBZ}} * \eta * A_{KRBZ} * i_k \quad (2.2)$$

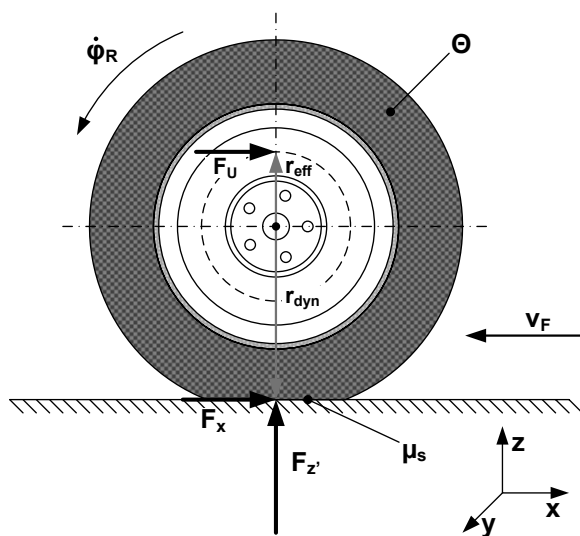


Abbildung 14: Kräfte am Rad

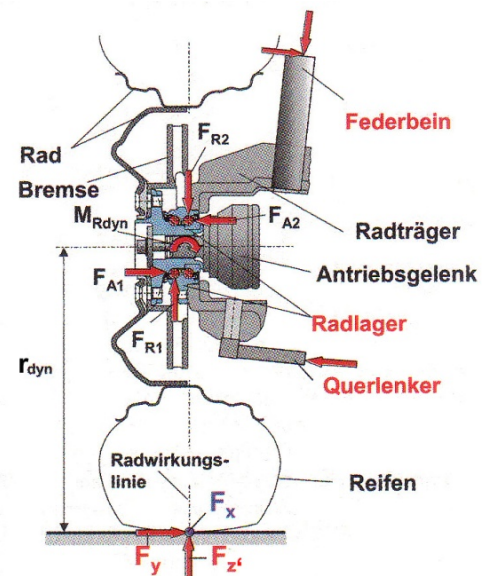


Abbildung 15: Kräfte am Radverbund (Hei\ssing 2008)

Bei Vernachlässigung des im Radaufstandspunkt angreifenden Rollwiderstandes gilt (siehe Abbildung 14):

$$F_x * r_{dyn} = F_U * r_{eff} \Rightarrow F_x = \frac{F_U * r_{eff}}{r_{dyn}} \quad (2.3)$$

Aus (2.2) und (2.3) berechnet sich die im Radaufstandspunkt wirkende Bremskraft F_x zu:

$$F_x = \left(\mu_B * 2 * \frac{F_{BKV} + F_{Pedal} * i_{Pedal}}{A_{KHBZ}} * \eta * A_{KRBZ} * i_k * r_{eff} \right) / r_{dyn} \quad (2.4)$$

In der offbrake-Phase wirkt (mit unterschiedlicher Ausprägung) das RBM. Die Widerstandskraft am Rad aufgrund eines RBMs ergibt sich zu:

$$F_{xRBM} = \frac{RBM}{r_{dyn}} \quad (2.5)$$

Diese Widerstandskraft bewirkt eine Verlustleistung, die der Fahrzeugantrieb kompensieren muss (siehe hierzu Abbildung 7, S. 6).

In Abbildung 15 erfolgt die Darstellung des Wirkprinzips der am Rad angreifenden Kräfte (F_y und F_z) bzw. Momente (aufgrund von F_y und F_z) über das Radlager und den Radträger in die Radaufhängung. Im Lager werden am Innen- und Außenring Reaktionskräfte F_{R1} und F_{R2} in radialer sowie F_{A1} und F_{A2} in axialer Richtung abgestützt. Diese Kräfte bzw. Momente führen zu einer Verformung des Radlagerverbundes und somit auch zu einer Verkippung der Scheiben. Dabei hat das Radkippmoment M_{RK} aus r_{dyn} und F_y den weitaus größten Einfluss, während die im Radmittelpunkt angreifende Radaufstandskraft lediglich mit dem relativ kleinen Hebel „Abstand Radmittelpunkt zu Mittellinie des Lagers“ wirkt. D. h. Verformungen des Lagers und somit Verkippungen der nabenfesten Bremsscheibe basieren im Wesentlichen auf Seitenkräften (siehe hierzu auch Kapitel 2.3.1).

2.3 Erläuterung zum Restbremsmoment

In der Betätigungsphase der Radbremse erfolgt eine Umwandlung der kinetischen Energie des Fahrzeugs in thermische Energie. In der offbrake-Phase sollen sich die Beläge vollständig von der Scheibe lösen, um die Entstehung von Reibkräften und somit lokalem Verschleiß bzw. Reibmomenten (RBM) zu verhindern. In der Praxis stellt diese konstruktive Forderung häufig einen Zielkonflikt bezüglich weiterer Anforderungen an die Radbremse dar und kann daher nur unzureichend umgesetzt werden (siehe auch Kapitel 2.3.3). Inwieweit und mit welcher Intensität ein Reibkontakt zwischen Scheibe und Belag entsteht, hängt davon ab, wie präzise die Scheibe bezüglich ihrer Lagedefinition zwischen den Belägen rotiert. Zwei entscheidende, charakteristische Größen hierfür sind:

1. der Runout der Bremsscheibe
2. das Lüftspiel zwischen Belag und Scheibe

Der Runout (im Folgenden RO genannt) ist im Prinzip ein Planlauffehler der Bremsscheibe und hat statische und dynamische Bestandteile. Im Fahrzeugbetrieb ist er ständigen Änderungen unterworfen (siehe Kapitel 2.3.1, S. 14) und wird überlagert durch die DTV (Dickenschädigung der Scheibe), die jedoch unter normalen Umständen im Verhältnis zum RO deutlich geringer ausfällt. Das Lüftspiel wird nach einer Bremsbetätigung durch spezielle konstruktive Funktionselemente in der Radbremse eingestellt⁴ und hängt in seiner Reproduzierbarkeit und Höhe von diversen konstruktiven Eigenschaften und den Betriebsbedingungen der Radbremse, wie etwa der vorherigen Verzögerung oder dem Verschleiß, ab.

⁴ Dies soll an dieser Stelle auch als statische Lüftspielgenerierung bezeichnet werden (vgl. (Breuer 2010)).

Ferner stehen die beiden Größen im Wechselspiel zueinander – so kann der RO durch die sich ergebenden Kontaktkräfte den Lüftvorgang der Beläge unterstützen (Schumann 2006)⁵. Die Einflussgrößen von RO und Lüftspiel und deren Wechselspiel sollen im Laufe der Arbeit im Detail ermittelt werden.

2.3.1 Definition des Runouts

Der RO ist ein fertigungs-, montage- und auch verschleißbedingter axialer Planlauffehler der Bremsscheibenreiboberfläche, der zu einem Taumeln während einer Umdrehung von $\varphi = 360^\circ$ um die Drehachse führt. Die im Fahrzeugbetrieb als dynamischer RO zu betrachtende Größe beinhaltet einen statischen bzw. quasistatischen Anteil. Die Einflussgrößen zeigt detailliert Abbildung 16.

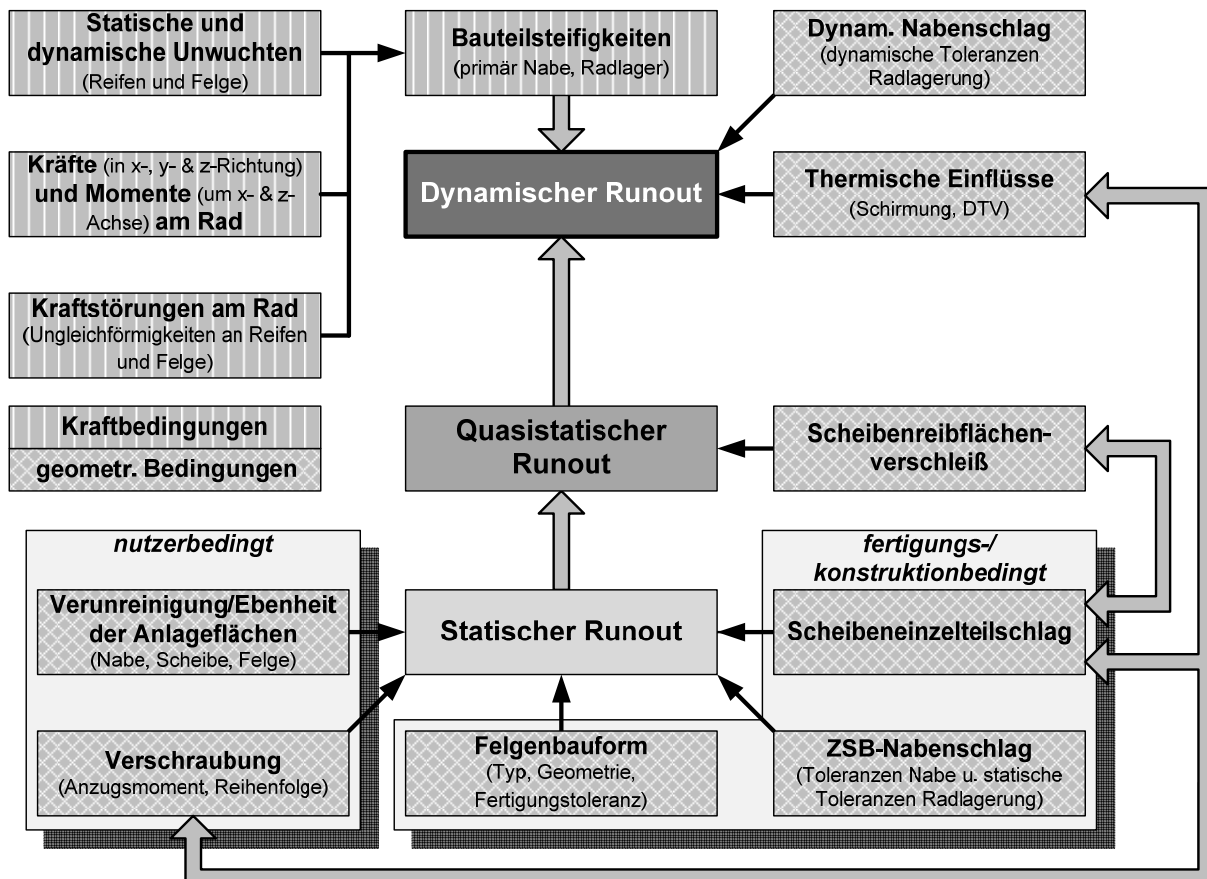


Abbildung 16: Einflüsse auf den RO (eigene Darstellung basierend auf (Bittner 2006))

Der statische Anteil wird auch als Zusammenbauschlag (ZSB) bezeichnet. Durch ungünstige Bedingungen kann sich am Fahrzeug ein RO von bis zu 120 μm ergeben (Bittner 2006). In dieser Abstrahierungsebene wird außerdem eine Unterteilung der Einflussgrößen hinsichtlich der Nutzungs- (Verschraubung, Verunreinigung der Funktionsflächen) und Fertigungsbedingungen (Scheibeneinzelteilschlag, Zusammenbau-Nabenschlag) vorgenommen. In einer

⁵ Dies soll an dieser Stelle auch als dynamische Lüftspielgenerierung bezeichnet werden (vgl. (Breuer 2010)).

weiteren Ebene wird an dieser Stelle durch den Autor (der vorliegenden Arbeit) der Begriff des quasistatischen ROs eingeführt. Durch Verschleißprozesse erfolgt eine fortschreitende Schädigung der Reiboberfläche, die wiederum den Einzelteilschlag der Scheibe beeinflusst. Zu den Einflussgrößen auf den dynamischen RO zählen zusammengefasst der quasistatische RO, geometrische (graues Kreuzmuster) sowie kraftbasierte (graues Längsstreifenmuster) Anteile. Der statische bzw. quasistatische RO bildet per se ebenfalls einen geometrischen Anteil am dynamischen RO. Eine Verbindung der unterschiedlichen Abstrahlungsebenen bewirken thermische Einflüsse. Sie stehen dabei in Wechselwirkung mit der Verschraubung. Der Einzelteilscheibenschlag kann durch Materialspannung infolge ungleichmäßiger Anzugsmomente der Radschrauben beeinflusst und durch thermische Einwirkung wieder abgebaut werden. Durch Angriff hauptsächlich von Querkräften, die am Rad mit dem dynamischen Radhalbmesser r_{dyn} als Hebel wirken, werden die betreffenden Bauteile, insbesondere die Radnabenlagereinheit, verformt. Dies führt zu dynamischen RO-Werten, die den quasistatischen RO um das ca. 10 - 15 fache übertreffen. Für die Messung des ROs haben sich branchentypisch berührungslos arbeitende, kapazitive Sensoren mit Messbereichen bis 2 mm etabliert. Die Sensoren werden am Prüfstandgestell befestigt und erfassen den $RO_{\text{KS/FS}}(\varphi)$ je Seite ((KS) und (FS)) auf der Scheibenreibfläche in einem bestimmten Abstand zur Drehachse, dem Messradius r_x (siehe Begriffe und Definitionen, S. XIV). Sensoranordnung und Ergebnis einer beispielhaften Messung sind in Abbildung 17 und Abbildung 18 zu sehen.

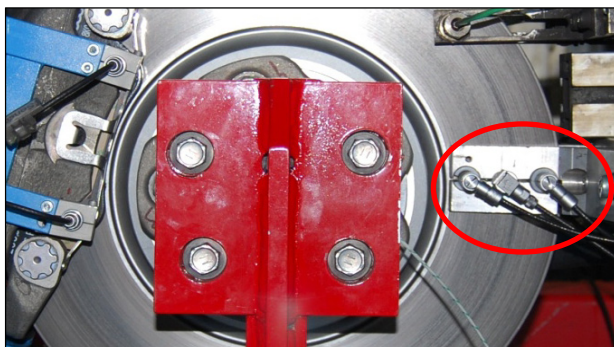


Abbildung 17: Wegsensoren zur RO-Erfassung

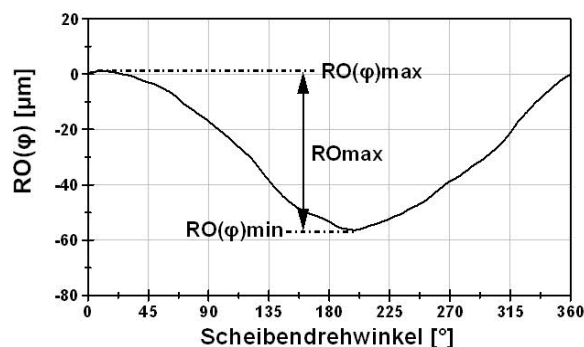


Abbildung 18: Darstellung des RO-Verlaufs während einer Scheibenumdrehung

Die linke Seite der Abbildung 19 illustriert die Taumelbewegung der Scheibe (per se des ROs) sowie die Messanordnung bezüglich der yz-Ebene. Abbildung 19 rechte Seite zeigt beispielhaft typische Signalverläufe für beide Sensoren zur RO-Erfassung (mit und ohne partieller Scheibenschädigung, die in einer DTV resultiert). Zusätzlich ist der daraus berechnete DTV-Signalverlauf abgebildet sowie der sich ergebende geometrisch bedingte Einfluss einer DTV auf die Kontaktnormalkräfte (und folglich auf das Messergebnis des RBMs). Bei jeweiligem Reibkontakt zwischen Belag und Scheibe verursacht die Schädigung der Bremscheibe in diesem Fall eine verminderte axiale Auslenkung des Belages und dementspre-

chend ein geringeres RBM (eine definierte axiale Kraft-/Weg-Steifigkeitskennlinie bei Reibkontakt vorausgesetzt). Im Diagramm auf der rechten Seite in Abbildung 19 sind als Vergleich zur weiteren Verdeutlichung dieses Sachverhalts zwei Positionen markiert, 1 als mittige Lage der Bremsscheibe und 2 als maximale axiale Auslenkung (Annäherung) zur Kolbenseite.

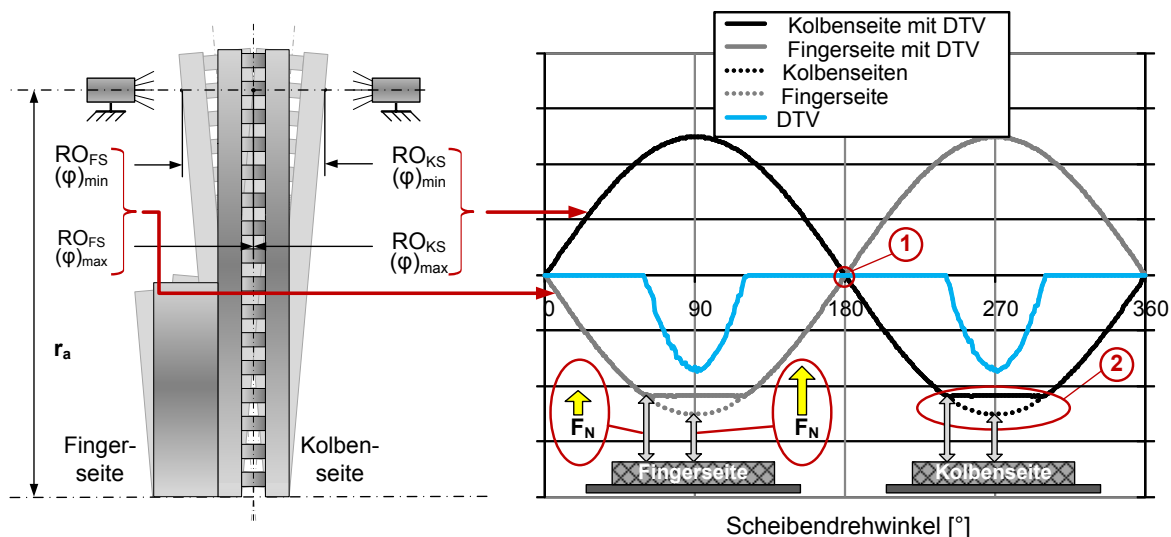


Abbildung 19: Illustration der Taumelbewegung bzw. des ROs (linke Seite); Darstellung eines (künstlichen) RO-Sensor-Signals einschließlich der Wirkung einer DTV auf die Normalkraft bzw. das RBM bei Kontakt von Belag und Scheibe (Annahme DTV-2.Ordnung); Position 1 und 2 siehe Abbildung 20)

Abbildung 20 visualisiert die unterschiedliche, DTV-bedingte axiale Auslenkung des Belages bei Vergleich zwischen diesen beiden markierten Positionen. Praktisch gesehen bedeutet eine Überlagerung von DTV und RO eine abweichende axiale Auslenkung bzw. Versatz und folglich geänderte Kontaktnormalkraftbedingungen bzw. RBMe.

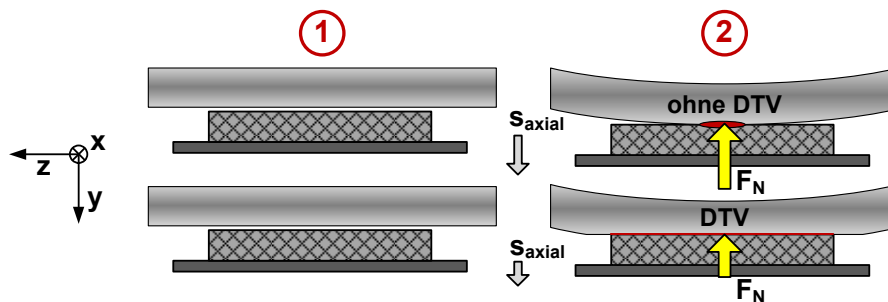


Abbildung 20: Wirkung einer DTV auf das RBM; Darstellung von Position 1 und 2 aus Abbildung 19

2.3.2 Definition und Einflussgrößen auf das Lüftspiel

Definition des Lüftspiels

Das Lüftspiel soll zunächst als lokales Lüftspiel $LS(x)_{Lmin}$ (siehe Abbildung 21) definiert werden, d. h. der minimale Abstand zwischen Scheibe und Belag, der sich an einem bestimmten Punkt auf der Belagoberfläche befindet. Das Lüftspiel ändert sich in *räumlichen* und *zeitlichen* Dimensionen. Abbildung 21 zeigt auf der linken Seite in der yz-Ebene (zweidimensional) beispielhaft die Verhältnisse auf Kolben- und Fingerseite. Auf der rechten Seite ist in

einer abstrahierten, vereinfachten 3D-Darstellung der gesamte mögliche Kontaktbereich bei Bremsbetätigung zwischen Belag- und Scheibe dargestellt. Es ist erkennbar, dass an unterschiedlichen Stellen auch unterschiedliche lokale Lüftspiele vorhanden sind. Wird das Lüftspiel an mehreren Stellen des Belages zwischen diesem und der Scheibe gemessen, lässt sich das Lüftspiel auch als Mittelwert der jeweiligen Messungen angeben. Gegenstand der vorliegenden Arbeit soll auch eine detaillierte Betrachtung der Thematik Lüftspiel, insbesondere dessen räumliche und zeitliche Änderung, sein.

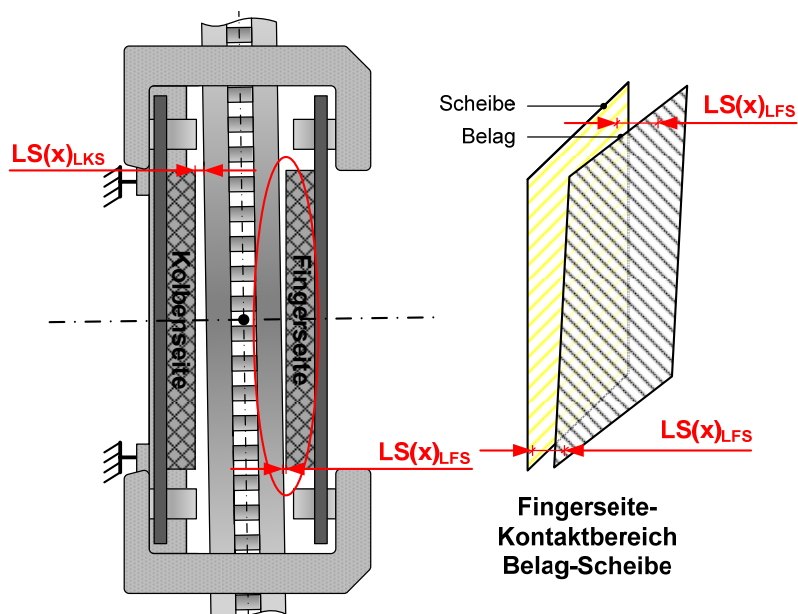


Abbildung 21: Definition des Lüftspiels

Passive Lüftspielgenerierung

Der Radbremszylinder ist prinzipbedingt aus Systemkostengründen ein so genannter einfach wirkender hydraulischer Zylinder, d. h. die Wirkweise besteht nur in einer Richtung, hin zur zylinderraumabgewandten Seite. Um den Kolben nach einer Druckapplikation in seine Ausgangslage zurückzustellen, ist daher ein Mechanismus erforderlich, der den Kolben und den nachgeordneten Bremsbelag wieder lüftet, d. h. von der Anlagefläche, der Scheibe, zurückzieht. In der Radbremskonstruktion hat sich hierfür der Kolbendichtring als Funktionselement etabliert. Der Dichtring sitzt in einer Nut in der Zylinderbohrung (Abbildung 22 a). Zwischen den Funktionsflächen des Kolbens und der inneren Dichtfläche ist eine Übermaßpassung realisiert, wodurch der Kolben durch eine entsprechende Radialkraft verspannt ist. Folglich wird bei einer Verschiebung des Kolbens der Ring (zunächst) elastisch verformt. Neben der Hauptaufgabe, der Abdichtung des hydraulischen Zylinderraumes, erzeugt dieser die Rückhubbewegung des Kolbens nach einer Bremsapplikation (Abbildung 22 c). Dieser Rückhub wird generell als Rollback und der generierte Rückhubweg hier als s_{Rollback} definiert. Durch Verformungen der Naben-/Scheibeneinheit (siehe nächster Abschnitt) kann es zu axialen Verschiebungen des Belags und folglich des Kolbens in Richtung Stirnseite kommen

(Abbildung 22 b)). Die Kraft aufgrund der Elastizität des Kolbendichtrings drückt den Kolben nach der Auslenkung entgegen seiner Betätigungsrichtung wieder in die Ausgangslage (Abbildung 22 a) zurück. Der axiale Verschiebungsweg des Kolbens soll an dieser Stelle als s_{Pushback} definiert werden, der Rückhub per se als Pushback. Wie exakt sowohl Roll- als auch der Pushback reproduzierbar sind, hängt von der Hysterese des viskoelastischen Kolbendichtringelementes ab. Zudem können veränderliche Reibkräfte zwischen Belagführungsbolzen und Rückenplatte ebenfalls zu Abweichungen führen.

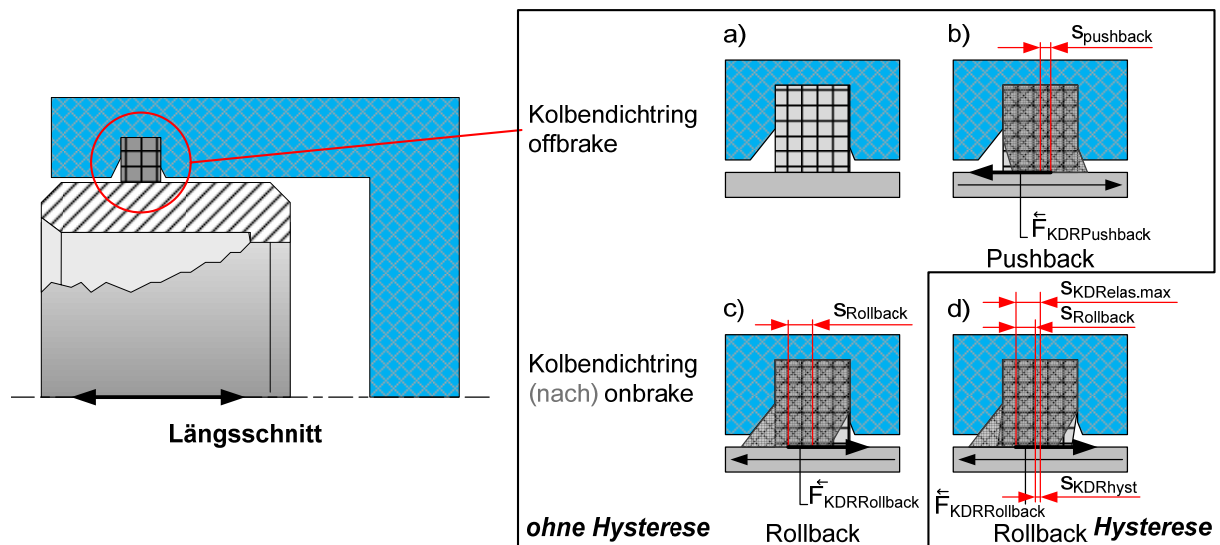


Abbildung 22: Erläuterung von Roll- und Pushback (ohne Berücksichtigung von Hysterese)

Die bisherigen Betrachtungen in Abbildung 22 a - c) haben diese Abweichungen nicht berücksichtigt und sind davon ausgegangen, dass eine elastische Auslenkung $s_{\text{KDRRelas.}}$ des Kolbens wieder vollständig kompensiert wird – $s_{\text{KDRRelas.}}$ und s_{Rollback} sind daher gleich. Abbildung 22 d) gibt modellhaft die realen Verhältnisse wieder. Hier wird die Ausgangslage nach einer axialen (im elastischen Bereich maximalen) Auslenkung nicht mehr erreicht. $s_{\text{KDRRelas.(max)}}$ ist vermindert um einen Hystereseanteil s_{KDRhyst} und der Rollbackweg s_{Rollback} ist folglich verringert (siehe hierzu auch 5.2, S. 73). Die Darstellungen zu Abbildung 22 d) gelten auch für das Funktionsverhalten entgegen der Kolbenbetätigungsrichtung (Pushback). Die Gestaltung des Rückhubverhaltens in beiden Richtungen lässt sich neben der Kolbendichtringgeometrie mit dem Design der Kolbendichtringnut, beispielsweise durch eine Fase an der Vertiefungskanten und der Oberflächenbeschaffenheit des Kolbens erreichen. Höhere Winkel der Fase gegenüber der Vertikalen erlauben prinzipiell eine größere Auslenkung im elastischen Bereich des KDR (siehe auch Kapitel 2.5.1, S. 26) (Anwana und Hao 2003). Entscheidend beeinflusst wird der so genannte Rollback u. a. durch den Bremsdruck. Infolge eines ansteigenden Druckes erfolgt eine Aufweitung des Sattels. Gleichzeitig sind die Beläge nicht ideal steif, sondern weisen eine charakteristische Elastizität, die so genannte Kompressibilität auf, was zu einer Dickenänderung der Beläge unter Druck führt. Bei einer Druckapplikation in der Rad-

bremse wird der Kolben zunächst im elastischen Bereich des KDRs um $s_{KDRelas.(LS=0)}$ zur Überwindung des Lüftspiels auf der Kolben- ($LS(x)_{LKsmin}$) und Fingerseite ($LS(x)_{LFSmin}$) zuge stellt (siehe Abbildung 23). Erreicht der Bremsdruck bei weiterem Druckanstieg einen Wert, infolge dessen die Sattelaufweitung und die Kompression der Beläge einen größeren Kolbenverfahrweg bedürfen als $s_{KDRelas.max}$, bewegt sich der Kolben relativ zum Kolbendicht ring um s_{KDRrel} (Abbildung 23). Bei Entlastung vermindert sich das Lüftspiel dann um den Wert s_{KDRrel} , womit letztlich der Belag effektiv weniger von der Scheibe lüften kann. In Abbil dung 23 ist der Fall skizziert, dass s_{KDRrel} größer ist als der vorherige Weg $s_{KDRelas.(LS=0)}$. Nach Druckbetätigung ist somit ein „negatives $LS(x)_L$ “ vorhanden, d. h. der Kolben wird um diesen Weg entgegen der hydraulischen Zuspammrichtung ausgelenkt, wodurch der Kolbendicht ring aufgrund seiner Elastizität den Kolben mit einer entsprechenden Normalkraft beaufschlagt und dieser den nachgeordneten Belag gegen die Scheibenoberfläche drückt. Die Folge ist ein signifikantes RBM (siehe hierzu auch Abbildung 82, S. 78).

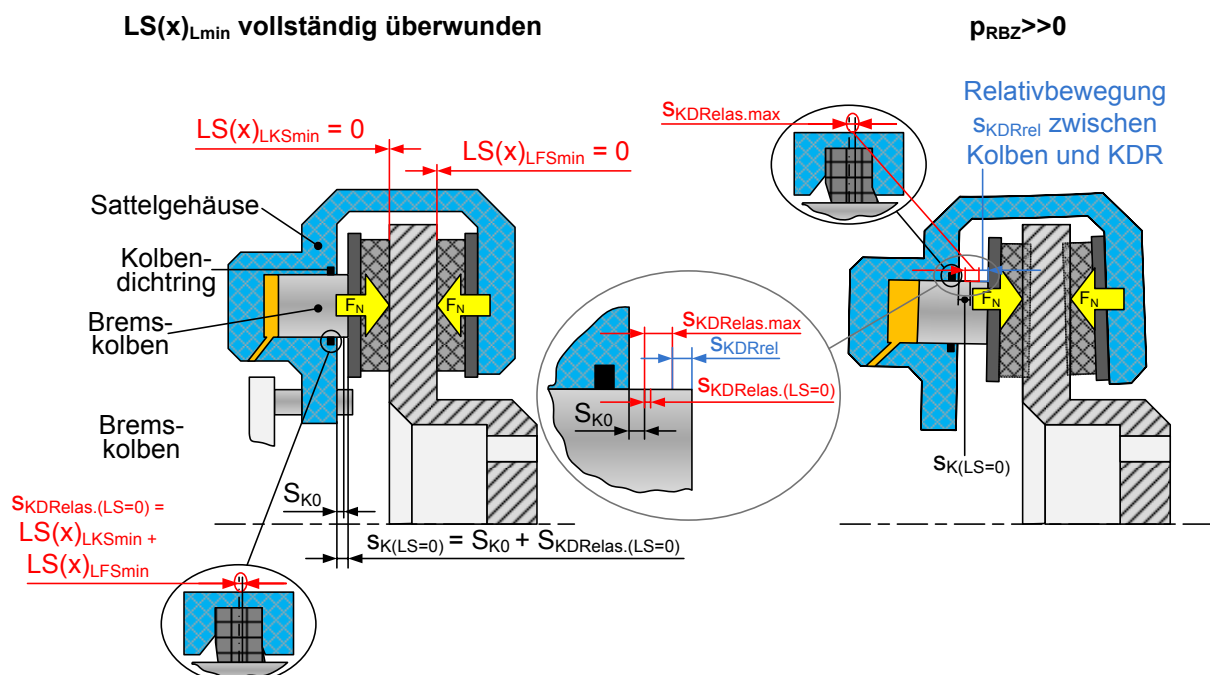


Abbildung 23: Darstellung der Wirkung von Sattelaufweitung und Belagkompressibilität

Abbildung 24 zeigt hierzu nochmals verschiedene Konstellationen der Kolbenzustellung, d. h. mit und ohne Relativbewegung zwischen Kolben und KDR und die sich im Anschluss ergebenden Lüftspielverhältnisse zwischen Belag und Scheibe (Betrachtung der Kolbenseite). Bezüglich des Roll- und Pushbacks unterscheiden sich die Konstruktionsformen Schwimm- und Festsattelbremse evident. Aufgrund der gegenüberliegend angeordneten Kolben bei der Festsattelbremse erfolgt der Lüftvorgang beidseitig, d. h. kolben- und fingerseitig. Die Schwimmsattelbremse dagegen weist prinzipbedingt nur auf einer Seite einen Kolben auf, weshalb zunächst der KDR ein Lüften des Kolbens und des nachgeordneten Belages passiv realisiert. Topfseitig dagegen muss über weitere konstruktive Detaillösungen am Sattel ein

Lüften des fingerseitigen Belages ermöglicht werden. Siehe hierzu auch Kapitel 2.5.2, S. 33.

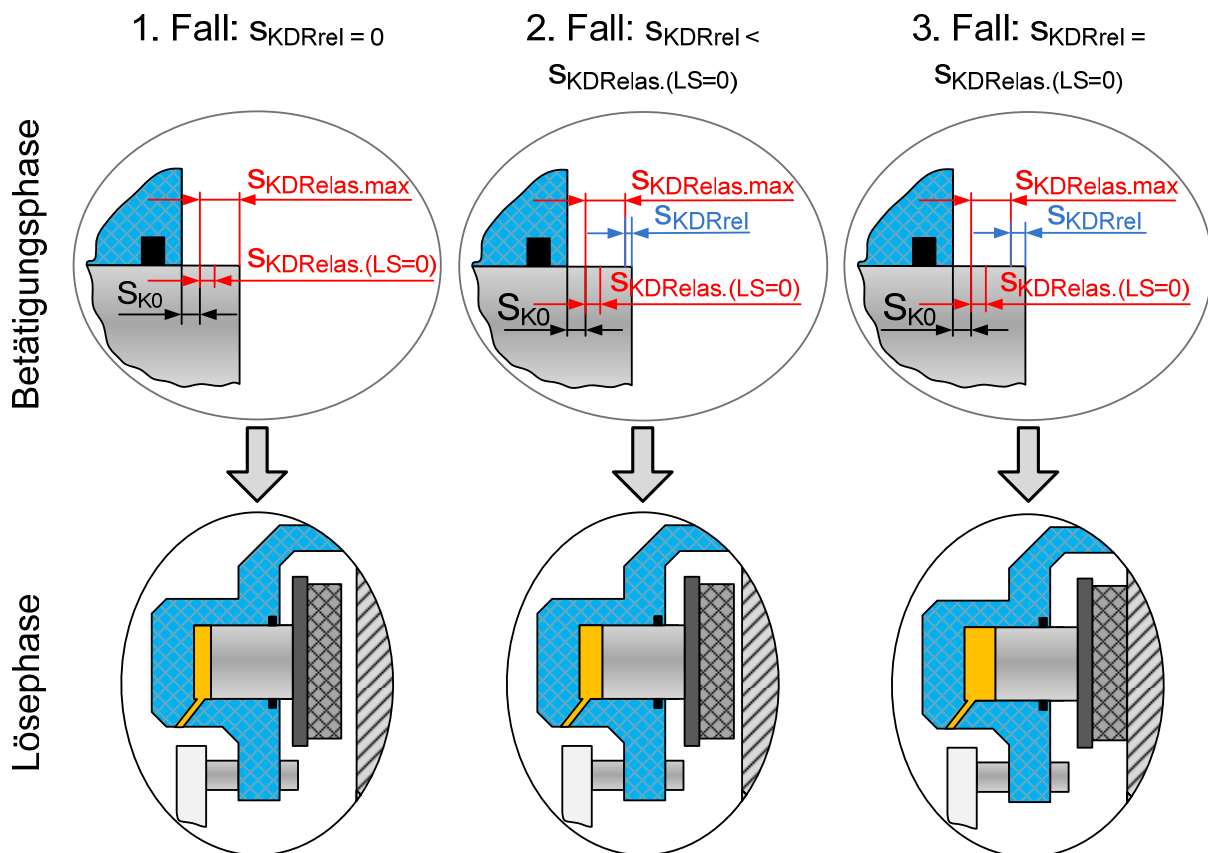


Abbildung 24: Kolbenzustellung und daraus resultierende Lüftspiele in der Lösephase (Vernachlässigung des Hystereseanteils)

Die eben beschriebenen Funktionselemente stellen (passiv) das statische (Ausgangs-)Lüftspiel ein. Durch die Wechselwirkung mit der Scheibe (auch während einer oder mehrerer Scheibenumdrehungen) ist das Lüftspiel jedoch permanenten, dynamischen Änderungen unterworfen. Die Wechselwirkungen können zu einer Änderung der axialen Lage der Bremskomponenten und somit zu einer dynamischen Beeinflussung des Lüftspiels führen.

Aktive Lüftspielgenerierung

Abbildung 25 zeigt die Einordnung von Bremssystemen bezüglich der vorhandenen Daten- und Energieflüsse. Hinsichtlich dieser Funktionseinteilung unterscheidet man zwischen Standard-Bremssystemen mit energetischer Pedalankopplung, bei der die Bremskraft mit Unterstützung eines Bremskraftverstärkers vom Fahrer aufgebracht wird (Hilfskraftanlagen) und Fremdkraftanlagen. Letztere verfügen über eine gesonderte Energieversorgungseinrichtung, d. h. hier erfolgt eine Trennung zwischen Betätigungs- und Übertragungseinrichtung. Eine aktive Beeinflussung des Lüftspiels ist vorzugsweise bei der Verwendung von Brake-by-Wire-Bremssystemen (auch Fremdkraftbremsanlage genannt) möglich, da hier Rückwirkungen auf das Bremspedal vermieden werden können. Neben den elektromechanischen Bremsanlagen (EMB) zählen elektrohydraulische Bremssysteme (EHB) zu den so genannten

brake-by-wire-Systemen. EHBs bauen vom Anlagenkonzept auf konventionellen hydraulisch betätigten Radbremsen auf. Somit ist systembedingt keine aktive Lüftspielgenerierung möglich, sondern lediglich eine aktive „Lüftspielverringerung“, beispielsweise im Rahmen einer automatisch eingeleiteten „Trocknungsbremung“ bei Regen, d. h. eines „automatisch erzeugten“ RBMs zur Beseitigung eines Feuchtigkeitsfilms zwischen Belag und Scheibe zur Verbesserung des Ansprechverhaltens (Breuer 2010).

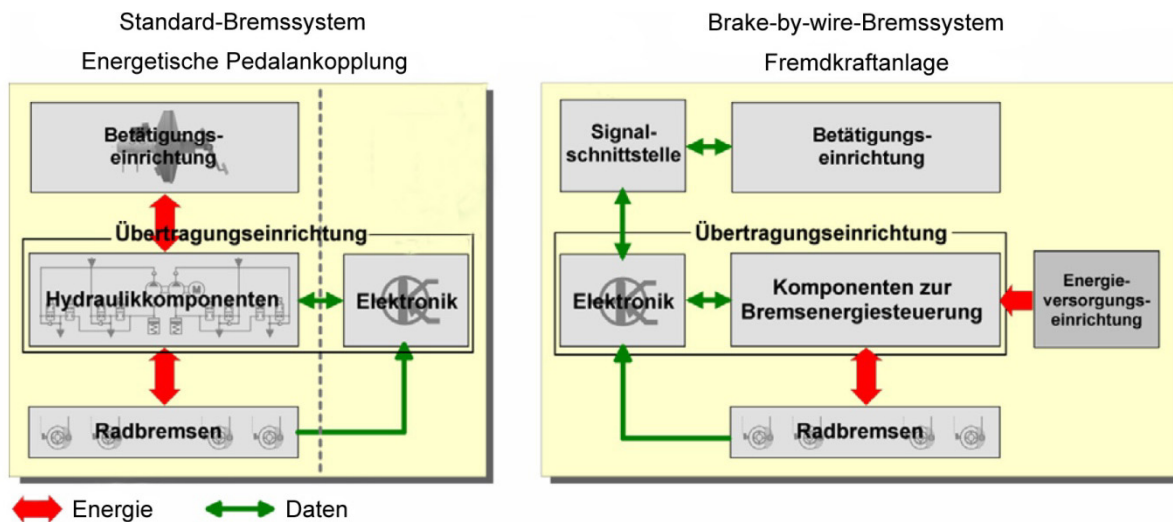


Abbildung 25: Daten- und Energiefluss bei Vergleich verschiedener Bremssysteme (Breuer 2010)

Daneben ist i. d. R. auch ein Belaganlegen bei abrupter Gaswegnahme durch dosierten Bremsdruckaufbau implementiert, womit bei einer eventuell nachfolgenden Gefahrenbremsung ein verbessertes Ansprechverhalten der Radbremsen und folglich ein kürzerer Anhalteweg realisierbar sind. Durch diese aktive Beeinflussung ist jedoch ein vergrößerter konstruktiver Rollback, und damit ein erhöhtes Lüftspiel, möglich (siehe hierzu 2.3.3). Brake-by-wire-Systeme mit elektromechanischen Radbremsaktuatoren (noch keine Serieneinführung) bieten den größten Freiheitsgrad bezüglich der Lüftspielausbildung. Das Lüftspiel kann bei dieser Lösung aktiv in und gegen die Kolbenwirkrichtung geregelt werden (Robert Bosch GmbH 2004), (Schroeder 2011).

Lüftspieländerung durch Verschleiß an Belag und Scheibe

Das Lüftspiel unterliegt durch den Belag- und Scheibenverschleiß temporären Änderungen. Insbesondere der Belagverschleiß beeinflusst die Ausbildung des Lüftspiels signifikant. Zur Darstellung der Einflussgrößen auf den Verschleiß und der Verschleißprozesse sei auf umfangreiche Ergebnisse in der Literatur verwiesen (z. B. (Oehl und Paul 1990), (Hohmann 1999), (Müller 2007) und (Kemmer 2002)). Die Lüftspielgenerierung durch Verschleiß soll in Analogie zum RO an dieser Stelle auch als quasistatische Lüftspielgenerierung bezeichnet werden (siehe auch Ergebnisse in Kapitel 5.9, S. 97).

2.3.3 Auswirkungen des Lüftspiels auf das Pedalgefühl

Der vorangegangene Abschnitt hat verdeutlicht, dass die Größe des Lüftspiels und des ROs maßgeblich die Kontaktbedingungen von Scheibe und Belag bestimmen. Ein größeres Lüftspiel hat aufgrund der Wegübersetzung zwischen Bremskolben und Bremspedal direkt proportionalen Einfluss auf den Bremspedalweg und somit auf die Pedal- und Bremscharakteristik. (Trutschel 2007) definiert die beiden Begriffe als objektive Schnittstelleneigenschaft des Fahrzeugs und der Bremsanlage. Die Pedalcharakteristik bezieht sich hierbei rein auf die Pedalhaptik, während die Bremscharakteristik die Fahrzeugreaktion, sprich die Bremswirkung, auf eine Pedalwegänderung bzw. -kraftänderung impliziert. Die objektive Beschreibung der Pedal- und Bremscharakteristik erfolgt grundsätzlich anhand von Diagrammen, beispielsweise über den RBZ-Druck-/Bremspedalwegzusammenhang, wie Abbildung 26 verdeutlicht.

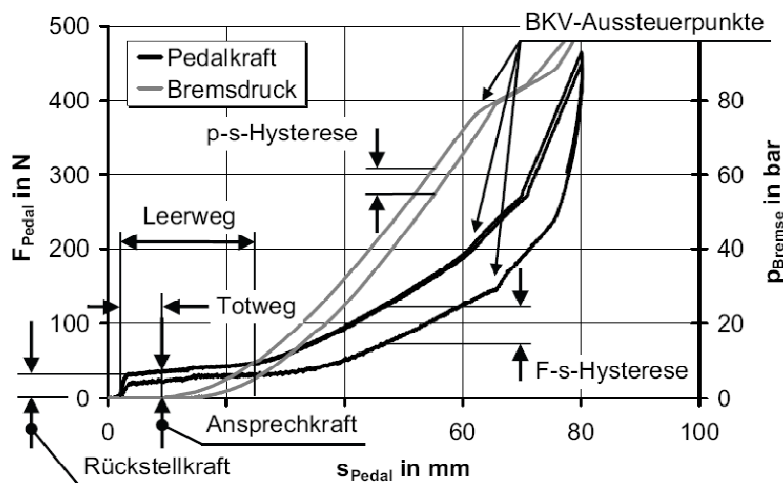


Abbildung 26: Parameter des F-s- und p-s-Zusammenhangs bei Messung am stehenden Fahrzeug (Trutschel 2007)

Wichtige Begrifflichkeiten, die im engen Zusammenhang mit dem Lüftspiel betrachtet werden müssen, sind insbesondere der Totweg des Bremspedals und die Ansprechkraft. Als Totweg wird der Pedalwegabschnitt ohne Bremsdruckaufbau bezeichnet, die für diese Pedalwegänderung erforderliche Fußkraft als Ansprechkraft.

Welche Systemkomponenten der Bremsanlage den Totweg des Pedals beeinflussen und wie das Lüftspiel hierin einzuordnen ist, zeigt Abbildung 27. Die wesentlichen Einflussparameter sind die Pedalübersetzung, das Spiel in den Lager- bzw. Gelenkpunkten, der Totweg des HBZ und das Lüftspiel in der Radbremse zu nennen. Die ersten beiden Begriffe sind selbsterläuternd und sollen nicht näher betrachtet werden. Der Totweg am HBZ resultiert aus der von HBZ-Druckstangen- und HBZ-Schwimmkolben in den Ausgleichsbehälter verdrängten Bremsflüssigkeit, solange die Zentralventile geöffnet sind oder die Schnüffelbohrung noch nicht überfahren und damit vom Druckraum abgetrennt ist (je nach konstruktiver Ausführung). Im Primär- und Sekundärkreislauf des HBZ kann dann nach Schließen der Zentral-

ventile oder Überdeckung der Schnüffelbohrung Systemdruck aufgebaut werden.

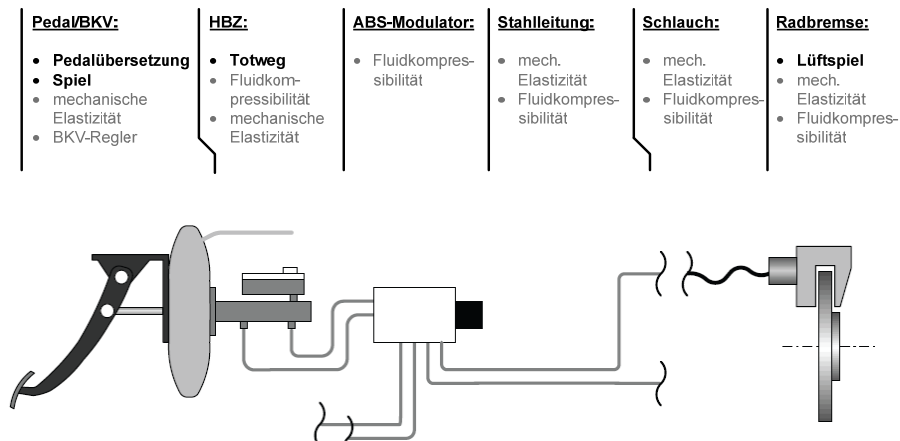


Abbildung 27: Einflussparameter auf die Volumenaufnahme einer Radbremse (Trutschel 2007)

Das Lüftspiel ist konstruktionsbedingt per se an allen vier Radbremsen vorhanden, allerdings weisen die vorderen Radbremsen aufgrund des gegenüber den hinteren Kolben größeren Durchmessers eine deutlich höhere Beteiligung an einer Pedalwegänderungen auf. Bei einem angenommenen Kolbendurchmesser an der vorderen Radbremse von $d_{\text{KRBZVA}} = 57 \text{ mm}$ und hinten $d_{\text{KRBZHA}} = 38 \text{ mm}$ beträgt der Anteil der hinteren Radbremsen lediglich 30 % an einer Pedalwegänderung. (Trutschel 2007) gibt für eine Komfortbremsung mit 20 bar für einen ausgewählten Mittelklassewagen einen Pedalweg von 39,5 mm für die Volumenaufnahme der gesamten Bremsanlage an. Das Lüftspiel Belag-Scheibe weist mit 21,3 % den größten Anteil auf, gefolgt vom HBZ-Totweg mit 16,7 %. Das Lüftspiel ist in dieser Quelle nicht radbremsspezifisch ermittelt worden, sondern nur in seiner Gesamtwirkung auf die Pedalwegänderung. Ein vergrößertes Lüftspiel hat somit objektiv gesehen eine Parallelverschiebung des RBZ-Druck-/Bremspedalwegzusammenhangs in Richtung der x-Achse zur Folge. Unter praktischen Bedingungen zeigten sich Pedalwegänderungen von bis zu 5 mm, die auch auf Lüftspieländerungen zurückzuführen sind. (Trutschel 2007) führt eine umfangreiche Probandenuntersuchung für die Bewertung der Pedal- und Bremscharakteristik durch. Dabei stellte sich heraus, dass für eine komfortoptimierte Gestaltung der Pedal- und Bremscharakteristik ein Totweg unter den gegebenen Versuchsbedingungen von etwa 11 mm als Richtwert zu empfehlen ist. Deutlich kleinere Totwege (ca. 2 mm, wiederum unter den gegebenen Versuchsrandbedingungen) werden nur beim Parkieren und bei Bergabfahrten mit Schrittgeschwindigkeit als vorteilhaft empfunden. Auch bezüglich des Sicherheitsempfindens wird bei Vergleich eines Totweges von 11 mm und 21 mm der kürzere Weg generell bevorzugt.

Berechnungen auf Basis der vorhandenen Versuchsbremsen zeigen, dass eine Lüftspieländerung von $100 \mu\text{m}$ an jeder Radbremse in einer Bremspedalwegänderung von ca. 5 mm resultiert (siehe Anhang 12.2, S. 154). Das Lüftspiel ist jedoch nicht beliebig konstruktiv auszugestalten bzw. zu erhöhen, um Reibkontakte zwischen Belag und Scheibe zu vermeiden

bzw. zu vermindern, wie die Aussagen des vorhergehenden Absatzes deutlich gemacht haben. Hier besteht ein Zielkonflikt zwischen Umweltauswirkungen (dem Kraftstoffmehrverbrauch durch einen Reibkontakt) sowie dem Komfort- und Sicherheitsempfinden des Fahrers (der Ausgestaltung der Schnittstelleneigenschaften der Bremsanlage und des Fahrzeugs).

2.3.4 Das Restbremsmoment in alternativen Antriebskonzepten

Bei der Entwicklung von alternativen Antriebskonzepten wird die elektrische Antriebsmaschine zunehmend zur Rückgewinnung von kinetischer Energie bei der Verzögerung (oder dem Halten der Geschwindigkeit⁶) des Fahrzeugs verwendet, um die Reichweite und somit die Energieeffizienz zu erhöhen. Die Energie wird dabei in den, vorzugsweise, elektrochemischen Speicher rückgespeist. Die Rekuperationsleistung hängt neben der Auslegung des Antriebsstrangs (als teil- (HEV) bzw. vollelektrifiziertem Antriebsstrang (BEV)) auch vom Fahrzeugkonzept ab. Bis zu ca. 55 % der ursprünglich vorhandenen kinetischen Energie des Fahrzeugs können zur Fahrwegverlängerung genutzt werden (Meyer 2011). Das Generatorbremsmoment und das Bremsmoment der Reibungsbremse sind im Sinne einer komfortorientierten, gleichmäßigen Abbremsung je nach Verzögerungswunsch und Fahrzeuggeschwindigkeit aufeinander abzustimmen (Brake Blending, (Abbildung 28)). Als Voraussetzung für ein optimales Zusammenspiel von Generator- und Reibungsbremsmoment ist zumindest an einer Achse ein Brake-by-Wire-System erforderlich.

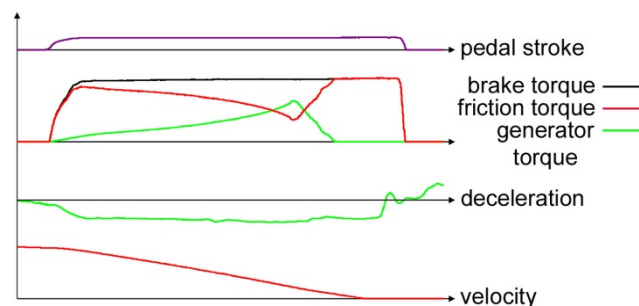


Abbildung 28: Beispiel einer Verzögerung mit Brake Blending (Hoheisel 2011)

Die meisten Bremsvorgänge weisen Fahrzeugverzögerungen mit Werten von weniger als 0,25 - 0,3 g auf, womit das Generatorbremsmoment als alleinige Drehmomentquellen genutzt werden kann⁷. Die Reibungsbremse wird erheblich entlastet. Ein Nachteil dieser verringerten Betätigungsintervalle besteht in der Gefahr einer zunehmenden Korrosion der Brems Scheibe. Die Folge hiervon ist eine Beeinflussung des Reibkoeffizienten, der zu unsymmetrischen Bremsmomenten und zur erhöhten Bremsgeräuschneigung führen kann. Ein entsprechendes „Putzen“ bzw. Reinigen der Scheibenoberfläche von Korrosionsrückständen wird

⁶ Beim Befahren von Gefällstrecken

⁷ Am Ende einer „regenerativen elektrischen Verzögerung“ ist für den Stopp die Reibungsbremse erforderlich, da die elektrische Maschine regelungstechnisch nicht genau auf 0 km/h definiert abgebremst werden kann (Meyer 2011).

somit erforderlich, womit Bremssystemen zukünftiger alternativer Antriebskonzepte ein künstliches bzw. bewusst erzeugtes RBM aufgebracht werden muss, um die Gefahr einer Schädigung der Bremsscheibenoberfläche durch Korrosion zu mindern (Meyer 2011).

2.4 Auswirkungen eines Belag-/Scheibenkontaktes in der offbrake-Phase

Im vorherigen Abschnitt wurde dargestellt, wie das Wechselspiel von Lüftspiel und dynamischem RO das RBM beeinflusst. Verschleißuntersuchungen an Gusseisen haben gezeigt, dass gerade bei geringen Kontaktkräften und niedrigen Temperaturen der Bremsscheibe der Verschleiß besonders hoch sein kann. Bei höheren Kontaktkräften und folglich höheren Temperaturen zeichnet sich eine deutliche Verschleißabsenkung ab. Eine Erklärung hierfür ist die Bildung von Oxidfilmen auf der Scheibe, womit insbesondere der adhäsive Verschleiß vermindert wird (Oehl & Paul 1990). Durch periodisches Touchieren des Belages an der Scheibe in der offbrake-Phase infolge eines ROs verschleißt die Scheibe partiell an den Segmenten mit der größten Auslenkung respektive dem höchsten RO⁸. Man spricht hierbei auch von einer Kaltauswaschung, da dieses Phänomen verstärkt, aus den eben dargelegten Gründen, bei niedrigen Scheibentemperaturen auftritt. Im realen Fahrbetrieb entspricht dies einer längeren Autobahnfahrt mit geringen Bremsbetätigungsintervallen. Die Folge hiervon ist die Entstehung einer zusätzlichen Dickenabweichung der Scheibe, die den fertigungsbedingten DTV-Verlauf ($DTV(\varphi)$) überlagert. In extremen Ausprägungsformen können DTV-Werte von bis zu 40 μm erreicht werden. Abbildung 29 verdeutlicht modellhaft den Entstehungsprozess.

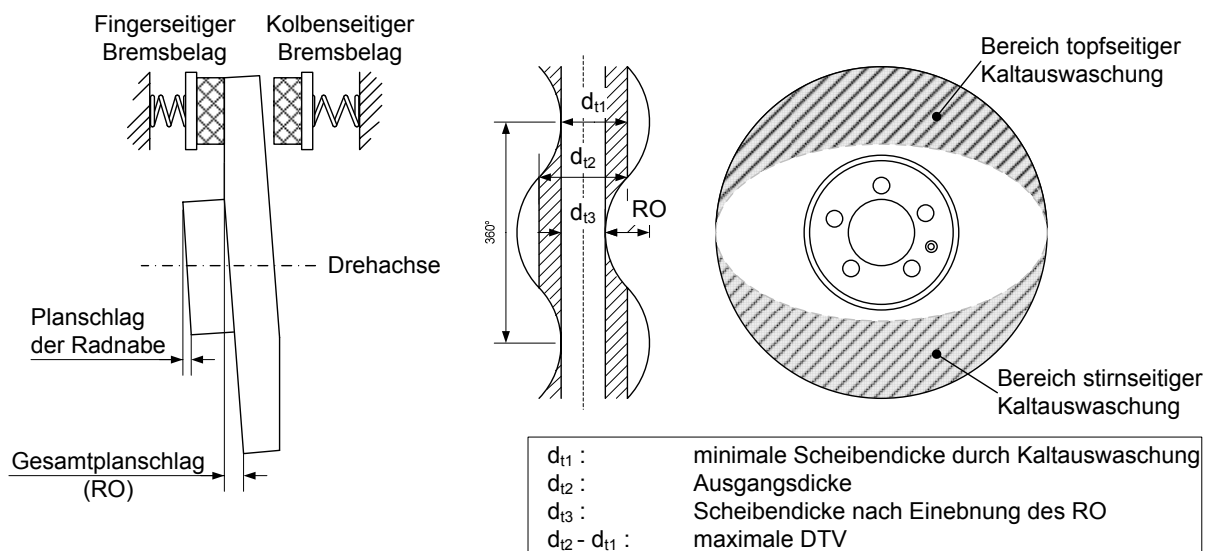


Abbildung 29: Schädigungsmechanismus der Kaltauswaschung (eigene Darstellung nach (Grochowicz 1997) und (Eggleston 1999))

Bei realen Schädigungsvorgängen im Fahrbetrieb werden diese idealen sinoiden DTV-Verläufe allerdings meist nicht erreicht. Vielmehr finden sich neben den dominierenden ers-

⁸ Die Höhe des RO ist dabei prinzipiell immer im Wechselspiel mit der Größe des Lüftspiels zu betrachten.

ten beiden Ordnungen⁹ im Frequenzspektrum des DTV-Verlaufs auch Anteile höherer Ordnungen (Grochowicz 1997). Generell ist die DTV-Generierung ein dynamischer Prozess, in dem es vom Nutzungsverhalten des Fahrers abhängt, wie die Phasen der DTV-Minimierung onbrake (das so genannte Putzen) mit der Phase der DTV-Generierung offbrake im Wechselspiel steht. Die DTV stellt eine geometrische Unvollkommenheit des Reibrings dar. Diese Dickenänderung der Scheibe über dem Umfang führt letztlich zu einem schwankenden Normalkraftverlauf im Kontaktbereich Belag/Scheibe in der Bremsphase und verursacht eine Bremsmomentschwankung (BMS; englisch auch BTV: Brake Torque Variation), das so genannte Bremsenrubbeln. Die Höhe des DTV-Wertes bestimmt maßgeblich die Ausprägung der BTV. Schon ab DTV-Werten von 15 μm kann Bremsenrubbeln wahrgenommen werden. Für eine umfassende Einführung in die Thematik sei beispielsweise auf die Ausführungen von (Grochowicz 1997) und (Bittner 2006) verwiesen.

2.5 Aktueller Stand der Forschung und Technik zur Thematik

Zur Ermittlung des Standes der Technik zur Thematik RBMe wurde eine umfangreiche Recherche in namhaften Patent- und Literaturdatenbanken durchgeführt. Die ermittelten Patente und Literaturstellen wurden allesamt gesichtet und bezüglich des darin enthaltenen Standes der Technik (Literaturstellen aus Literaturverzeichnis und Beschreibung des Standes der Technik für die relevanten Patente) untersucht. Dies wurde in einer weiteren Iterationsschleife für die Literaturstellen und relevanten Patente der Fundstellen wiederholt. So konnte ein sehr umfangreicher und lückenloser Stand der Technik ermittelt werden.

2.5.1 Literaturrecherche

(Yinsan 1984)

Im Rahmen von Messungen auf einem Schwungmassen- und einem Lauftrommelprüfstand mit Messanhänger ermittelt der Autor für Schwimm- und Festsattelbremsen verschiedenste Einflussparameter. Diese sind insbesondere vorhergehende Abbremsung, Raddrehzahl bzw. Relativgeschwindigkeit zwischen Belag und Bremsscheibe, Scheibentemperatur, Erhaltungszustand (bezüglich Nutzungsdauer), RO und Scheibenbremsenbauart. Abbildung 30 zeigt einen entsprechenden Auszug seiner Darstellungen. Das Verlustmoment durch den Rollwiderstand ist zum Vergleich für das leere (f. leer) und beladene (f. bel.) Fahrzeug eingetragen ($W_R \cdot r_0$). Es zeigt sich, dass das RBM teilweise deutlich über dem Rollwiderstandsmoment liegt. Über einen rechnerischen Vergleich zwischen Rollwiderstand und RBM stellt der Autor einen Mehrverbrauch in Folge von RBMn von bis zu 7 % im Stadtverkehr fest.

⁹ Aufgrund des i. d. R. symmetrisch eingestellten Lüftspiels neigen Festsattelbremsen häufig zur Generierung einer dominanten 2. Ordnung des DTV-Verlaufs, Schwimmsattelbremsen durch die konstruktiv bedingte unsymmetrische Lüftspieleinstellung zu einer dominanten 1. Ordnung.

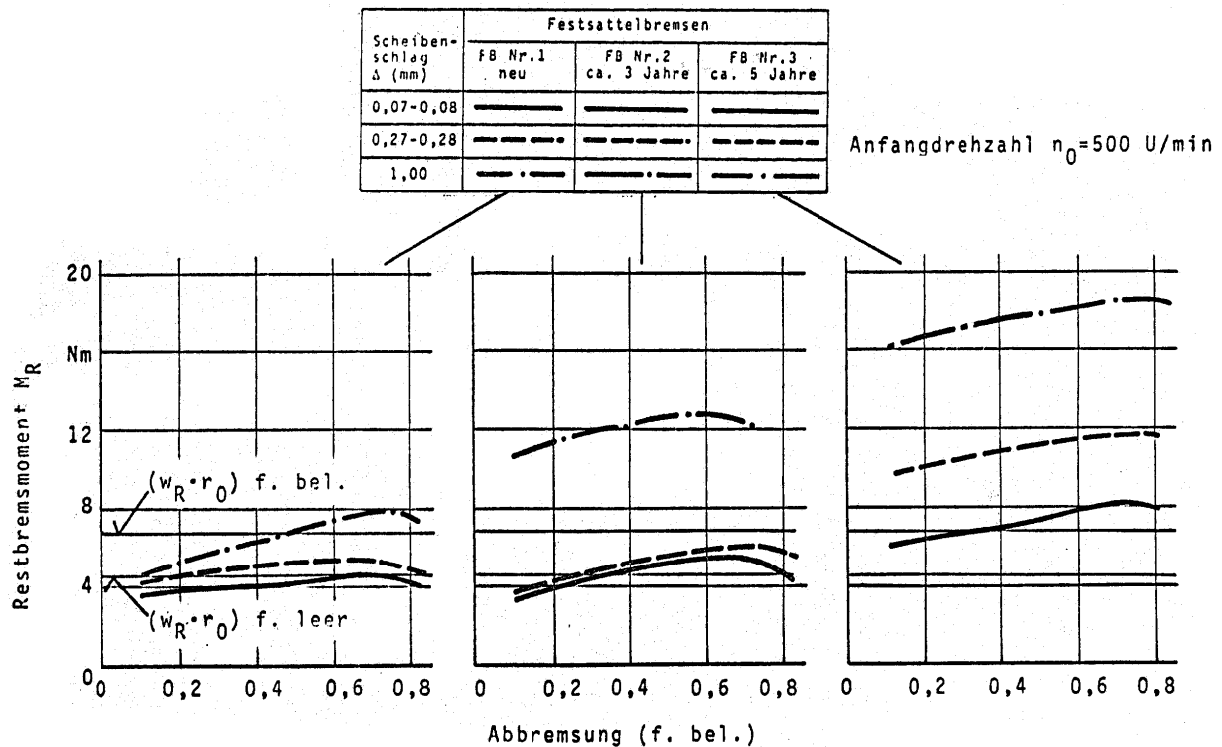


Abbildung 30: Einfluss von RO und Alter bei einer Festsattelbremse auf das RBM (Yinsan 1984)

Fazit: Der Autor determiniert rein messtechnisch die angesprochenen Einflussgrößen und erfasst generell lediglich das RBM. Er kann hieraus jedoch keine genauen Wirkzusammenhänge erläutern und eine detaillierte Einflussgrößenbewertung durchführen. Zudem erscheint die Aussage, die Massenkraft des Kolbens erzeugt eine erhöhte Anpresskraft, nicht stringent. Die Werte des RBMs werden zeitlich nicht als Verlauf sondern lediglich als definierter Arbeitspunkt betrachtet.

(Gleißner 1991)

Gleißner untersucht den Kaltverschleiß an Scheibenbremsen und diskutiert Lösungsmöglichkeiten zur Minimierung. Generell muss angemerkt werden, dass Kaltverschleiß stets einhergehend mit einem RBM ist und ein Kontakt in der offbrake-Phase daher aus beiderlei Gründen, DTV-Generierung und RBM-Ausbildung, zu vermeiden ist. Der Autor kommt zu dem Ergebnis, dass insbesondere die Lüftspieleinstellung beim Faustsattel großen Einfluss auf den Kaltverschleiß hat und dementsprechend auf das RBM. Weiterhin ergab sich eine DTV-Generierungsoptimierung durch eine Befestigung des kolbenseitigen Belages mit doppelseitigem Klebeband am Kolben. Dieser Umstand kann im Zuge eigener Messungen am Schwungmassenprüfstand bestätigt werden. Der Versuchsaufbau an einem Reibwertprüfstand umfasst eine Radbremse ohne hydraulische Zuspansfunktion, bei der das Lüftspiel mechanisch über eine Schraube, die auf den Kolben wirkt, eingestellt werden kann.

Fazit: Gleißner experimentiert mit unterschiedlichen Lüftspieleinstellungen und untersucht deren Wirkung auf den Kaltverschleiß. Allerdings wird das Lüftspiel räumlich nicht aufgelöst

und eine zeitliche Änderung nicht berücksichtigt. Ferner existieren keine Angaben darüber, wie das Lüftspiel jeweils kolben- und fingerseitig ausgeprägt ist und welche Auswirkungen auf das RBM dabei zu erwarten ist.

(Tamasho, et al. 2000)

Tamasho weist ausdrücklich darauf hin, dass in der Bremsenentwicklung eine Reduzierung des RBMs in der offbrake-Phase aus Gründen der Vermeidung von DTV-Generierung als auch einer Kraftstoffeinsparung erforderlich ist. Er untersucht den Einfluss der Belagstellung zur Scheibe und konstatiert, dass ein einlaufseitiger Kontakt deutlich größeren Verschleiß an der Scheibe erzeugt als ein auslaufseitiger Kontakt des Belages. Somit sind nicht nur die Kontaktkräfte zwischen Belag und Scheibe zu reduzieren, sondern auch die Kontaktbedingungen zwischen Ein- und Auslauf zu beeinflussen. Dieser Sachverhalt wird an einer speziell konstruierten Verschleißvorrichtung mit definierter Belagzustellung an einer Scheibe mit definiertem RO ermittelt. Weiterhin erfasst der Autor mit einer nicht näher definierten Messmethode die axiale Belag- und Sattelverschiebung jeweils an zwei Punkten (ein- und auslaufseitig) und stellt diese dem resultierenden RBM während einer Scheibenumdrehung in der offbrake-Phase gegenüber.

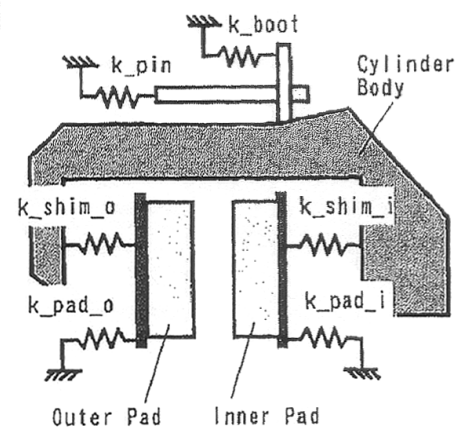
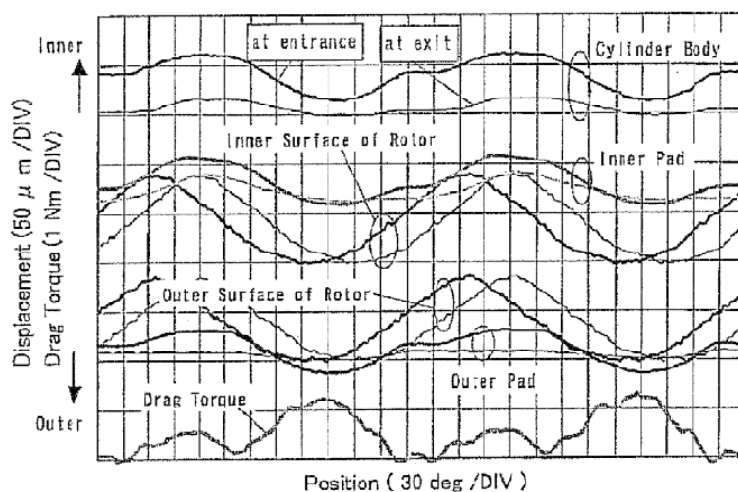


Abbildung 31: Axiale Verschiebung der Bremskomponenten und Verlauf des RBMs vor Optimierung der Radbremse (Tamasho, et al. 2000)

Abbildung 32: Aufbau des Simulationsmodells (Tamasho, et al. 2000)

Als Ergebnis der Betrachtung von zwei Umdrehungen der Scheibe bei einem RO von ca. 100 µm lässt sich festhalten, dass das RBM durch Kontakt jeweils von Kolben- und Fingerseite entsteht, wobei bei einem RO in Richtung Fingerseite das RBM höher ausfällt (siehe Abbildung 31). Der Autor schlägt einige konstruktive Optimierungsansätze vor, wie z. B. die Vergrößerung des einlaufseitigen Lüftspiels zur Minderung der Kontaktkräfte und folglich des Verschleißes, des RBMs sowie die Neigung des Sattelgehäuses. Mit dem optimierten Sattelkonzept fallen die DTV-Generierung und das RBM geringer aus. Das durchschnittliche RBM ist ebenso erheblich reduziert. Die Fingerseite erzeugt durch Auslenkung infolge des RO

einen Anteil von ca. 0,5 Nm. Tamasho verwendet außerdem ein einfaches mathematisches Modell einer Radbremse mit Federn, die die Elastizität der Bremskomponenten bzw. deren Kontaktkräfte wiedergeben. Bei diesem Simulationsansatz lässt sich jedoch kein Lüftspiel für Kolben- und Fingerseite vorgeben, was bei der Betrachtung der RBM-Problematik essentiell ist.

Fazit: Der Autor spezifiziert nicht näher das eingesetzte Messprinzip (Anordnung, Messgenauigkeit, etc.). Er zeigt die Belagbewegung nur durch messtechnische Erfassung von 2 Punkten. Für eine genaue Analyse ist jedoch ein weiterer Freiheitsgrad einzuführen, um letztlich eine axiale Bewegung sowie eine radiale und tangential Verkippung des Belages zu detektieren. Die Ergebnisse der axialen Verschiebung der Bremskomponenten korreliert er mit dem RBM während lediglich zwei Umdrehungen. Die Ergebnisse stellen nur Momentaufnahmen ohne Einbeziehung des räumlichen und zeitlichen Bezuges des Lüftspiels und des RBMs während eines längeren Zeitraumes dar. Eine Berücksichtigung verschiedener Radbremsbetriebsbedingungen findet nicht statt. Weiterhin stellt er keinen messtechnischen Zusammenhang zwischen den Bewegungen der Bremskomponenten und dem RBM dar.

(Swift und Walmsley 2001)

Die Autoren beschreiben den Aufbau eines Mehrkörpersimulationsmodells einer LKW-Scheibenbremse zur Untersuchung der Sattelverschiebekräfte. Diese können in erheblichem Maße das RBM und die DTV-Generierung der Radbremse beeinflussen. Im Rahmen einer DOE-Untersuchung werden verschiedene geometrische Parameter an der Radbremse variiert (z. B. Abstand der Sattelbohrung zur Befestigung der Slidepins, Bolzendurchmesser von ein- und auslaufseitigem Slidepin, etc.), um die Sensitivität der Sattelverschiebekräfte auf Änderungen zu ermitteln.

Fazit: Swift und Walmsley untersuchen die Auswirkungen geometrischer Konstruktionsparameter der Radbremse auf die Gehäuseverschiebekräfte, einem wichtigen Einflussparameter auf das RBM. Sie berücksichtigen jedoch nicht den Effekt einer entsprechenden Variation auf das RBM.

(Tao und Chang 2003)

Die Autoren beschreiben den Aufbau eines eindimensionalen Simulationsmodells zur Untersuchung der RBM-Problematik an einer Schwimmsattelbremse. Hierzu wird als so genannter „drag performance index“, d. h. als Index zur Bewertung der Sensitivität der Radbremse zur Generierung von RBM, die axiale Lagedifferenz zwischen Kolben und Sattelgehäuse nach einer Bremsapplikation eingeführt. Tao und Chang beschreiben eine Parameterstudie, in der der Einfluss der Kompressibilität der Reibmatrix, der Sattelsteifigkeit und der Kolbenreibungskraft auf diesen Performance Index untersucht wird. Als Ergebnis soll dem Bremsenentwickler ein Berechnungstool zur Verfügung stehen, mit dem eine erste Bestimmung dieser wichtigen

konstruktiven Parameter im frühen Entwicklungsstadium der Radbremse erfolgen kann.

Fazit: Die Autoren zeigen in Ihren Ausführungen keine Auswirkung auf ein berechnetes RBM am Rad in Abhängigkeit verschiedener konstruktiver Einflussparameter an der Radbremse. Ferner wird weder die Größe des Lüftspiels in die Betrachtung mit einbezogen, noch die in einem weiteren logischen Schritt erfolgende Unterscheidung zwischen dem kolben- und fingerseitigen Lüftspiel.

(Anwana und Hao 2003)

Die Autoren beschreiben ein detailliertes Simulationsmodell zur Untersuchung des Kolbendichtring- und Nutdesigns. Das Ziel ist ein besseres Verständnis des Rollback-Verhaltens des Kolbens in Verbindung mit weiteren konstruktiven Radbremseinflussfaktoren, wie z. B. der Sattel- oder Belagkompressibilität. Verschiedene Nutausführungen werden in ihrer Wirkung auf das RBM, der Bremsflüssigkeitsvolumenverdrängung und des Lüftspiels im Rahmen von unterschiedlichen Druckreihen dargestellt.

Fazit: Die Autoren beschreiben ein sehr detailliertes Modell zur Analyse der Kolbendichtringcharakteristik in Verbindung mit dem Nutdesign. Wichtige Versuchsrandbedingungen, die gleichzeitig bedeutende Einflussfaktoren auf das RBM darstellen, wie etwa der RO der Scheibe oder das Lüftspiel im Validierungstest, werden nicht spezifiziert. Die Angabe des Lüftspiels und RBMs erfolgt zudem ohne Differenzierung nach Kolben- und Fingerseite, was für den Konstruktionsprozess jedoch wertvolle Randparameter darstellen.

(Schumann 2006)

Der Autor zeigt die Entwicklung eines Mehrkörpersimulationsmodells einer einzelnen Radbremse unter der Simulationsumgebung Simpack auf, mit dem die Kontaktkräfte und Kontaktbereiche bzw. -winkel berechnet und somit Rückschlüsse auf den Scheibenverschleiß im engeren Sinne und die DTV-Generierung im weiteren Sinne gezogen werden können. Schumann betrachtet hierzu ganzheitlich on- und offbrake-Phase. Der Verschleiß wird als proportional der Reibleistung berechnet, die wiederum von der Flächenpressung im Reibkontakt, einem mittleren Reibwert μ und der Relativgeschwindigkeit abhängt. Weiterhin erfolgt eine Parametervariation zur Bestimmung der Einflussgrößen auf die Kontaktkräfte. Validiert wird das Modell anhand eines Vergleichs mit erfassten Gehäuseverschiebekräften und RBMen aufgrund verschiedener Einflussgrößen (z. B. RO-Variation von 60 und 130 μm). Das RBM wird dabei einmalig als Verlauf validiert und in einer Betrachtung der jeweils erreichten Maximum- und Minimumwerte. Weiterhin erfolgt eine Untersuchung der Lüftspieleinstellung unter verschiedenen Bremsdrücken und ein Abgleich mit den Ergebnissen aus der Simulation. Es wird jedoch nicht näher dargelegt, wie die Lüftspielmessung erfolgt. Schumann spricht lediglich von einem lokalen Lüftspiel als Abstand zwischen Bremsbelag und der Bremsscheibe auf einem definierten Radius an einer Stelle der Belagoberfläche. Mit diesem validierten

Simulationsmodell werden dann virtuelle DTV-Generierungstests durchgeführt und mit realen Ergebnissen verglichen. Hierzu stellt der Autor eine spezielle Messtechnik vor, in dem durch einen weiteren Lagesensor der RO der Scheibe auf einem nicht verschleißenden Radius erfasst wird. Dadurch gelingt die Zuordnung des Verschleißes zur Kolben- und Fingerseite. Der Verschleiß der Reiboberfläche einer Bremscheibe hängt, neben der Reibpaarung, insbesondere von den Kontaktkräften und dem Kontaktwinkel ab. In einer Sensitivitätsanalyse untersucht der Autor Einflussparameter auf diese charakteristischen Zustandsgrößen.

Fazit: Der Autor erfasst mit dem zu Grunde liegenden Simulationsmodell Kontaktbereiche und -kräfte, stellt diese jedoch nicht als RBM dar. Die Einflussparameteruntersuchung erfolgt lediglich als Kraftmaximadarstellung. Es muss konstatiert werden, dass bei der Validierung auf Basis einer Minimum-/Maximumbetrachtung nur geringe Differenzen (ca. 2 - 3 zehntel Nm) bestehen, der Verlauf jedoch von der Phasenlage in einem gewissen Maße differiert. Für die Wirkung eines RBMs als Fahrwiderstand ist jedoch generell die eingeschlossene Fläche unter dem RBM-Verlauf zu betrachten. Schumann postuliert insbesondere die Notwendigkeit einer Belaganpresskraftmessung in der offbrake-Phase, d. h. für Bereiche bis ca. 100 N (=> offbrake-Phase). Ferner sind Aussagen über die Lüftspieleinstellung, wie diese sich kolben- und fingerseitig verteilen, nicht näher spezifiziert. Bei der praktischen Untersuchung der DTV-Entwicklung wurden in der Praxis vorhandene Einflüsse durch am Rad angreifende Kräfte, insbesondere durch Seitenkräfte nicht beachtet. Die Messanordnung zur Erfassung des spezifischen topf- und stirnseitigen Verschleißes sieht eine relativ tiefe, fertigungstechnisch aufwändige Umfangsnut an der Scheibenaußenkante vor. Für eine optimierte Prüfumgebung sind einfachere Messprinzipie mit geringerem Präparierungsaufwand erforderlich.

(Degenstein 2007)

In seinen Grundlagenbetrachtungen beschreibt Degenstein den Einsatz verschiedener Spannkraftmessprinzipien in Serienfahrzeugbremsen. Beispielsweise existieren Seilzugsysteme für elektrische Parkbremsen, in denen die Seilkraft über einen Sensor erfasst wird. Bei der direkten Erzeugung der Spannkraft an einem Kombisattel erfolgt die Auswertung der Stromstärke des Motors. Die Messgenauigkeit beträgt hier ca. 10 %. Auch bei elektromechanisch betätigten Bremsen wird eine Spannkraftabschätzung benötigt, wobei teilweise ebenfalls die Motorstrommessung bevorzugt wird. Für Forschungszwecke werden verschiedene Spannkraftmessmethoden beschrieben. Hierzu zählt der Autor das spannungsoptische Kugeldruckverfahren, bei der über kugelförmige Druckkörper die Eindrücke in einer Kunststoffplatte ausgewertet werden. Daneben gibt es Druckmessfolien, die in Abhängigkeit des Druckes eine unterschiedliche intensive Rotfärbung zeigen. Beide Verfahren können nur statisch messen und im Wesentlichen lediglich eine Verteilung. Der Kraftbetrag ist nur ab-

schätzbar. Ferner bietet die Firma Tekscan elektrische Druckmessfolien mit patentierter druckempfindlicher Tinte an, deren elektrischer Widerstand mit wachsendem Druck fällt – allerdings sind Umfangskräfte zu vermeiden. Alle Methoden eignen sich nur für statische Betrachtungen. Das Verfahren von Fieldhouse und Ashrav, eine Druckmessfolie in einem Bremsbelag, stellt sich ebenfalls als nicht zu verfolgende Methode dar, da die geringe Reproduzierbarkeit, die hohe Messunsicherheit und hohen Anforderungen an eine Kalibrierung gegen einen Einsatz sprechen. Daneben existieren noch so genannte Bremsscheibenersatzstücke, bei der teilweise mit mehreren Aufnehmern der Betrag der Kraft und die Kraftverteilung bestimmt werden können. Eine onbrake-Messung ist dabei per se nicht möglich. Aufgrund dieser Ausgangslage zum Stand der Technik beschäftigt sich Degenstein mit einem Messaufbau an einer Scheibenbremse, bei dem durch Verwendung von vier am Markt erhältlichen, in einen speziell präparierten Belag integrierte Piezoquarzsensoren die Normalkraft und deren Verteilung statisch und dynamisch, d. h. während eines Bremsvorganges erfasst werden kann. Den Aufbau illustriert Abbildung 33.

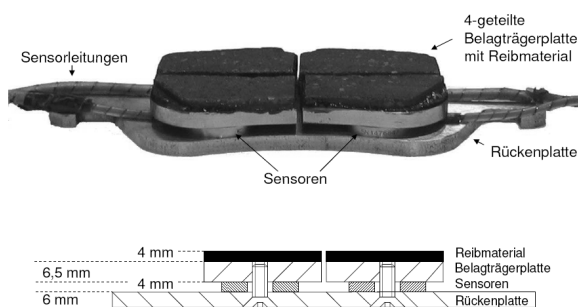


Abbildung 33: Spezieller Bremsbelag zur Erfassung der Normalkraft zwischen Belag und Scheiben (Degenstein 2007)

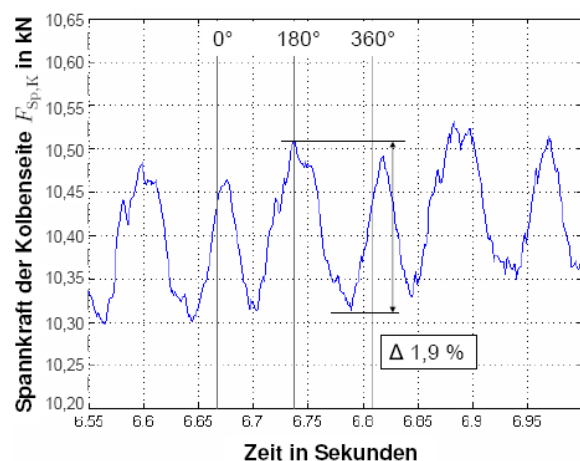


Abbildung 34: Spannkraft- bzw. Normkraftschwankung aufgrund einer DTV-geschädigten Brems-scheibe (Degenstein 2007)

Der Autor zeigt weiterhin die Verschiebung des Kraftangriffpunktes bei steigendem Bremsdruck. Als weitere Messapplikation werden die Normkraftschwankungen aufgrund eines Geometriefehlers der Scheibe, einer DTV, für die Kolben- und die Fingerseite gezeigt (siehe Abbildung 34). Für das Messsystem gibt der Autor einen Bereich zwischen 1,2 und 16,5 kN an. Dies entspricht bei der verwendeten Versuchsbremse einem RBZ-Druck zwischen 5 und 63 bar.

Fazit: Aufgrund des angegebenen Messbereiches lassen sich mit dem beschriebenen Messsystem des Autors keine entsprechenden Reibwert- und Kontaktkräfte (bzw. -verteilung) in der offbrake-Phase erfassen.

2.5.2 Patentrecherche

Die ausgewerteten, relevanten Patente sind in unterschiedliche Kategorien bezüglich der Funktions- und Wirkungsweise im Hinblick auf die Thematik RBMe eingeteilt. Diese umfassen im Einzelnen:

- A. Klapperfreie Lagerung der Bremsbeläge durch radial wirkende Federn, die die Bremsbeläge verspannen und somit an der Lagerstelle fixieren
- B. Federanordnung, die mindestens einen Bremsbelag axial nach Betätigungsende von der Scheibe lüftet
- C. Kraftschlüssige Verbindung der Bremsbeläge durch Federn in axialer Richtung am Betätigungselement und/oder Sattelgehäuse
- D. Lüftspieleinstellung aktiv/passiv (passiv = aufwändigerer Mechanismus, nicht durch alleinige Feder wie unter C realisiert)
- E. Lüftspielgenerierung über Kolbendichtringe bzw. Nutformen, in denen die Kolbendichtringe axial und radial fixiert sind
- F. Mechanismen zur Hemmung der axialen Sattelbewegung in der offbrake-Phase

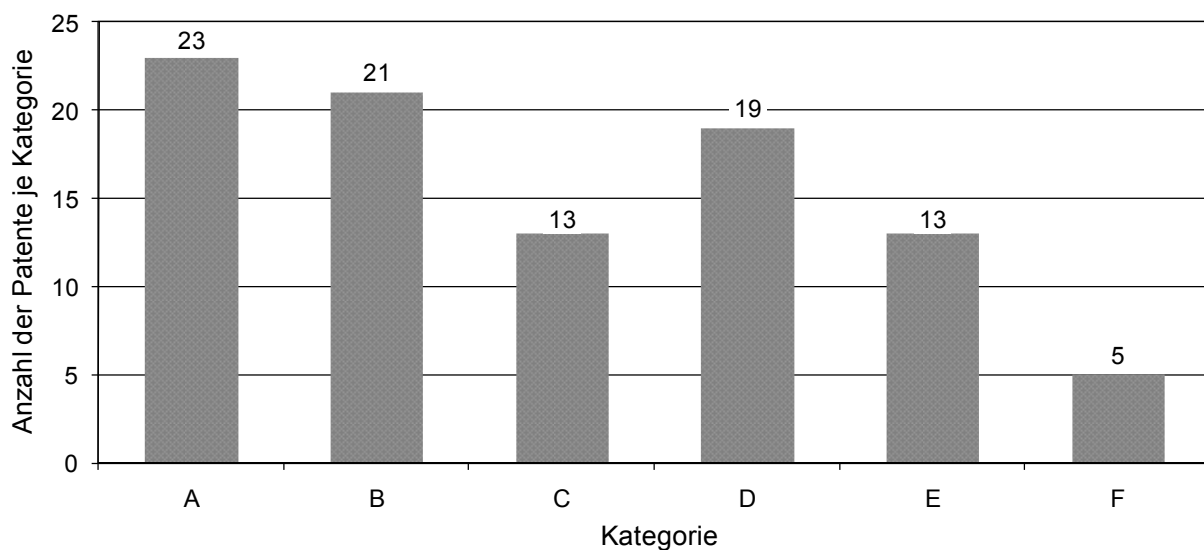


Abbildung 35: Einordnung relevanter Patente zur Thematik RBMe

Bei der Patentrecherche erfolgte keine Rechtsstanddatenüberprüfung, d. h. es liegen keine Informationen über die zeitliche Aufrechterhaltung der Schutzdauer für die jeweiligen Patente vor, was prinzipiell ein Indiz für den Patentwert der technischen Lösung darstellt. Weiterhin handelt es sich bei der Grundgesamtheit der Patente um geprüfte und ungeprüfte Schutzrechte. Abbildung 35 stellt die Anzahl der Erfindungen zu einer der beschriebenen Kategorien dar. Anzumerken ist, dass einige Erfindungen bezüglich der Patentansprüche mehreren Kategorien zugeordnet sind und somit mehrmals in der statistischen Auswertung der nachfolgenden Grafik erscheinen. Zudem sind technische Lösungen aufgenommen worden, die

bezüglich der Wirkweise eine andere Intention verfolgen. So kann beispielsweise durch eine geeignete Lagerung der Beläge durch Federn eine Optimierung des Geräuschemissionsverhalten (NVH-Problematik) erfolgen. Das Lüftverhalten der Beläge lässt sich dadurch jedoch ebenfalls verbessern, indem die Beläge in ihrer Lage, (zu einem gewissen Grad), fixiert werden.

Kategorie A umfasst die meisten zugeordneten Patente. Hier handelt es sich um Lösungen, die die Beläge radial verspannen, was auch die Geräuschproblematik positiv zu beeinflussen vermag. Von der Wirksamkeit bezüglich der Minderung eines RBMs sind jedoch Kategorie B-F höher einzuschätzen. In Kategorie B wurde eine Vielzahl von Lösungen gefunden, die passiv ein Lüften der Beläge von der Scheibenreiboberfläche durch Federkräfte realisieren, für Schwimmsattel, als auch Festsatteltypen. Bezüglich der Anzahl der Patente sind C und E gleichverteilt, d. h. Lüftspieleinstellung (Rollback) durch geeignete Kolbendichtringe und die Fixierung der Bremsbeläge am Betätigungsmittel bzw. Sattel werden in etwa gleichermaßen prioritär behandelt. Unter F finden sich drei Lösungen, die aufgrund von Kostennachteilen nicht umsetzbar sind. Weiterhin beinhaltet Kategorie D ca. zehn Patente, bei der durch aktive Stellglieder ein Lüftspiel eingestellt wird. Dies lässt sich jedoch bei herkömmlichen konventionellen hydraulischen Radbremsen nicht sinnvoll implementieren.

Es existieren eine Vielzahl interessanter Patente mit dem Ziel der Minderung von DTV-Generierung und RBMs. Neben Funktionselementen zur Unterstützung der Lüftung der Beläge von der Scheibe nach einem Bremsvorgang steht insbesondere die Lüftspielgenerierung durch geeignete Ausformung der Kolbendichtringe und der entsprechenden Nutform zur Optimierung des Rollbackverhaltens im Fokus der Erfindertätigkeit. Darüberhinaus werden auch Lösungen zur Verbindung der Beläge mit der Kolben- bzw. Fingerseite präferiert.

2.5.3 Zusammenfassung

Abschließend sollen als Zusammenfassung grafisch sämtliche aus der Literaturrecherche hervorgegangenen Einflussparameter auf das RBM dargestellt werden.

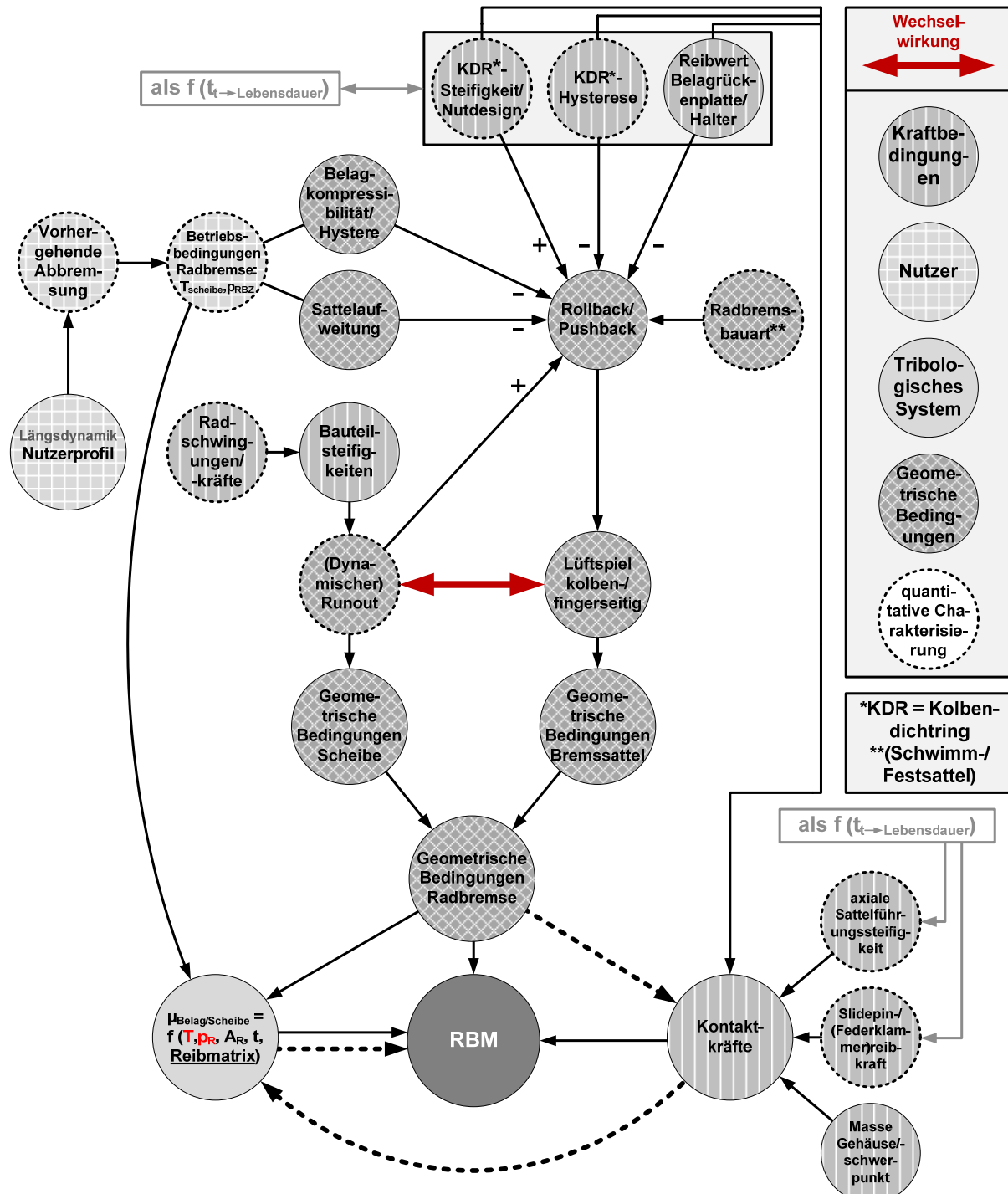


Abbildung 36: Einflussfaktoren auf das RBM für eine Faustsattelbremse mit fingerseitiger Federklammer

Die wesentlichen, zentralen Einflussgrößen auf die Min-/Max-Werte und den Verlauf des RBMs sind der *Reibwert* $\mu_{\text{Belag/Scheibe}}$ zwischen Belag und Scheibe, die *geometrischen Bedingungen* in der Radbremse sowie die *Kontaktkräfte*. Der Reibwert ist eine Funktion einer Reihe von Parametern, u. a. der Temperatur, der Flächenpressung, der Kontaktfläche und der

Reibmatrix. Der Begriff geometrische Bedingungen impliziert, über das Lüftspiel, auch den effektiven Reibradius, der in der offbrake-Phase wirkt. Durch die im unteren Teil der Grafik sichtbaren gestrichelten Pfeile ist der generelle Wirkzusammenhang der zentralen Einflussgrößen skizziert. Die Geometrischen Bedingungen bestimmen die (lokalen) Kontaktkräfte auf dem Belag, womit sich wiederum über den Reibwert das RBM ausbildet.

Zusammenfassend lassen sich die Einflussgrößen des RBMs in vier Kategorien einteilen:

1. Kraftbedingte Einflussgrößen (Kräfte und Bauteilsteifigkeiten)
2. Geometrische Bedingungen (Lageänderungen oder Verschiebungen von Bauteilen)
3. Tribologisches System (Reibwertabhängigkeit von verschiedenen Betriebsparametern)
4. Nutzer (Profil der Bremsbetätigung)

Der Nutzer selbst hat über sein individuelles Fahrprofil einen großen Einfluss auf das RBM. Hohe Fahrzeugverzögerungen bewirken durch die Sattelaufweitung infolge des höheren Bremsdruckes allgemein ein in der Folge verkleinertes Lüftspiel. Die Einflussgrößen in Abbildung 36 sind im Wesentlichen qualitativ geprägt. Gestrichelte Umrandungen deuten auf eine in der Literatur vorgenommene quantitative Charakterisierung des RBMs bezüglich der entsprechenden Einflussgröße hin. Quantitative Charakterisierung bedeutet in diesem Fall eine Ergebnisdarstellung des RBMs als Min-/Max-Wert, als vollständigen Signalverlauf während einer Umdrehung **oder** die Angabe eines Mittelwerts. Schumann hat hierzu den Einfluss des ROs (der an dieser Stelle dem dynamischen RO zugeordnet wird), des vorherigen Radbremszylinderdruckes, der Bushing-Steifigkeit sowie der Slidepinreibungskraft und deren direkten Einfluss auf das RBM analysiert. Das RBM wurde hier jedoch nur jeweils bezüglich des Min-/Max-Wertes aufgeführt. Neben vorheriger Abbremsung (Bremsdruckniveau) und RO hat Yinsan darüber hinaus den Einfluss von Alterungseffekten, Scheibentemperaturen, Schwingungen am Rad und Bremsenbauart auf das RBM gemessen. Das RBM wurde als Mittelwert erfasst. Über einen Vergleich zwischen Lauftrommel und Schwungmassenprüfstand ordnet er ferner die charakteristische Verringerung des RBMs auf der Trommel den Radschwingungen zu. Da jedoch die Ergebnisse insgesamt, insbesondere die Variation der Scheibentemperatur, im Detail von einer Reihe weiterer Einflussgrößen abhängen können, die mit der vom Autor verwendeten Messmethodik nicht erfassbar sind, werden diese zu „globale“ Größen zwar als quantifiziert markiert, doch sind hier weiterführende Messungen und Analysen erforderlich, um das Prinzip Ursache-Wirkung genauer zu verstehen.

Abbildung 37 zeigt schließlich den durch Sichtung des Standes der Technik deutlich gewor-

denen Zielkonflikt bei der konstruktiven Auslegung des Lüftspiels an der Radbremse. Ein großes Lüftspiel fördert eine geringe DTV-Generierung und vermindert die Verluste durch RBMe. Allerdings steht dies konträr zu der aus einem großen Lüftspiel resultierenden Pedalcharakteristik, was einerseits das Komfort- aber auch das Sicherheitsempfinden einschränkt.

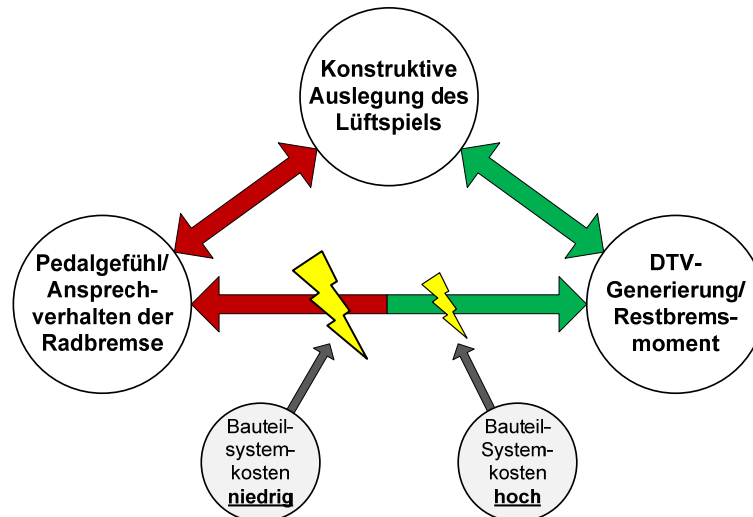


Abbildung 37: Zielkonfliktdarstellung bei Ausgestaltung des konstruktiven Lüftspiels

Es existieren durchaus Lösungen für eine aktive Beeinflussung des Lüftspiels, wie Kapitel 2.3.2, S. 16 mit den darin beschriebenen Brake-by-Wire-Bremssystemen gezeigt hat. Diese können zwar den Zielkonflikt reduzieren bzw. auflösen, wie obere Grafik verdeutlicht, doch ist die Umsetzung auch mit deutlich höheren Systemkosten und technischer Komplexität verbunden und damit scheinbar für den verbreiteten Serieneinsatz in Bezug auf den momentanen Mehrnutzen uninteressant. Dieser Umstand kann auch darin begründet sein, dass das RBM als Funktion der Zeit nicht ausreichend determiniert ist und bei bisherigen Betrachtungen stets nur unzureichende Momentaufnahmen darstellt. Eventuell sind hierfür andere Prüfumfelder- bzw. Prüfkonfigurationen erforderlich. Für den Einsatz dieser technisch aufwändigeren Lösungen sind Fahrzeuge mit alternativen Antriebskonzepten eine sinnvolle Plattform, da hier durch Rekuperation erhebliche Mehrwerte entstehen. Herkömmliche Bremssysteme können die unter den gegebenen Entwicklungszielkriterien erforderlichen Anforderungen, die Kombination zweier Drehmomentquellen, nur bedingt erfüllen.

3 Aufgabenpräzisierung

3.1 Motivation und Forschungsbedarf

Die Forschung bzw. Entwicklung von Bremsanlagen beinhaltet verschiedene Problemfelder. Neue Materialien haben im Hochpreissektor bereits Einzug in die Serienproduktion erhalten. Gewichts- und Performancevorteile sind hier deutlich zu verzeichnen und rechtfertigen für eine bestimmte Käuferschicht den hohen Aufpreis. Neue Radbremskonzepte, wie etwa die elektromechanische Bremse, stehen vor der Serienreife. Gerade diese aktiven Systeme versprechen bezüglich verschiedener Problemfelder Optimierungspotenzial. Beispielsweise ermöglicht ein erhöhtes, aktiv erzeugtes Lüftspiel in der offbrake-Phase verminderte DTV-Generierung sowie RBMe. Gesellschafts- und energiepolitische Gründe rücken weiterhin einen ressourcen- und umweltschonenden Umgang bei der Entwicklung von Konsum- und Investitionsgütern in den Vordergrund. Im Automobilsektor besteht demnach die Forderung nach geringem Kraftstoffverbrauch, aber auch energieeffizienter Produktion und Recyclingfähigkeit der eingesetzten Produktionsgüter. Am Fahrzeug gilt es daher alle Fahrwiderstände zu reduzieren und den Antriebswirkungsgrad zu verbessern. Viele kleine Optimierungen ergeben letztlich ein hohes Kraftstoffeinsparpotenzial. Der Einfluss der Radbremse infolge eines (zunächst angenommenen) RBMs konnte bezüglich der Verlustleistung quantifiziert und eingeordnet werden.

Abbildung 36, S. 35 zeigt als Zusammenfassung eine qualitative Charakterisierung der Einflussgrößen auf das RBM an der Radbremse. Es wird aufgrund des großen Einflusses der geometrischen Bedingungen deutlich, dass zur Analyse des RBMs ein Wegmesssystem erforderlich ist, das die Bewegungen/ Verschiebungen der Radbremskomponenten, insbesondere der Beläge und der Scheibe, vor allem das Lüftspiel (kolben- und fingerseitig), etc., erfasst und die lagebezogenen bzw. räumlichen Einflüsse auf das RBM aufzeigt. Bisher sind mit einem nicht näher spezifizierten Messsystem nur allgemeine, einen Arbeitspunkt betreffende (während einer Umdrehung), nicht exakt definierte und beschriebene Untersuchungen des RBMs beschrieben worden. Eine Analyse des RBMs mit einem entsprechenden Wegmesssystem über ein größeres Zeitintervall, z. B. auf Basis eines DTV-Generierungszyklus, steht aus – würde jedoch einen deutlichen Erkenntnisgewinn erbringen – eventuell eine Abkehr der NEFZ-Verbrauch-motivierten Bestpunkt Betrachtung zu einem dem realen Fahrprofil entsprechendem RBM-Verlauf. Auch die gleichzeitige Betrachtung von Lüftspiel und RBM fehlen in den bisherigen Untersuchungen.

Eine umfangreiche Charakterisierung des RBMs über ein größeres Zeitintervall beinhaltet ebenfalls die Auswirkungen geänderter Betriebsbedingungen auf die Reibverluste. Dazu zählen beispielsweise die Auswirkung der Scheibenschirmung und vor allem der Einfluss

einer Seitenkraft auf das RBM. Ein daraus resultierendes Radkippmoment ist im praktischen Fahrversuch stets vorhanden, wird bei den gängigen Prüfstanduntersuchungen jedoch nicht abgebildet. Geeignete Prüfrahenbedingungen sind daher zu schaffen. Mit einem Bewegungserfassungssystem (und den herkömmlichen Analysewerkzeuge wie Momentenmesswelle, etc.) sind dann insbesondere diese realitätsnahen Betriebsbedingungen zu untersuchen. (Tamasho, et al. 2000) hat die Auswirkung eines ein- und auslaufseitigen Kontaktes auf die DTV-Generierung aufgezeigt. Durch einen einlaufseitigen Kontakt des Belages in der offbrake-Phase ist eine Art Mikroselbstverstärkungseffekt denkbar. Eine Quantifizierung der Einflüsse auf das RBM steht aus.

Die geometrischen Bedingungen der Scheibe und der Radbremse sind per se durch den dynamischen RO und das Lüftspiel, aufgeteilt auf die Kolben- und Fingerseite, geprägt (siehe Abbildung 36, S. 35). Wie eine zeitliche und quantitative Änderung dieser Zustandsgrößen das RBM determiniert und wie das Wechselspiel zwischen diesen beiden Einflussgrößen im Detail das RBM beeinflusst, ist letztlich Forschungsgegenstand der vorliegenden Arbeit. Für eine radbremsspezifische Entwicklung ist ferner eine kolben- bzw. fingerseitige Entstehung des RBMs von zentraler Bedeutung, um gezielt Optimierungen vornehmen zu können. Auch die in der Literatur teilweise verwendete Angabe lediglich eines Minimum- und Maximumwertes ist nicht zielführend. Für eine umfangreiche Charakterisierung und Bewertung des RBMs bei verschiedenen Einflussgrößen sind daher unbedingt stets zwei Ergebnisdarstellungen erforderlich:

1. Der Verlauf des RBMs während einer vollständigen Umdrehung, um insbesondere den Einfluss des Kontaktes von finger- und kolbenseitigem Belag auf das RBM darstellen zu können
2. Das arithmetische Mittel bzw. die Integration des RBM-Kurvenverlaufs über eine Umdrehung, um die Größe dieses Fahrwiderstandes zu determinieren, der dann unmittelbare Auswirkung auf den Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs hat

Unterstützend für das Verständnis der Ursache des RBMs kann auch die experimentelle Erfassung der Kraft-Weg-Kennlinie des Kolbendichtrings beitragen. Der Kolbendichtring erzeugt mit seiner Steifigkeit die Rückhubbewegung des Kolbens nach Verformung in und gegen seine Betätigungsrichtung („Roll- und Push“). Daneben ist eine Untersuchung des Rollbacks sinnvoll und zielführend.

Neben dem Einflussparameter *geometrische Bedingungen* ist in Abbildung 36 noch die Kategorie *Kraftbedingungen* aufgeführt. Hierbei sind als Zusammenfassung aller Effekte die Kontaktkräfte im Bereich der Belag-/Scheibenberührung zu ermitteln. (Schumann 2006) sieht

in einem Kraftmesssystem mit kleinen Kraftamplituden ebenfalls einen zusätzlichen Erkenntnisgewinn über die Funktionsweise einer Radbremse. Vorteilhaft wäre hierbei ein System, das das gesamte umwelt- (RBM) und komfortrelevante (BMS) Zuspannkraftspektrum zwischen 0 und ca. 8 kN (siehe auch 4.3.2, S. 57) in der Radbremse, auch unter hochdynamischen Bedingungen, abdeckt.

Mit den ermittelten Größenordnungen der RBM-Werte unter verschiedenen Einflussparametern sind für eine umfassende Betrachtung der Thematik Auswirkung auf den Kraftstoffmehrerbrauch des Gesamtfahrzeuges zu ermitteln. Yinsan schließt durch einen rechnerischen Vergleich des RBMs mit dem Rollwiderstand auf einen innerstädtischen Mehrverbrauch von bis zu 7 %. Basis für eine Kraftstoffverbrauchsbeurteilung sollte sinnvollerweise der allgemein gültige NEFZ sein. Doch auch der zusätzliche Kraftstoffverbrauch bei einer definierten, konstanten Fahrgeschwindigkeit ist von Interesse und spiegelt ein reales Nutzerprofil, beispielsweise die konstante Fahrt mit Autobahnrichtgeschwindigkeit wider.

3.2 Präzisierung der Aufgabenstellung

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass für eine exakte und vollständige Ursachenermittlung und Einflussgrößenbewertung der RBM-Problematik Untersuchungsmethoden und Werkzeuge derzeit fehlen. Neue und optimierte experimentelle und analytische Methoden müssen daher angewendet werden. Um Einflussgrößen auf das RBM zu untersuchen, ist eine umfassende praktische Analyse erforderlich, die gleichzeitig sinnvollerweise durch die Erstellung eines physikalischen Modells ergänzt wird, um insbesondere konstruktive Einflussgrößen der Radbremse auf das RBM schnell und kostengünstig zu ermitteln. Aufgrund des festgestellten Forschungsbedarfs besteht für die praktische Analyse des RBMs zunächst das Ziel in der Schaffung einer geeigneten Prüfumgebung, um eine realitätsnähere Prüfstanduntersuchung zu gewährleisten. Hierbei ist die Umsetzung einer Seitenkraftsimulation erforderlich. Prüfstanduntersuchungen sind zu bevorzugen, da sie gegenüber dem Fahrversuch den deutlichen Vorteil der Reproduzierbarkeit und Minimierung der Einflussgrößen aufweisen. Danach ist ein Messsystem zu konzipieren, mit dem die geometrischen Bedingungen bzw. Lageänderungen an der Radbremse erfasst und mit einem RBM korreliert werden können. Weiterhin ist ein Kraftmesssystem aufzubauen, das ein hohes Auflösungsvermögen besitzt, um die einem typischen RBM entsprechenden Kontaktkraftniveaus zu erfassen. Für die Untersuchungswerkzeuge ist jeweils im Voraus ein definiertes Anforderungsprofil zu erstellen. Mit den geschaffenen Messsystemen sind dann die experimentellen RBM-Untersuchungen unter Abbildung eines längeren Untersuchungszeitraumes und unterschiedlichen Betriebsbedingungen der Radbremse vorzunehmen. Die praktischen Untersuchungen sollen auf Basis von klassischen Schwimmsattelbremsen, der verbreitetsten Bauart, durch-

geführt werden. Hier werden Versuchsradbremsen mit unterschiedlichen konstruktiven Merkmalen ausgewählt. Die Übertragbarkeit der qualitativen und quantitativen Ergebnisse ist dann zu diskutieren.

Weiteres Ziel dieser Arbeit ist die Schaffung eines physikalischen Modells, das einen wertvollen Beitrag für die weitere und tiefere Charakterisierung des RBMs und der Einflussgrößenbestimmung liefert. Die vorliegende Arbeit beinhaltet hierbei den gesamten Entwicklungsprozess eines Simulationsmodells von der Erstellung, über die Validierung bis zu einer Parameterstudie der Einflussgrößen auf das RBM.

In einem abschließenden Punkt ist schließlich der Einfluss eines definierten RBMs auf den Kraftstoffverbrauch eines Fahrzeuges zu ermitteln. Da eine erhebliche Schwankung um den Faktor 10 - 20 des RBMs in einem definierten Zeitintervall zu erwarten ist, werden Verbrauchsuntersuchungen im Fahrversuch durch nicht abschätzbare Einflussgrößen mit erheblichen, zufälligen sowie nicht systematischen Fehlern behaftet sein. Gerade für kleine RBMe ist daher die Verwendung eines Simulationsmodells zu bevorzugen.

3.3 Vorgehensweise

Die sich aus dem Forschungsbedarf ergebende Aufgabenstellung erfordert aufgrund des zu erwartenden Umfangs eine gezielte und methodische Vorgehensweise. Die Aufgaben werden dabei in Arbeitspakete unterteilt und der Reihenfolge nach bearbeitet. Den Aufbau zeigt die nachfolgende Abbildung.

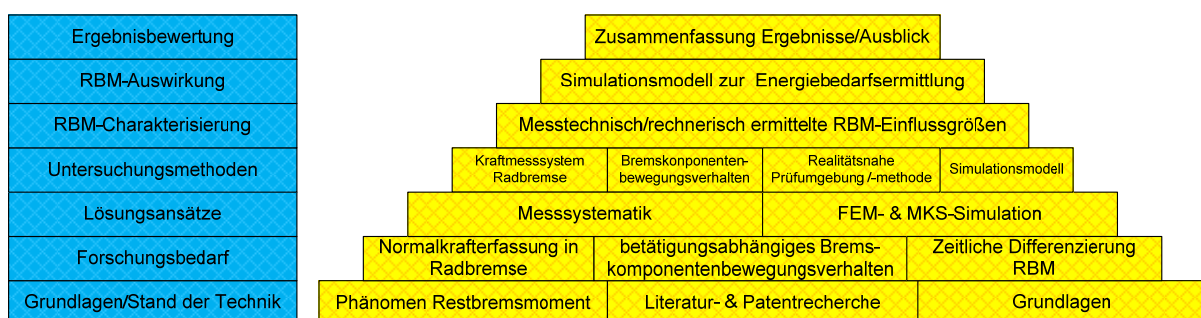


Abbildung 38: Aufgabenpräzisierung und thematische Gliederung der Arbeit

In der Einleitung wurde die Bedeutung von umweltschonendem Umgang mit den zur Verfügung stehenden Ressourcen dargelegt und der sich momentan vollziehende Wertewandel im Hinblick auf Entwicklungsziele der Automobilindustrie beschrieben. Individuelle Mobilität ist zukünftig nachhaltiger und effizienter zu gewährleisten. Um aktuelle Fahrzeugkonzepte generell verbrauchsärmer auszulegen, ist eine Vielzahl von kleinen Optimierungsschritten erforderlich bzw. dieses Ziel ist generell nur durch viele kleine Effizienzverbesserungen im Gesamtsystem Fahrzeug möglich. Als ein Teilaspekt müssen hierbei auch die Energieverluste durch die RBMe der Radbremsen berücksichtigt werden. In Kapitel 2 „Grundlagen und

Stand der Technik“ wurden die allgemeinen Grundlagen und speziell die Thematik RBM (bekannte Ursachen/ Wirkmechanismen) beschrieben. Der Stand der Technik ergab sich hierbei aus einer umfangreichen Literatur- und Patentrecherche. Basierend auf diesen Informationen wurde schließlich in Kapitel 3 „Aufgabenpräzisierung“ der Forschungsbedarf ermittelt. Für eine exakte und vollständige Ursachenermittlung und Einflussgrößenbewertung der RBM-Problematik fehlen experimentelle und analytische Methoden (Messsysteme), um geometrische Einflussparameter der Radbremse insbesondere bezüglich einer zeitlichen Betrachtung (über einen vollständigen Zyklus von mehreren Tagen) mit variierenden Betriebsbedingungen (betätigungsabhängig) zu untersuchen. Hierbei sind insbesondere das Bremskomponentenbewegungsverhalten und dessen Auswirkung auf das RBM-Verhalten zu erforschen. Weiterhin ist eine Kontaktkrafterfassung zwischen Scheibe und Belag erforderlich, um sowohl Kraftverteilung als auch Normalkraftbetrag in der offbrake-Phase bei gegebenen Randbedingungen zu analysieren. Als Lösungsansätze zur Untersuchung der RBM-Problematik sind daher Messsysteme zur Kontaktkrafterfassung und zur Bremskomponentenbewegungsmessung zu konzipieren. Unterstützen dabei soll der Aufbau eines entsprechenden Simulationsmodells zur zeit- und kostengünstigen Einflussgrößenbewertung. Die detaillierte Darstellung der Untersuchungs- und Analysemethoden erfolgt in Kapitel 4 „Restbremsmoment-Untersuchungsmethodik“. Hier wird der Entwicklungsprozess des Bremskomponentenbewegungserfassungs- und des Kontaktkraftsystems vorgestellt. Kapitel 4.4 „Aufbau eines geeigneten Prüfumfeldes zur Restbremsmoment-Problematik“ zeigt die erforderlichen Maßnahmen für die Realisierung einer realitätsnahen Prüfumgebung und den Ablauf eines möglichen Untersuchungsprozesses bzw. einer -methode. Für eine detailliertere, praxisnahe Analyse des RBMs ist u. a. die Realisierung einer Seitenkraftsimulation Gegenstand dieses Abschnitts. Der Aufbau und die Modellvalidierung werden in Kapitel 6 „Simulationsmodell zur Analyse der Restbremsmomentproblematik“ beschrieben. In Punkt 5 „Experimentelle Analysen des Restbremsmomentes“ erfolgt eine Qualifizierung und Quantifizierung der experimentell gewonnen Einflussgrößen, die durch die Ergebnisse des Simulationsmodells aus Kapitel 6 Ergänzung findet. Die Auswirkung eines RBMs auf den Kraftstoffmehrerverbrauch mit Hilfe eines weiteren Simulationsmodells rundet die Thematik in Kapitel 7 „Simulationsmodell zur Bestimmung der CO₂-Mehremission aufgrund von Restbremsmomenten“ ab. Kapitel 8 „Bewertung und Diskussion der Ergebnisse“ gibt schließlich eine Einordnung und Evaluierung der gewonnenen Ergebnisse. Den Abschluss der Arbeit bilden ein Ausblick mit der Empfehlung für weitere Untersuchungsaspekte und eine Zusammenfassung.

4 Restbremsmoment-Untersuchungsmethodik

Im Folgenden werden die beiden relevanten Messmethoden zur Untersuchung der RBM-Problematik vorgestellt.

4.1 Messprinzip zur Erfassung des Bewegungsverhaltens von Radbremskomponenten im Betriebsbereich

Abbildung 36, S. 35 zeigt bei den Einflussfaktoren auf das RBM eine große Bedeutung der geometrischen Bedingungen. Hieraus hat sich eine Forderung nach der Erfassung, insbesondere der axialen Bewegung der Radbremskomponenten, ergeben. Die Aufgabe des Messsystems besteht darin, die geometrischen Bedingungen bzw. Lageänderungen der Radbremskomponenten, d. h.

1. der Beläge
2. des Sattels
3. der Scheibe

in der on- und offbrake-Phase zu ermitteln. Die Bewegung ist essentiell für die Kenntnisse des Kontaktes zwischen Belag und Scheibe. Vorzugsbereich ist, durch die hier behandelte RBM-Problematik bedingt, die offbrake-Phase. Damit soll ein Beitrag geschaffen werden, wie sich während einer Umdrehung bzw. während eines definierten Zyklus, die Lageänderungen der Radbremskomponenten auf das RBM auswirken.

4.1.1 Anforderung an das Messsystem

Funktionelle Forderung

Für die Erfassung der Komponentenbewegungen ist die Verwendung einer Kombination aus marktüblichen berührend bzw. berührungslos arbeitenden Längenmessaufnehmern und einer konstruktiven Integration in die Radbremse denkbar. Daneben sind optische Tracking-systeme vorstellbar, die die Lage definierter Marker mit Hilfe von Kameras erfassen. Bei der Auswahl der Sensorsysteme sollte darauf geachtet werden, dass diese im Bereich der Bremsenentwicklung hinsichtlich ihrer Funktionsweise unter den gegebenen Einsatzbedingungen und der Messgenauigkeit anerkannt sind. Als Messabweichung werden hier maximal 2 μm , besser 1 μm gefordert. Die Genauigkeit ist entsprechend hoch anzusetzen, da gerade Verschleißvorgänge an der Bremsscheibe in ihrer Ausprägung, der geometrischen Abweichung, als gering anzusetzen sind. Da das Messsystem auch während der onbrake-Phase montiert bleiben soll, sind für den Betriebsbereich min. 200°C zu veranschlagen, um auch höhere Abbremsungen mit größerem Energieumsatz bzw. längere Bremsintervalle abzudecken. Für die weitere Beschreibung der Anforderungskriterien und deren Darstellung in tabellarischer Übersicht sowie der Auswahl eines geeigneten Messprinzips sei auf den Anhang

12.3, S. 155 verwiesen.

4.1.2 Umsetzung des Messkonzeptes

Für die Umsetzung erfolgt der Einsatz von kapazitiven Messaufnehmern. Generell werden die Sensoren dazu verwendet, gegenüber dem Befestigungspunkt, dem lokalen Koordinatenbasispunkt, die Bewegung der Radbremskomponente zu messen. Die beiden Sensoren zur Erfassung der inneren axialen Kolbenbelagbewegung sind am massiven Belagträger direkt befestigt. Aufgrund der beengten Platzverhältnisse kommen hier Miniaturaufnehmer mit einem Messbereich von 0 - 500 μm und einer Länge von 12 statt der üblichen 20 mm (Messbereich von 0 - 1000 μm) zum Einsatz. Die Sensoren zur Erfassung der axialen Sattelverschiebung sind am Gehäuse fixiert. Die Messgegenfläche ist das Befestigungselement der kolbenseitigen Belagsensoren (Abbildung 40).

Für die Erfassung der Belagbewegung messen die belagträgerfesten Sensoren gegen ein poliertes, mit der Rückenplatte verklebtes Metallplättchen, das gemäß dem kapazitiven Messprinzip die gegenüberliegende Plattenelektrode bildet (Abbildung 39). Im Shim ist hierfür eine Aussparung vorgesehen.

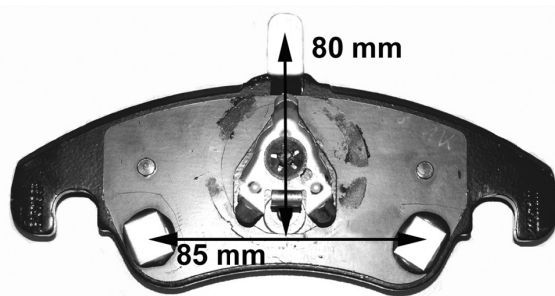


Abbildung 39: präparierte Belagrückenplatte einer beispielhaften Radbremse zur Erfassung des axialen Belagbewegungsverhaltens

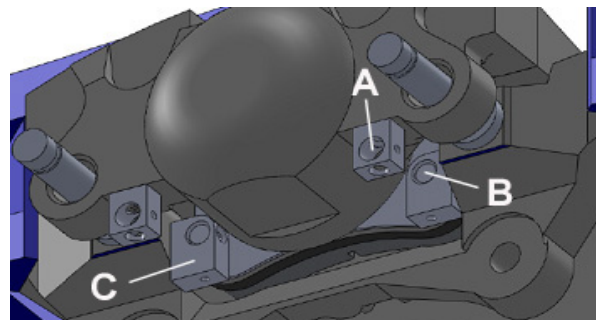


Abbildung 40: Sensorbefestigung an der Stirnseite der Radbremse; A: Befestigung Slidepin-Sensor, B: Befestigung innerer kolbenseitiger Sensor, C: Messoberfläche für Slidepin-Sensor

Sämtliche anderen radbremsseitigen Sensoren sind am Sensorbefestigungsgestell fixiert. Die Belagbewegung wird durch drei Sensoren erfasst, womit die Ermittlung eines radialen und tangentialen Winkels möglich ist. Abbildung 41 symbolisiert die Messanordnung und verdeutlicht den jeweiligen Sensorbasispunkt und die Messkontaktgegenfläche. Um anhand der Sensorverläufe Rückschlüsse auf das Bewegungsverhalten zu ziehen, ist eine Darstellung des Sensorsetups erforderlich, um den Anstieg bzw. das Abfallen des Sensorsignals mit einer Bewegungsrichtung der Radbremskomponenten in Relation zu setzen. Die Sensorbezeichnungen werden in Tabelle 18, S. 165 beschrieben. Aus der vorhergehenden Abbildung wird deutlich, dass ein ansteigendes Messsignal beispielsweise der kolbenseitigen Belagsensoren gleichbedeutend mit einer Bewegung des Belages zur Scheibe hin verbunden ist (zur Fahrzeugaußenseite).

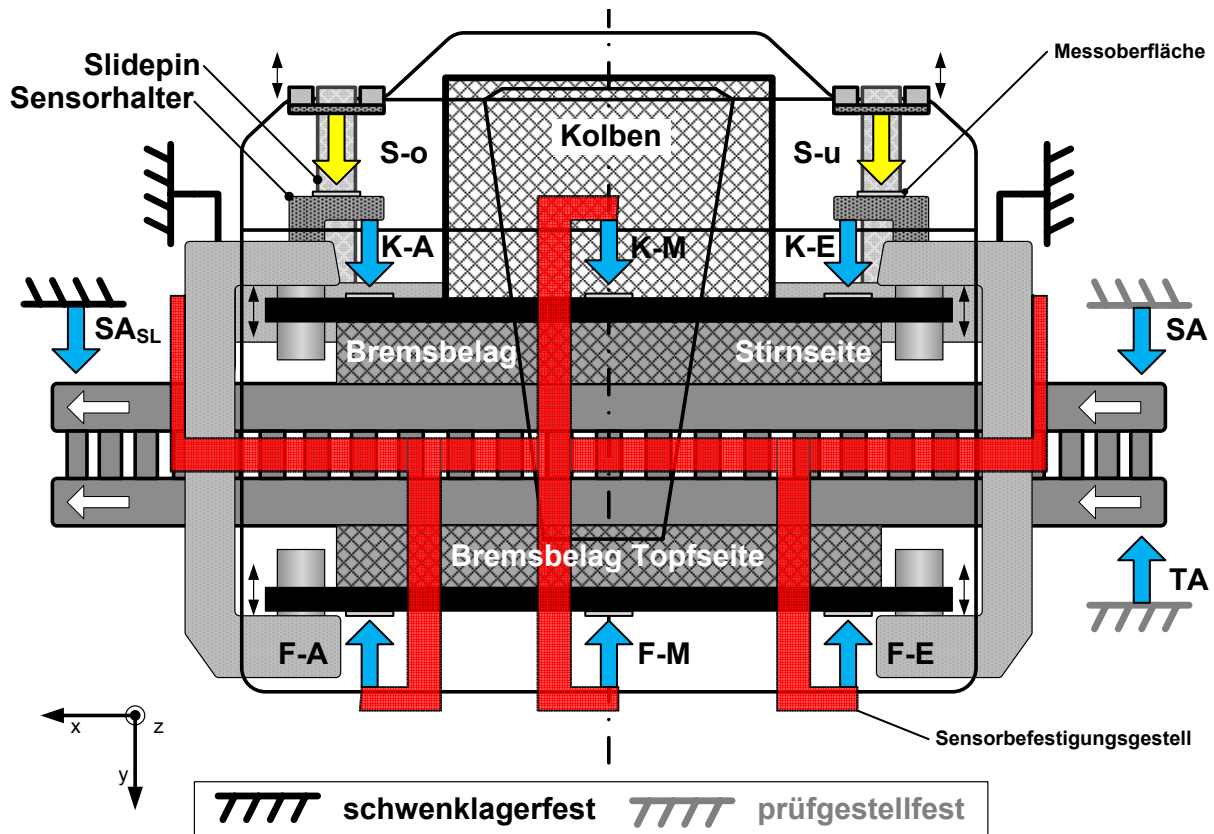


Abbildung 41: Erläuterung der Sensorsignalverläufe durch Darstellung der Sensorkonfiguration (für linke Bremse, Fahrrichtung in Richtung x-Achse)¹⁰

Dagegen deutet ein ansteigendes Messsignal der Slidepinsensoren auf eine Verschiebung des Sattels zur Fahrzeuginnenseite hin – d. h. der kolbenseitige Belag entfernt sich relativ gesehen von der Scheibe, der fingerseitige Belag dagegen nähert sich dieser an. Tabelle 12, S. 157 zeigt detailliert den vollständigen Zusammenhang zwischen dem Bewegungsverhalten und den Signalverläufen, insbesondere auch die daraus folgende Interaktion zwischen Belag und Scheibe. Die Sensoren zur Erfassung des ROs sind am Gestell des Prüfstandes befestigt und erfassen somit bei einer Bremsung auch die Verformung des gesamten Schwenklagerverbundes. Um diesen Nachteil zu umgehen, ist ein Sensor am Schwenklager in Höhe des äußeren Messradius direkt befestigt, um den RO zwischen Scheibe und Schwenklager zu detektieren (siehe Abbildung 42, rechts).

Durch die eben beschriebenen Angaben kann mit dem konzipierten Messsystem nun das Verhalten der Bewegungskomponenten nachvollzogen und für die Erklärung von Phänomenen, die im Zusammenhang mit dem RBM stehen, genutzt werden. Dies ist bedeutsam für die Erklärung von kurzfristigen Betrachtungen, z. B. während einer Umdrehung, aber auch während eines gesamten Zyklus. Die nachfolgende Abbildung 42 zeigt die praktische Umsetzung am Prüfstand.

¹⁰ Für eine übersichtliche Darstellung werden die Abstandssensoren auf dem inneren Scheibenradius nicht visualisiert.



Abbildung 42: Gesamtansicht des Messaufbaus Versuchsbremse 2 mit Messbrücke (Oval) und Lasersensorik (Kreis) [links]; Darstellung der Messpunkte Belagmitte [Mitte] und Messaufbau Versuchsbremse 1 (rechts); weiterer Sensor zur RO-Erfassung schwenklagerfest und Darstellung der nicht verschleißenden Lasermessbahn [rechts unten]; links unten: Rückansicht mit schwenklagerfestem Sensor

Bei der Erfassung des ROs wird jeweils direkt auch der Verschleiß der Reiboberfläche gemessen, der einen deutlichen Einfluss auf das Ergebnis haben kann. Um beispielsweise auch thermische Einflüsse auf den Einzelteilschlag der Scheibe zu bestimmen, ist die RO-Messung eines nichtverschleißenden Bereiches erforderlich. Hierbei kommen Sensoren nach dem Lasertriangulationsprinzip zum Einsatz (Abbildung 42 linke Seite, eingekreist). Der Messbereich beträgt $\pm 1000 \mu\text{m}$, der Messabstand 25 mm und der Lichtfleckdurchmesser zwischen 35 und 80 μm (Micro-Epsilon, Laser-Wegsensoren (Triangulation) 2010). Gemessen wird auf nicht verschleißenden Bahnen des Reibringes (Abbildung 42, unten rechts, markiert durch rote Punkte). Um das Messkonzept an dem vorhandenen Sattel umzusetzen, bedarf es einer geringfügigen mechanischen Bearbeitung des Sattels. So muss zur Messung der inneren Fingerbelagbewegung ein ca. 1,5 cm großer Rundausschnitt jeweils an der äußeren, linken und rechten Fingerkante ausgenommen werden. Zudem erfordert die Messung der mittleren Belagbewegung an der Fingerseite weiterhin einen vertieften Einschnitt in der Faustmitte. Um zu überprüfen, ob diese mechanischen Eingriffe Auswirkungen auf das Funktionsverhalten des Sattels, insbesondere dessen Steifigkeitseigenschaften, hat, wird eine mehrmalige Volumenaufnahme mit dem präparierten Sattel inklusive Messbrücke und mit dem Originalsattel durchgeführt. Als Ergebnis kann festgehalten werden, dass bei Vergleich der Ergebnisse keine signifikante Beeinflussung durch die Präparation zur Anpassung der Sensoren an die konstruktiven Bedingungen des Sattels erfolgt.

Das Messsystem per se ist generell durch die miniaturisierte Ausführung der Wegsensoren

mit jeweils individueller konstruktiver Anpassung an nahezu jedem Sattel anwendbar, unabhängig von der Radbremsanordnung am Radträger, d. h. vertikal vor bzw. hinter der Achse oder um einen definierten Winkel zur z-Achse versetzt. Für einen Radbremstyp (Versuchsbremse 2) erfolgte zudem eine simulative Optimierung und Überprüfung der Sensorbefestigungspunkte am Belaghalter und der Messbrücke.

4.1.3 Einführende Auswertung

Mit der Auswertung der Messdaten der Abstandssensoren lassen sich Rückschlüsse auf das Bewegungsverhalten der Beläge und des Sattels gegenüber dem als Bezugspunkt fungierenden, gestellfesten Bremsbelaghalter ziehen. Durch die Verwendung von jeweils drei Sensoren pro Belag kann die Bewegung einer angenäherten Ebene, der Bremsbelagoberfläche, bestimmt werden. Abbildung 43 zeigt hierzu die Abstandänderung von innerem ein- und auslaufseitigem Messpunkt und dem mittleren, am äußeren Belag liegenden, Messpunkt, jeweils für die Kolben- und Fingerseite (Nomenklatur siehe Tabelle 18, S. 165).

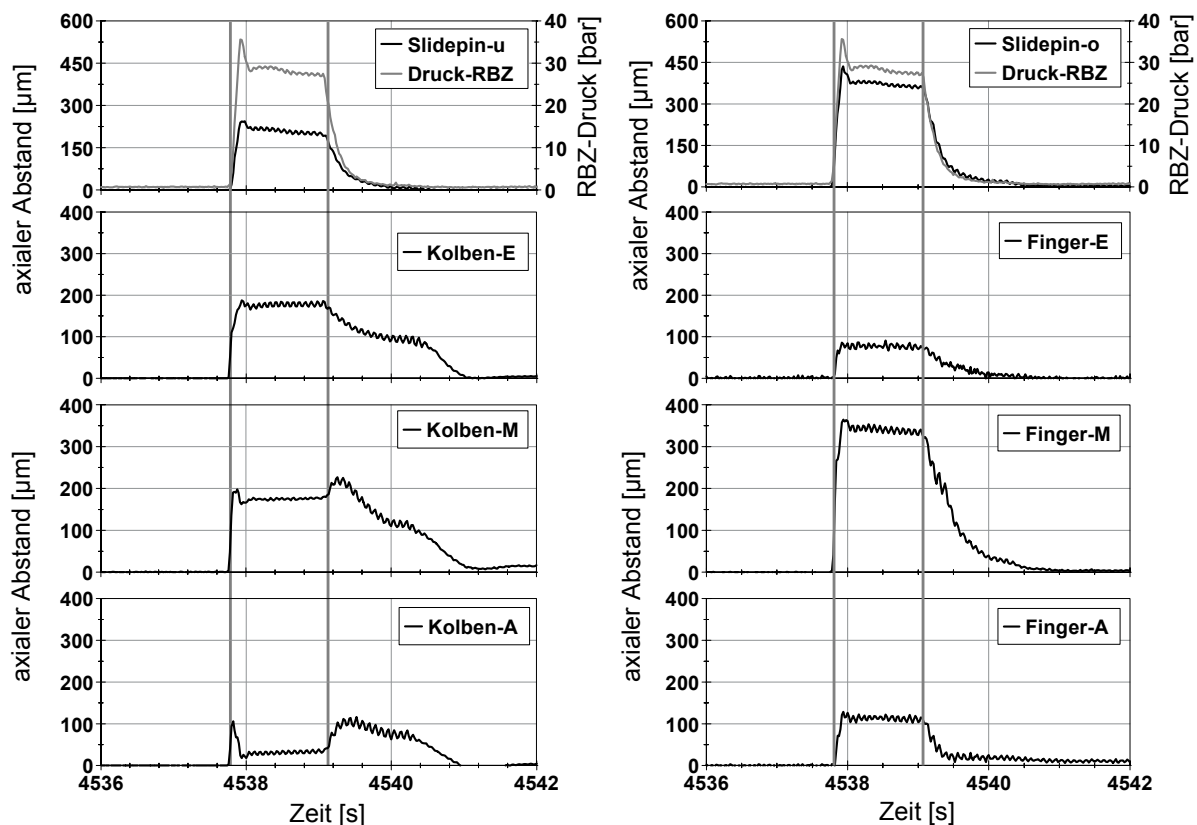


Abbildung 43: Darstellung der Sensorverläufe der axialen Bremskomponentenbewegung

Daneben sind noch die Bewegungen der Slidepins aufgeführt. Aus diesen Sensordaten kann weiterhin die Verkippung z. B. des Sattels berechnet werden. Der auslaufseitige Slidepin-Messwert ist mit ca. 400 μm in etwa doppelt so hoch wie der auf der Einlaufseite. Abbildung 43 zeigt sämtliche aufgenommenen Bremskomponentenbewegungen während einer Bremsung. In Abbildung 44 sind die Sensorverläufe für den inneren, kolbenein- und auslaufseiti-

gen Sensor dargestellt. Daneben ist der Verlauf für den unteren Slidepin (einlaufseitig) visualisiert, der die Axialverschiebung des Sattels erfasst. Deutlich zu erkennen ist die Oszillation der Werte des Kolbenseitigen Belages vor der Bremsung mit einem Peak-to-Peak-Delta von ca. $15\ \mu\text{m}$ (gemessen im Intervall, das von den beiden grauen Linien begrenzt wird). Nach der Bremsung verringert sich die Schwankung auf ca. $2\ \mu\text{m}$. Gleichzeitig fällt auf, dass der Sattel sich nach der Bremsung um ca. $70\ \mu\text{m}$ in Richtung Stirnseite verschoben hat. Diese axiale Verschiebung hat zur Folge, dass der kolbenseitige Belag, der über Federklammern mit dem RBZ-Kolben und folglich mit dem Sattel verbunden ist, von der Scheibe wegbewegt wird und scheinbar keine mechanische Anregung durch den RO mehr erfährt (siehe hierzu nochmals Erläuterung zur Bremskomponentenbewegung Anhang 12.4, S. 157).

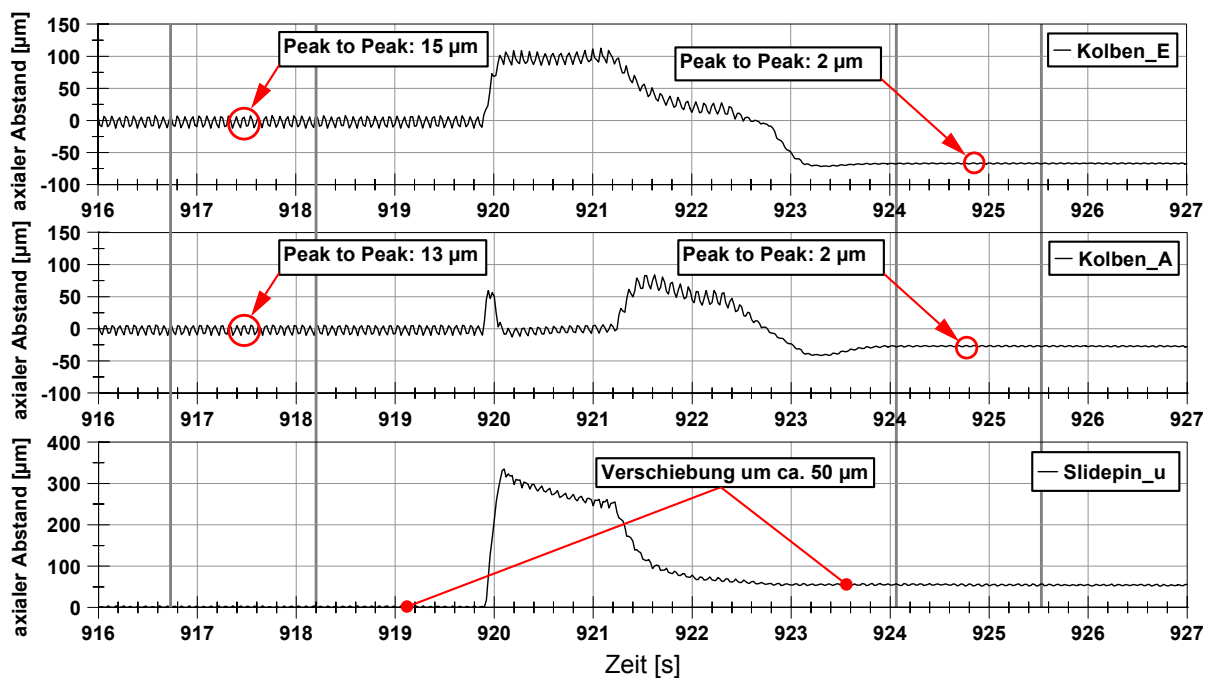


Abbildung 44: Darstellung der Messwertverläufe der Bremskomponenten (1Br: 1. Bremsung im offbrake-Zyklus)

4.1.4 Konzeption eines Auswertesystems zur Visualisierung der Bremskomponentenbewegung

Für eine schnelle, aussagekräftige Darstellung des komplexen Bewegungsverhaltens der Radbremskomponenten eignet sich die gezeigte Visualisierungsform nur bedingt, insbesondere für nicht mit der Thematik vertraute Betrachter. Das Ziel besteht demnach darin, ein simplifiziertes Modell einer Radbremse aus Scheibe, beiden Belägen und Bremssattel zu erzeugen, anhand dessen das komplexe Bewegungsverhalten nachverfolgt werden kann. Es wäre demnach sehr vorteilhaft, das Zusammenspiel der Bewegungen in einer Animation zu visualisieren. Mit der als Freeware erhältlichen Animationssoftware POV-Ray (Persistence of Vision Raytracer) können relativ einfach dreidimensionale Grafiken mit dem Rendering-Verfahren Ray-Tracing erzeugt werden. Mit POV-Ray werden Motivbilder generiert, indem

Objekte mit Beleuchtung, diversen Effekten und einer bestimmten Kameraposition definiert werden. Die sich aus den aufgezeichneten Sensor-Daten ergebenden Translationen und Rotationen können auf diese Weise sichtbar gemacht werden. Die Software arbeitet die Datenkanäle schrittweise ab und erzeugt oder rendert Einzelbilder. Diese Einzelbilder werden in einem weiteren Bearbeitungsschritt zu einer Filmsequenz zusammengefasst. Das Radbremsmodell per se besteht aus einfachen, geometrischen Körpern. Abbildung 45 zeigt die Visualisierung. Der Sattel ist hierbei lediglich durch einen Rahmen symbolisiert.

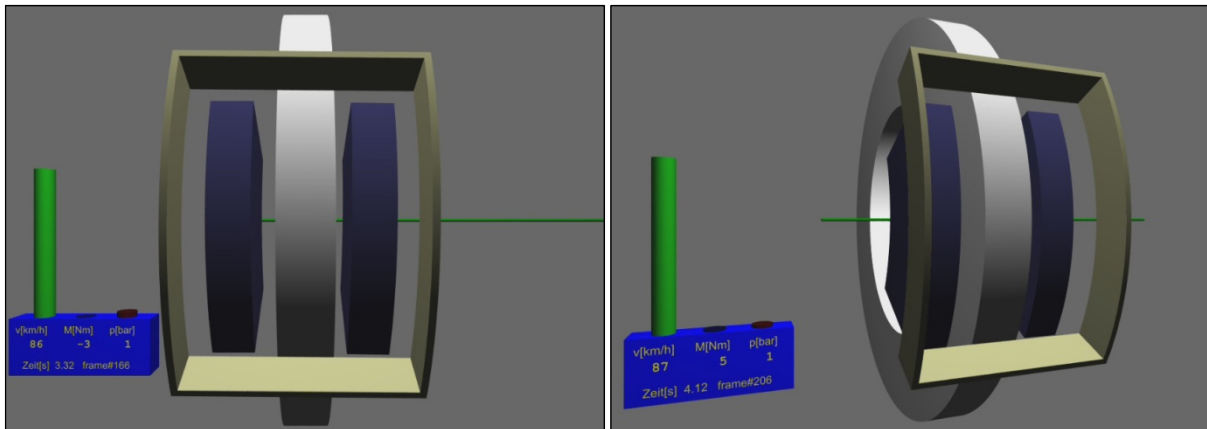


Abbildung 45: Darstellung des vereinfachten visualisierten Radbremsmodells (frontal/schräg)

4.1.5 Überprüfung der Messsicherheit des Messprinzips

Zur Überprüfung der Messgenauigkeit des Messprinzips (d.h. der Erfassung der Belagbewegung und der Ableitung des Lüftspiels daraus auf der Rückseite des Belages) wurde eine eingelaufene Bremsscheibe auf der Topf- und Stirnseite mit jeweils ca. 1 cm breiten, über die gesamte Reibringbreite reichenden, aufgalvanisierten Kupferstreifen versehen. Die Kupferstreifen verfügen dabei jeweils über eine Dicke von 10, 20 und 30 μm (Abbildung 46).

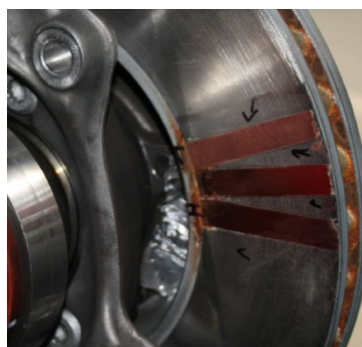


Abbildung 46: Darstellung der aufgalvanisierten Kupferstreifen

Ein Vergleich zwischen Lüftspielgröße und Stärke der Schicht nach einer Rotation der Scheibe ergibt eine sehr gute Übereinstimmung von gemessenem Lüftspiel und durch die Rotation beschädigte Oberfläche der Kupferschicht. Der rechnerische Lüftspielwert ergab 15 μm Abstand zur Scheibe. Bei der Begutachtung der Oberflächen zeigte sich eine Be-

schädigung bei 20 µm Schichtdicke, bei 10 µm dagegen waren keinerlei Abriebspuren zu erkennen.

4.2 Lüftspielneubewertung

4.2.1 Definition des Lüftspiels

Das Lüftspiel nach bisheriger Definition ist der minimale Abstand zwischen Scheibe und Belag, der sich an einem bestimmten Punkt auf der Belagoberfläche befindet (Kapitel 2.3.2, S. 16). Dieses Lüftspiel ändert sich in räumlichen und zeitlichen Dimensionen insbesondere durch Verschleiß der Beläge und den RO der Scheibe. Kapitel 4.1.2, S. 44 beschreibt konsequenterweise den Einsatz von drei Sensoren pro Belag, d. h. hierdurch lässt sich sowohl ein Durchschnittswert aus den drei Sensoren bilden als auch die Angabe eines Winkels in tangentialer und radialer Richtung.

4.2.2 Berechnung des Lüftspiels

Für eine exakte Messung des Lüftspiels müsste jeweils direkt der Abstand zwischen der Belagoberfläche und der Scheibe ermittelt werden, wozu der Messausgangspunkt des Abstandssensors auf die Belagoberfläche zu beziehen wäre. Voraussetzung hierfür wäre ein in den Belag integrierter Sensor, der den Verschleiß der Belagoberfläche kompensiert und kontinuierlich den Bezugspunkt (aufgrund des Verschleißes) variiert. Da ein derartiges Messprinzip mit bekannten, im Prüfstandbetrieb zuverlässigen Wegmesssensorprinzipien nur mit unverhältnismäßigem Aufwand zu realisieren wäre, wird das Lüftspiel bei jeder Bremsung durch Messung der axialen Abstandänderung zwischen Belaghalter und Rückenplatte als Vergleich der offbrake- und Beginn der onbrake-Phase abgeleitet (siehe Abbildung 47). Hierbei wird ein Messwert A eines beispielhaften Sensors in der offbrake-Phase kurz vor einer Bremsung im Intervall $t_{vB1} - t_{vB2}$ als arithmetisches Mittel erfasst und anschließend vom Wert B_1 bzw. B_2 zu Beginn der onbrake-Phase während eines definierten Zeitpunktes t_1 oder t_2 bei einem definierten RBZ-Druck B_{p1} bzw. B_{p2} zum Zeitpunkt t_1 bzw. t_2 ermittelt. Das Lüftspiel eines bestimmten Belagsensors BS berechnet sich folglich zu

$$\text{Lüftspiel}_{BS} = \text{Messwert}(B_{px}) - \text{Messwert}(A_{arith.M.bei t_{vB1}-t_{vB2}}) \quad (4.1)$$

Zur Fehlerminimierung und zum Ausgleich der RO-bedingten Schwingungen wird der Mittelwert aus 250 Werten gebildet, dies entspricht in der offbrake-Phase einem Messintervall $t_{vB1} - t_{vB2}$ von 5 s.

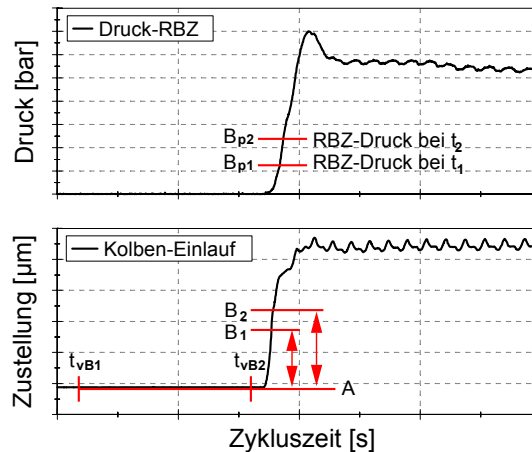


Abbildung 47: Ableitung des Lüftspiels aus Differenzabstandsmesswerten bei definierten RBZ-Druckwerten

4.2.3 Festlegung des Auswerte-Radbremdruckles

Mit dem axialen Bremskomponentenbewegungsmesssystem lässt sich die Anlegephase der Beläge an die Scheibenreibfläche detailliert analysieren und somit definierte, charakteristische RBZ-Auswertedrucke (B_{p1} oder B_{p2} aus Abbildung 47) ermitteln bzw. festlegen (siehe hierzu Abbildung 48). Dargestellt sind hierbei mehrere charakteristische Größen wie RBZ-Druck (inklusive berechneter Kolbenkraft), Reibmoment, durchschnittlicher Kolbenverfahrweg und – abgeleitet – Kolbengeschwindigkeit (Mittel aller drei Sensoren), der axiale Sattelabstand und der radiale Winkel des fingerseitigen Belages und die radbrennsbezogene friktionale Effektivität. Letztere ist ein Maß für die Reibmomentgenerierung je bar RBZ-Druck. Dargestellt ist zudem deren normierter Verlauf (gekennzeichnet mit „n“ am Ende). Es sind vier charakteristische Phasen, die zu Beginn einer Bremsapplikation durchlaufen werden, unterscheidbar:

Tabelle 1: Beschreibung charakteristischer Phasen zu Bremsapplikationsbeginn anhand einer Beispielbremse

Phase	Beschreibung	Druckbereich
1	Druckaufbau mit Beginn der kolbenseitigen Belagbewegung	ab Überdruck
2	Anlegen des kolbenseitigen Belages	ca. 1 bar
3	Beginn des Anlegens des fingerseitigen Belages	1 bis 2 bar
4	Vollständige geometrische Anlage des fingerseitigen Belages	ca. 6 bar

Phase 2 lässt sich durch die Analyse des kolbenseitigen Wegsignals bestimmen. Ab diesem Zeitpunkt ist eine deutliche Änderung im Anstieg der Wegkurve zu verzeichnen. Gleichzeitig erfolgt eine signifikante Änderung des Anstiegs der RBZ-Druckkurve. Ein weiteres Indiz ist der erkennbare Beginn einer axialen Sattelbewegung. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass das lokale minimale Lüftspiel auf der Kolbenseite überwunden ist.

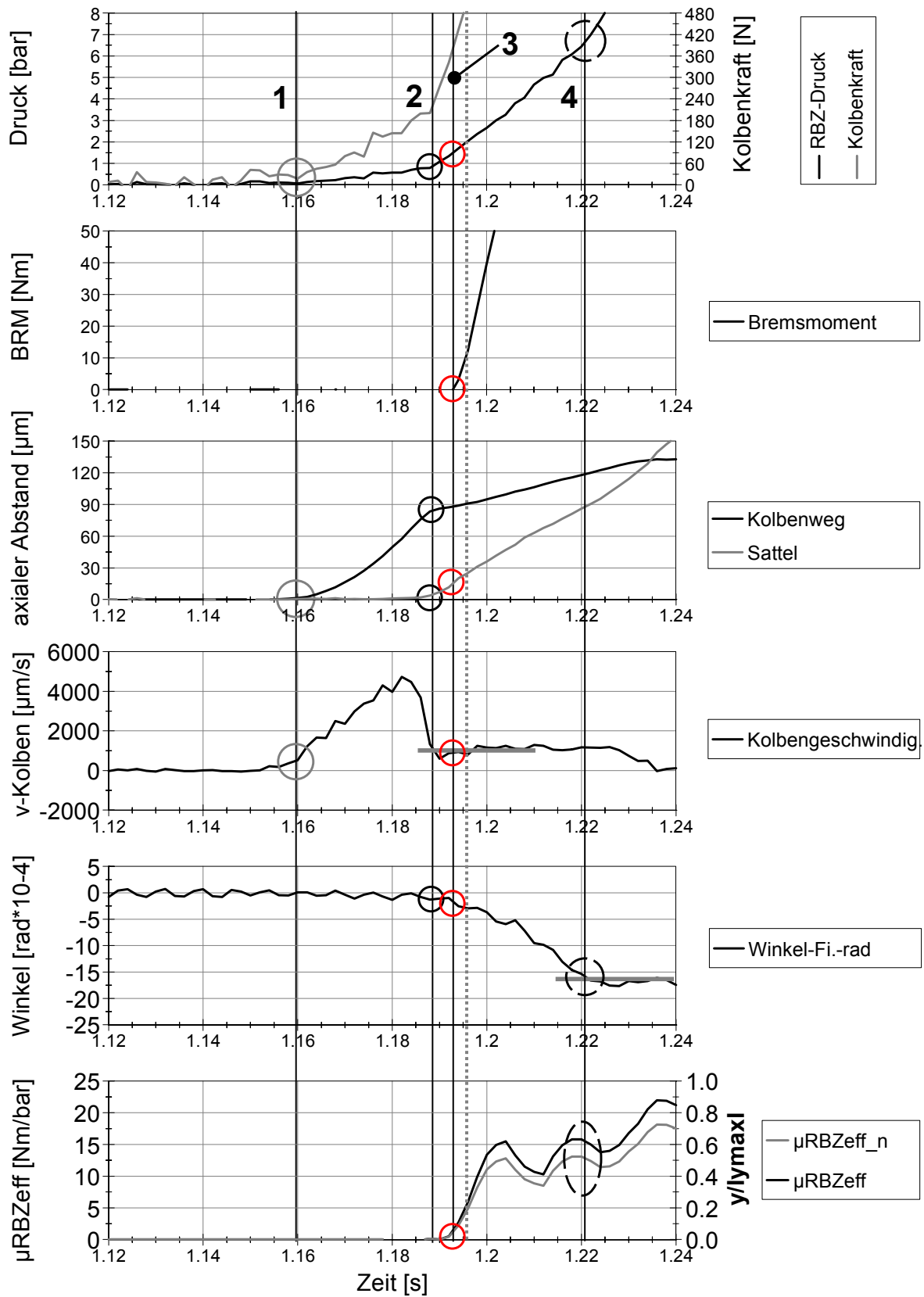


Abbildung 48: Bestimmung des Auswertebremsdruckes zur Lüftspielermittlung

Phase 3 beginnt ab einem Bremsdruck von ca. 1,5 - 1,7 bar. Charakteristisch für diese Phase ist eine Änderung der Steigung der Sattelwegkurve und ein gleichmäßiger Anstieg der Kolbenwegkurve. Weiterhin ist eine signifikante Erhöhung des Bremsmomentes und damit

einhergehend der friktionalen Effektivität kennzeichnend. Gleichzeitig ist der Beginn des Anlegens des fingerseitigen Belages zu erkennen, was sich durch eine zunehmende Änderung des radialen Winkels des Belages zeigt. Ab diesem Zeitpunkt kann von einem Anlegen des fingerseitigen Belages und somit einer Überwindung des minimalen lokalen fingerseitigen Lüftspiels ausgegangen werden. Ab einem RBZ-Druck von ca. 6,5 bar ist von einem nahezu vollständigen geometrischen Anlegen der Fingerseite auszugehen, da ab hier zunächst keine wesentliche Änderung des radialen Winkels zu verzeichnen ist. Die radbremsbezogene friktionale Effektivität erreicht zu diesem Zeitpunkt ca. 50 % bzw. ca. 15 Nm/bar. D. h. der Reibwert in der Kontaktzone ist erst zur Hälfte ausgebildet. Der ganze Vorgang spielt sich bei dieser Lüftspielgrößenordnung in einem Bereich von ca. 55 ms ab. Nach weiteren 25 ms ist eine Effektivität von 80 % erreicht, das Maximum (100 %) dann gegen Ende der Bremsung. Abbildung 49 visualisiert die einzelnen Phasen durch Betrachtung der Bremskomponentenstellung. Der Index K_{Sm} bzw. F_{Sm} deutet an dieser Stelle auf ein mittleres Lüftspiel (aus den drei Belagsensoren) auf Kolben- oder Fingerseite.

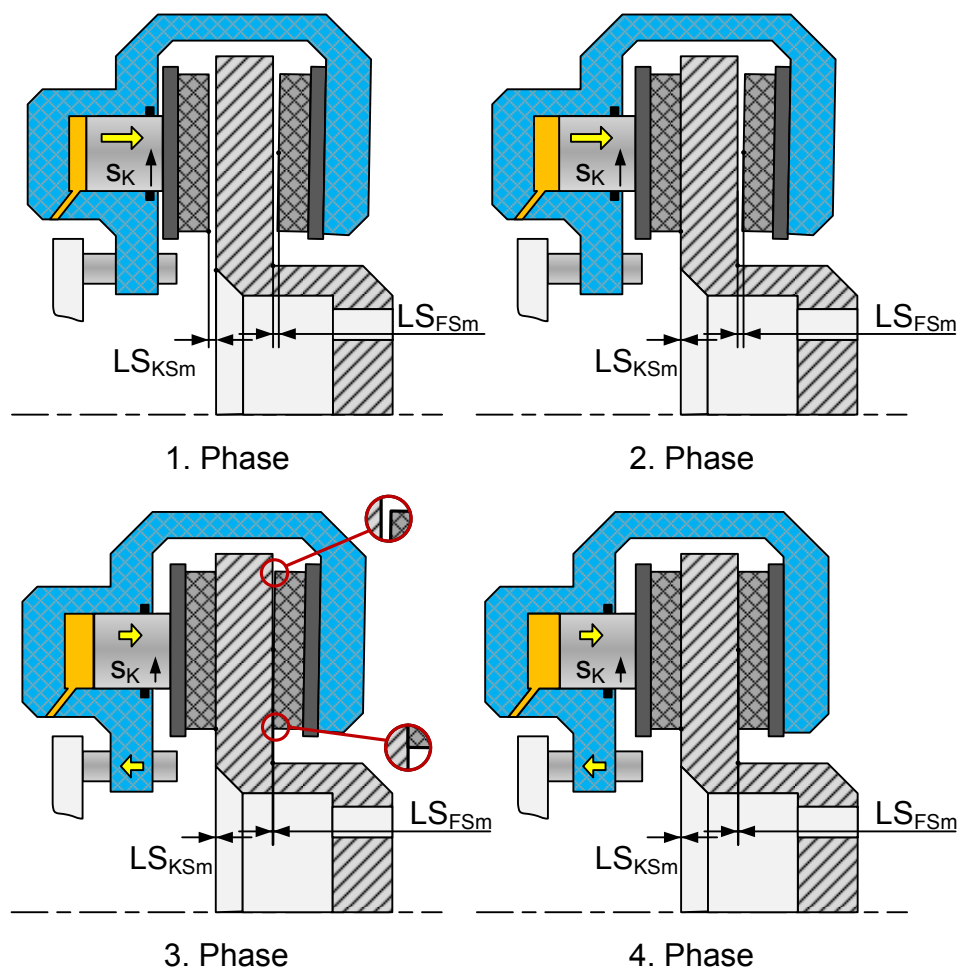


Abbildung 49: Visualisierung der Zustellbewegung des kolben- und fingerseitigen Belages zur Überwindung des Lüftspiels

Die Auswertungen haben gezeigt, dass der Begriff Lüftspiel als dynamisch veränderliche Größe aufzufassen ist und nicht mit einem konkreten Wert abgegrenzt werden kann. Gene-

rell ist die Anlegephase der Beläge einer Schwimmsattelbremse an die Reibfläche der Scheibe in folgende grundsätzliche Phasen einteilbar:

1. Phase: Zustellung des Kolbens bzw. kolbenseitigen Belages
2. Phase: Kontakt zwischen Scheibe und kolbenseitigem Belag mit Beginn der Sattelverschiebung
3. Phase: Beginn des Kontaktes des fingerseitigen Belages mit der Scheibe
4. Phase: Vollständiger Kontakt zwischen kolben- und fingerseitigem Belag und Scheibe

Welcher jeweiliger RBZ-Druck für diese Phasen charakteristisch ist, hängt von konstruktiven und geometrischen Bedingung der entsprechenden Radbremse ab. Für Phase 1 und 2 sind die Haupteinflussfaktoren der zur Überwindung des momentanen minimalen Lüftspiels erforderliche Kolbenweg in Kombination mit der Kolbendichtringsteifigkeit (sowie der Kolbendurchmesser) und die Reibkraft zwischen Belagrückenplatte und Belagführung. Daneben spielt die konstruktive Ausgangsstellung zwischen Belag- und Scheibenoberfläche eine Rolle, d. h. die radiale und tangential Winkelstellung beider Komponenten. Bei Abweichung wird erst eine höhere Anpresskraft ein gleichmäßigeres Anliegen bewirken. Den gleichen Effekt bedingt das Verschleißmuster des Kolbenbelages. Ungleichmäßiger Verschleiß in radialer und tangentialer Richtung führt dazu, dass zunächst nur ein Teilbereich des Belags an der Scheibe anliegt. Erst bei höheren RBZ-Drücken erfolgt ein vollständiges Anliegen durch Überwindung von Elastizitäten der Belagführung. Während Phase 3 und 4 sind vorrangige Einflussgrößen die axiale Steifigkeit (oder Reibkraft) der Sattellagerung in Verbindung mit der Auslenkung durch das momentane fingerseitige Lüftspiel. Daneben spielen äquivalent der Kolbenseite die konstruktive Ausgangsstellung des fingerseitigen Belages sowie der Verschleiß in radialer und tangentialer Ausdehnung eine Rolle. Durch die verschleißbedingte Lüftspieländerung ist der entsprechende Anlegedruck für die jeweiligen Phasen Änderungen unterworfen.

Bisherige Definitionen haben ein lokales minimales Lüftspiel beschrieben. Bei gedachter Parallelität von Belag- und Scheibenreiboberfläche besteht nach Überwindung des minimalen Lüftspiels ein vollständiger Reibkontakt zwischen Belag und Scheibe auf der jeweiligen Radbremsseite. Der Übergang zwischen der Überwindung des minimalen lokalen Lüftspiels sowie des weiteren „Luftspaltes“ bei nicht paralleler Stellung der Oberflächen von Scheibe/Belag und dem Beginn des Wirkens von Elastizitäten bei der Anlage der Belagmatrix auf der Scheibenoberfläche ist als fließend anzusehen. In der Konstruktionslehre wird Spiel nach dem ISO-Passsystem als „positive Differenz der Maße von Bohrung und Welle“ (Matek, et al. 1995) verstanden, d. h. als positive Differenz der Maße von der Innen- und Außenfläche zweier miteinander formschlüssig zu verbindenden Bauteile. In diesem fertigungstechnisch geschaffenen Freiraum kann sich das betreffende Bauteil (mit der tolerierten Außenfläche)

dann ohne wesentlichen Kraftaufwand bewegen. Diese Definition kann auf das technische System Radbremse übertragen werden. Die Scheibe kann (in Grenzen) zwischen den beiden Belägen ohne Reibkontakt bewegt werden bzw. die Beläge könnten zwischen der radbremsseitigen Belaganlagefläche und der Scheibenoberfläche nahezu kraftlos bewegt werden, bis das Spiel, in diesem Sinne das kleinste lokale Lüftspiel, überwunden ist. Bei Nichtparallelität zwischen Belag- und Scheibenoberfläche ist jedoch weiterhin ein Spalt oder Freiraum vorhanden, der erst bei höheren RBZ-Drücken überwunden wird. Bei dem verwendeten Messsystem kann dieser Zustand beispielsweise durch eine weitere detektierte Zustellung des äußeren Belagsensors beschrieben werden, nachdem die innere Seite bereits anliegt. Für die weitere Beurteilung ist daher die Angabe von radialer und tangentialer Winkelstellung des Belages zur Scheibe für eine definiertere Betrachtung und Beurteilung des zu erwartenden Verhaltens der Radbremse bei Änderung der Randbedingungen (z. B. dynamischer RO) von Interesse (siehe Kapitel 4.2.4). Außerdem ist die Berücksichtigung einer weiteren Größe für die Evaluierung des offbrake-Verhaltens erforderlich – die Spaltgröße (nach Überwindung des kleinsten lokalen Lüftspiels). Dieser Spalt oder Freiraum muss vom Belag (bzw. dessen Oberfläche) weiterhin überwunden werden. Die Definition widerspricht jedoch prinzipiell der Definition des Begriffes Spiel. Daher wird in der weiteren Arbeit ein zusätzlicher Kennwert eingeführt, der prinzipiell den Raum zwischen dem gelüfteten Belag und der Scheibenoberfläche beschreibt. Dieser Raum soll als Lüftvolumen bezeichnet werden (siehe Kapitel 4.2.4).

Für den weiteren Verlauf der Arbeit wird zur Auswertung des Lüftspiels ein RBZ-Druck von 2 bar festgelegt (siehe grau gestrichelte Linie in Abbildung 48, S. 52). Bei diesem Wert ist in jedem Fall das kolbenseitige Lüftspiel überwunden, die Fingerseite liegt innen an und es erfolgt die weitere geometrische Anlage an die Scheibenreibfläche. Zudem steigen das Reibmoment und die friktionale Effektivität ab diesem Druckwert erheblich. Der Übergang zwischen der Überwindung des Lüftspiels und detektierten Elastizitäten ist fließend, weshalb der Schwellwert von 2 bar eventuelle Streuungen beinhaltet und somit einen guten Kompromiss darstellt.

4.2.4 Einführung neuer RBM-Kennwerte: Lüftvolumen und Eingriffswinkel

Lüftvolumen

Die Darstellung des Lüftvolumens visualisiert Abbildung 50. Das Lüftvolumen beschreibt den realen „Freiraum“ zwischen Belag und Scheibe. Das Lüftvolumen wird auf Basis eines räumlichen Bereichsintegrals aus der Reibbelaggrundfläche und der Ebene, die durch die kartesischen Sensorkoordinaten sowie die bei einem definierten Auswerte-Bremsdruck ermittelten „Lüftspielwerte“ der drei jeweiligen Belagsensoren berechnet (4.2).

$$V_{LV} = \iiint_V f(x, y, z) dx dy dz \quad (4.2)$$

Die Herleitung der Berechnungsvorschrift ist im Anhang, Kapitel 12.5, S. 157 nachzuvollziehen. Das Lüftvolumen und -spiel bei unterschiedlichen RBZ-Drücken zeigt Abbildung 154, S. 162 und Abbildung 101, S. 94.

Die Größe des Lüftvolumens ist im Gegensatz zum Lüftspiel schwerer zu bewerten und zu beurteilen, weshalb aus Gründen der Verständlichkeit der Lüftspielwert weiterhin verwendet wird. Statt der Definition „kleinstes lokales Lüftspiel“ soll im weiteren Verlauf der Arbeit das Lüftspiel als Mittelwert der axialen Zustellung aller drei Belagabstandssensoren beschrieben werden.

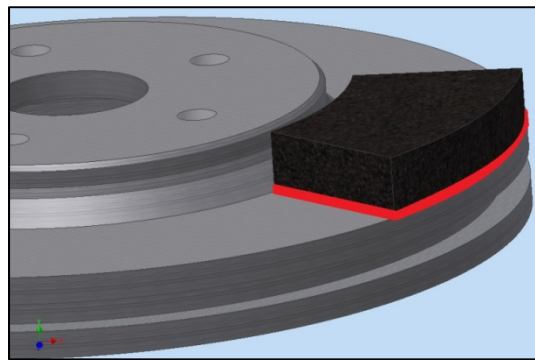


Abbildung 50: Visualisierung des Lüftvolumens

Eingriffswinkel

Die Überlegungen zum Lüftspiel haben gezeigt, dass die Betrachtung der Winkellage des Belages zur Beurteilung der Überwindung des lokal kleinsten Lüftspiels von Bedeutung ist. Durch die konstruktiven Eigenschaften und geometrischen Toleranzen der Radbremse, Spiel in den Führungen der bewegten Radbremsteile und (primär) durch Verschleiß der Beläge bzw. der Scheibe kommt es im Verlauf eines Testzyklus zu einer abweichenden Winkellage der Beläge in Bezug zur Scheibenreiboberfläche.

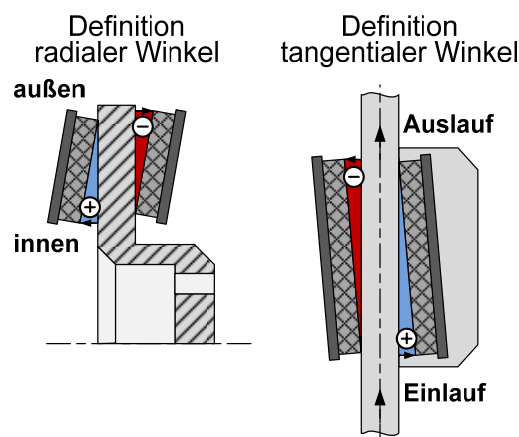


Abbildung 51: Definition der Eingriffswinkel zwischen Belag und Scheibe

Welcher Bereich des Belages bei einer Änderung des dynamischen ROs zuerst im „Eingriff“ steht, lässt sich durch die Angabe des Eingriffswinkels ermitteln. Die mathematisch positive bzw. negative Definition der Winkellage der Beläge in tangentialer und radialer Richtung werden gemäß Abbildung 51 definiert. Die Berechnung der Winkel erfolgt dementsprechend, dass eine größere Zustellung des Belages an der Einlaufseite als positiv, an der Auslaufseite als negativ dargestellt wird. In radialer Richtung deutet ein positiver Winkel auf eine höhere Zustellung des Belages an der Innenseite, ein negativer an der Außenseite hin. Die Berechnung erfolgt durch einfach geometrische Winkelbeziehungen. Ergebnisse zur Darstellung der Winkellage zeigt Abschnitt 5.7, S. 93.

4.3 Messprinzip zur Erfassung der Axialkräfte in Radbremsen

4.3.1 Grundlagen zur Axialkraftmessung in Radbremsen

Die Erfassung der Axialkräfte in der Radbremse ist von essentieller Bedeutung für das Verständnis des Funktionsverhaltens der Radbremse und insbesondere zur Analyse relevanter Fragestellungen im Bereich NVH. Mit der gemessenen Eingangsgröße hydraulischer Druck in der onbrake-Phase und der Ausgangsgröße Bremsmoment wird mit der Annahme konstanter Werte für η und r_{eff} der Reibwert μ_B zwischen Belag und Scheibe bestimmt (siehe nachfolgende Gleichung).

$$M_B = \mu_B * 2 * A_{KRZ} * p_{RBZ} * \eta * i_k * r_{\text{eff}} \quad (4.3)$$

η und r_{eff} unterliegen jedoch auch dynamischen Änderungen, weshalb eine konkrete Ermittlung des Reibwertes μ_B nicht möglich ist. Durch Bestimmung des Kraftangriffspunktes und des Betrages der Normalkraft zwischen Belag und Scheibe während einer Bremsung reduziert sich der Fehler der Reibwertberechnung um 75 % (Degenstein 2007). Einen Überblick über bekannte Messmethoden zur Erfassung der Kontaktnormalkräfte zeigen (Degenstein 2007) und (Janke 2008). Während statische Messverfahren sinnvolle Informationen über die Kraftverteilung zwischen Belag und Scheibe bei RBZ-Druckerhöhung liefern, sind diese für eine Erfassung der Kontaktnormalkräfte für RBMe nicht geeignet. RBMe entstehen durch Interaktion von Lüftspiel und dynamischen RO, weshalb hierfür eine Scheibendrehung erforderlich ist. In 3.1, Motivation und Forschungsbedarf, wurde bereits dargelegt, dass für eine Erfassung der Kontaktnormalkräfte im Größenordnungsbereich eines RBMs, die auch zu Verschleiß führen, ein entsprechendes dynamisches Messsystem erforderlich ist.

4.3.2 Anforderung an das Messsystem

Funktionelle Forderung

Die Aufgabe des zu konzipierenden Messsystems ist primär die Erfassung der wirkenden Kontaktnormalkräfte zwischen Belag und Scheibe in der offbrake-Phase. Reale RBMe sind

in Größenordnungen bis etwa 20 Nm realistisch. (Yinsan 1984) hat hierzu Untersuchungen an gebrauchten Radbremsen durchgeführt (siehe Abbildung 30, S. 27). Auflösungen sind hier mindestens im Einprozentbereich, besser mit einem halben Prozent zu realisieren. Für eine deutlich verbesserte Handhabbarkeit und ein erweitertes Einsatzspektrum ist dies auch für die onbrake-Phase anzustreben. Untersuchungsrelevanter Betriebsbereich in der onbrake-Phase ist vorzugsweise der rubbelkritische Bereich bis 20 bar RBZ-Druck (Bittner 2006) oder einer Verzögerung von 10 - 30 %, in Ausnahmefällen bis ca. 40 % (Heidrich 2009). Im Folgenden soll aus diesen Eckdaten die Größe mit der zu rechnenden Normalkraft abgeschätzt werden (angenommen $\mu = 0,45$, $d_{\text{KRBZ}} = 57 \text{ mm}$, $r_{\text{eff}} = 0,13 \text{ m}$): für das RBM (offbrake) das Auflösungsvermögen, für die onbrake-Messung der maximale Betrag der zu erfassenden Zuspannkraft.

Auflösungsvermögen:

$$RBM = F_N * \mu * r_{\text{dyn}} \Rightarrow F_N = \frac{RBM}{\mu * r_{\text{eff}}} \quad (4.4)$$

Für $RBM = 0,2 \text{ Nm}$: $F_N = \underline{3,42 \text{ N}}$; für $RBM = 0,1 \text{ Nm}$: $F_N = \underline{1,71 \text{ N}}$;

Maximaler Kraftbetrag:

$$F_{N\text{max}} = p_{\text{RBZ}} * A_{\text{KRBZ}} = p_{\text{RBZ}} * 10 * \frac{d_{\text{RBZ}} * \pi}{4} \quad (4.5)$$

Für $p_{\text{RBZ}} = \text{max. } 30 \text{ bar}$ und $d_{\text{RBZ}} = 57 \text{ mm}$: $F_N = 7655 \text{ N}$

Die Messung der Umfangskraft ist nicht beabsichtigt. Die Messung der Normalkraft soll direkt im Kraftfluss erfolgen, wobei die mechanischen Eigenschaften der Bremse nicht oder nur minimal geändert werden sollen. Neben der statischen bzw. quasistatischen Kraftmessung ist auch eine dynamische Messung im Frequenzbereich bis ca. 400 Hz wünschenswert, eine charakteristische Frequenz, die nach (Bittner 2006) als Obergrenze für das Rubbelphänomen angesehen wird. Für eine Verteilung der Spannkraft sind mindestens vier Messpunkte zu realisieren. Der Gesamtmessfehler sollte um Größenordnungen kleiner sein als die erfassten Kraftunterschiede. Weiterhin soll eine Kraftmessung differenziert für die Kolben- und Fingerseite erfolgen. Für die weitere Beschreibung der Anforderungskriterien und deren Darstellung in tabellarischer Übersicht sei auf den Anhang 12.6, S. 160 verwiesen.

4.3.3 Umsetzung des Kraftmesssystems auf Basis piezoelektrischer Kompositsensoren

Sensorgrundlagen

Das in dieser Arbeit verwendete Kraftmesssystem basiert auf dem piezoelektrischen Sensorprinzip. Dieser Effekt beruht darauf, dass bestimmte Quarze unter mechanischem Druck elektrische Ladungen erzeugen. Neben den natürlichen piezoelektrischen Materialien wie Quarz und Turmalin gibt es auch synthetisierte Keramiken wie z. B. Blei-Zirkonium-Titanat

(PZT). Durch die keramische Struktur sind die Elemente bezüglich ihrer mechanischen Eigenschaften spröde, bruchempfindlich und somit schlecht handhabbar. Umgangen werden kann dieser Nachteil, in dem viele kleine Sensorelemente aus PZT-Keramik in einem Füllstoff bzw. einer Matrix eingebunden sind, beispielsweise in Epoxidharz, wie die hier verwendeten Sensorelemente (Janke 2008).

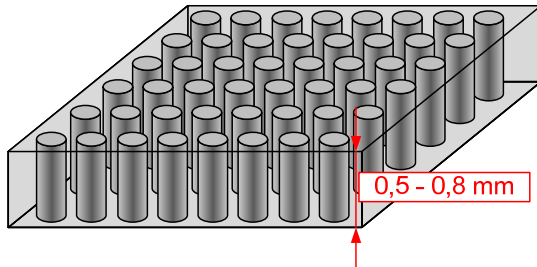


Abbildung 52: Darstellung piezokeramischer Fasern in Epoxidharzmatrix (Janke 2008)

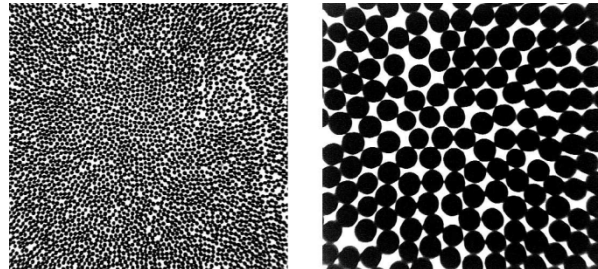


Abbildung 53: REM-Aufnahmen unterschiedlicher Faserdichten (250 µm links, 800 µm rechts) (Janke 2008)

Für die piezoelektrischen Sensorelemente gilt folgende vektorielle Grundgleichung:

$$\vec{D} = |\varepsilon^T| \vec{E} + |d| \vec{T} \quad (4.6)$$

Dabei sind:	D:	dielektrische Verschiebung [As/m ²]
	ε^T :	Permittivität bei konstanter mechanischer Spannung [As/Vm]
	E:	elektrisches Feld [V/m]
	d:	piezoelektrische Ladungskonstante [As/N]
	T:	mechanische Spannung [N/m ²]

Diese in der Literatur als piezoelektrische Sensorgleichung bezeichnete Formel verknüpft elektrische und mechanische Einflüsse, d. h. sowohl eine mechanische Spannung als auch das Anlegen eines elektrischen Feldes führt zu einer Ladungsverschiebung. Da in diesem Falle kein äußeres elektrisches Feld anliegt, beschreibt nachfolgende, verkürzte Gleichung den Zusammenhang:

$$\vec{D} = |d| \vec{T} \quad (4.7)$$

Die Gleichung zeigt einen flächenbezogenen Zusammenhang. Bezieht man diesen auf eine identische Fläche für die einwirkende Kraft und die ebenso die kontaktierte Messfläche, an der die Ladungssammlung erfolgt, so ergibt sich:

$$\vec{Q} = |d| \vec{F} \quad (4.8)$$

Hieraus ist zu erkennen, dass unter den beschriebenen Voraussetzungen die erzeugte Ladungsmenge Q direkt proportional zu der einwirkenden Kraft ist. Daher können auch sehr kleine Sensoren eingesetzt werden. Die dargestellte vektorielle Gleichung ist nach den drei Raumrichtungen auflösbar, so dass sich jeweils eine Ladungsempfindlichkeit in einer bestimmten Richtung ergibt. Bei den vorhandenen Sensorelementen wird der so genannte Longitudinaleffekt genutzt, d. h. die Ladungsausbringung und die Kraftwirkung verlaufen in

derselben Richtung (Die Flächennormale der kontaktierten Fläche ist parallel zum Kraftvektor). Durch diese Parallelität von Kraftwirkung und Polarisationsrichtung vereinfacht die vektorielle Gleichung zu:

$$Q = d_{33}F \quad (4.9)$$

Der erste Indize steht für die Richtung der Kraft, der zweite beschreibt die Richtung der Ladungsausbringung (in diesem Fall für beide die z-Achse). Die beim Longitudinaleffekt auftretenden Verformungen sind bei der Anwendung als Sensor vernachlässigbar. Typische Längenänderungen sind mit ca. 0,1 % zu beziffern.

Um nun die Ladungsmenge zu bestimmen, die bei einem piezoelektrischen Sensorelement aufgrund einer einwirkenden Kraft erzeugt wird, kann gemäß dem Coulombsche Gesetz:

$$C = \frac{Q}{U} \quad (4.10)$$

eine Spannungsmessung verwendet werden. Misst man die Spannung zwischen den Kontaktflächen des Sensors, schließt sich zwangsläufig ein Stromkreis zwischen den beiden Potenzialen. Auch die Verwendung hochohmiger Messgeräte führt zu einem Fluss der Ladungsträger aufgrund der elektrischen Verbindung und die Ladungsträger löschen sich gegenseitig aus, die Messspannung verkleinert sich mit der Zeit. Um letztlich Ladungen zu erfassen, existiert eine von Walter P. Kistler entwickelte Verstärkerschaltung, die als Ladungsverstärker bezeichnet wird (Abbildung 54).

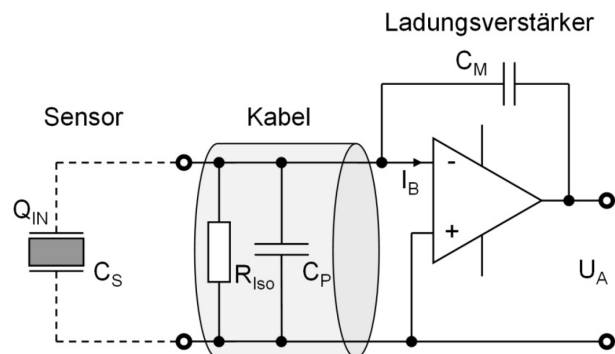


Abbildung 54: Blockschaltbild eines Ladungsverstärkers (Janke 2008)

Der Messbereichskondensator C_M befindet sich im Rückkopplungszeit des Operationsverstärkers. Dadurch besitzt dieser die Wirkung eines Integrators, der die Basisströme I_B des Verstärkers aufsummiert. Die Übertragungsfunktion für die Ausgangsspannung U_A lautet:

$$U_A = - \frac{Q}{\left(1 + \frac{1}{v_i}\right) C_M + \frac{1}{v_i} C_p} \quad (4.11)$$

Der Einfluss parasitärer Kapazitäten fällt im Vergleich zur Messbereichskapazität nicht ins Gewicht. Für einen OV mit theoretisch unendlich hoher Innenverstärkung v_i sind diese vernachlässigbar und der Ausdruck vereinfacht sich zu:

$$U_A = -\frac{Q}{C_M} \quad (4.12)$$

Aus (4.12) geht hervor, dass der Messbereich durch die Auswahl der Messbereichskapazität C_M eingestellt werden kann ist (Janke 2008).

Die eingesetzten Sensoren weisen eine Empfindlichkeit von durchschnittlich 500 - 600 pC/N auf. Diese Empfindlichkeit ist deutlich höher als beispielsweise andere, käuflich erwerbliche Typen mit ca. 4 pC/N (Degenstein 2007). Abbildung 55 zeigt eine geringe Kraftänderung der Justierkraftmessdose des Prüfhydropulsers von ca. 2 N, dem das Signal des Piezoelementes direkt folgt. Kleinere Kraftänderungen sind aufgrund der Regelgüte des Prüfstandes nicht möglich. Das Auflösungsvermögen hängt auch von der Signalqualität ab. Das Rauschen kann im unbelasteten Zustand mit 0,5 N angegeben werden. Mit Frequenzfiltern lässt sich die Auflösung noch erhöhen. Zusammenfassend wird das Auflösungsvermögen mit einem Erwartungswert 0,5 N angegeben (Janke 2008).

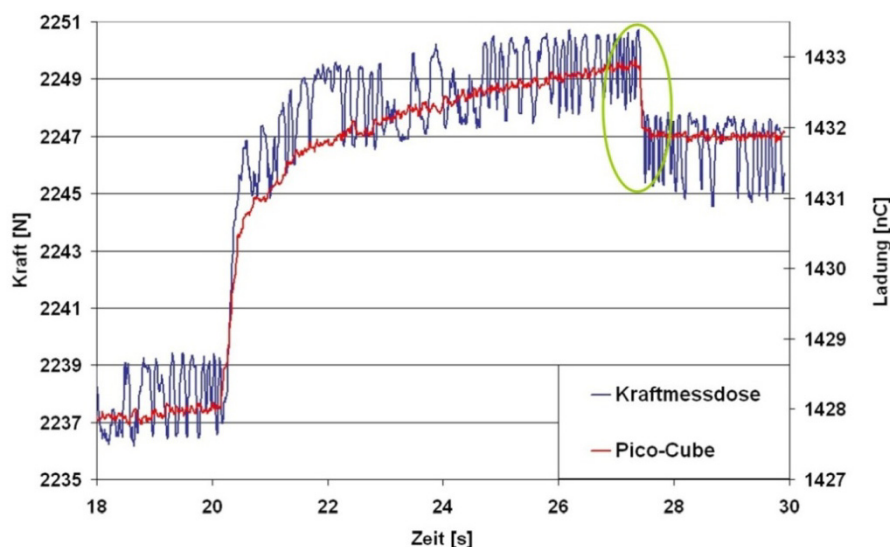


Abbildung 55: Auflösungsvermögen der Sensoren – Kraftänderung (Janke 2008)

Umsetzung und Aufbau des Messsystems

Von den in den Grundlagen beschriebenen Sensoren werden acht Stück pro Belag eingesetzt. Die Sensoren werden von Querkräften durch eine spezielle mechanische Umsetzung entkoppelt. Abbildung 56 stellt die Kraftflüsse dar und zeigt den Systemaufbau. Umfangskräfte (blaue Pfeile) werden direkt über die Rückenplatte in den Belaghalter geleitet. Die Kontaktnormalkräfte werden durch die Sensorebene erfasst.

Abbildung 57 zeigt die Einzelheiten des Sensorkpaketes, das aus den Kontaktfolien, den Sensoren und dem Abstandhalter besteht. Die Sensoren per se werden durch eine leitende Kupferklebefolie mit den Elektroden verklebt, wodurch Umgebungseinflüsse (klimatische Bedingungen und Verschmutzung) das Messergebnis nicht beeinträchtigen. Gleichzeitig wird ein kompaktes Sensorkpaket gebildet.

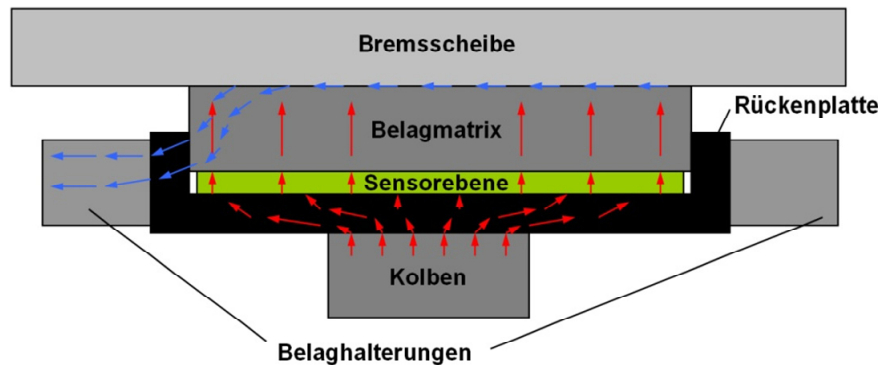


Abbildung 56: Darstellung der Aufteilung von Umfangskraft und Kontaktnormalkraft für die Kolbenseite (Heimann, Augsburg und Engel 2010)

Abbildung 58 visualisiert mit einer Explosionszeichnung den Aufbau und die Integration der Sensorebene im Belag. Die Rückenplatte ist hierbei zweigeteilt. In dem mit der Reibmatrix verbundenen Teil sind zusätzlich Temperaturelemente eingebaut (rote Umrandung, Abbildung 58), die eine Korrektur durch eventuelle Temperatureinflüsse auf das Messergebnis ermöglichen, die gerade für den Analyseaspekt einer Rubbelbremsung in Frage kommen.

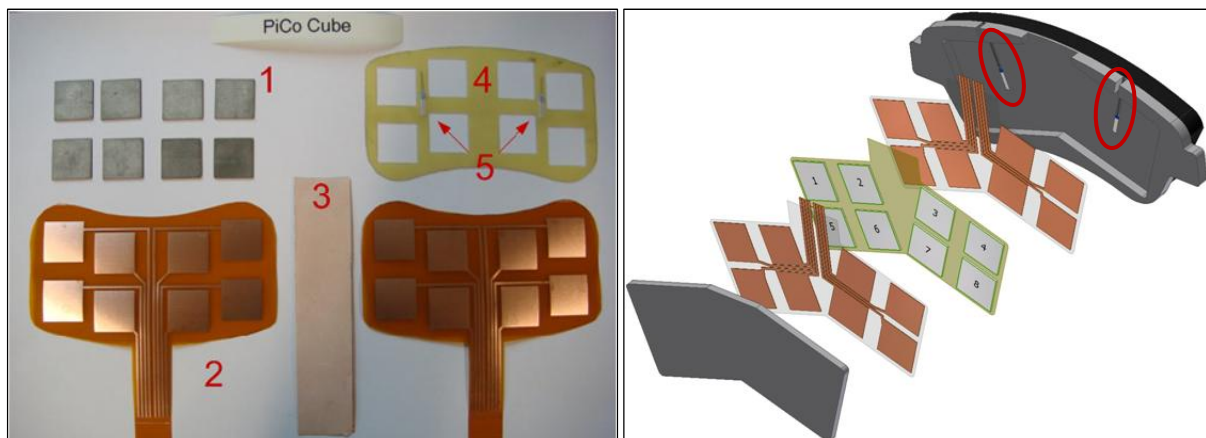


Abbildung 57: Bestandteile der Sensormatrix - (1) Sensoren, (2) Elektroden, (3) Kupferfolie, (4) Abstandhalter, (5) Temperaturensensoren (Heimann, Augsburg und Engel 2010)

Abbildung 58: Explosionszeichnung des Messbelagaufbaus (Heimann, Augsburg und Engel 2010) [Belagbasis für Messsystem abweichend von Abbildung links]

Abbildung 59 zeigt die Anordnung der Sensoren im kolben- und fingerseitigen Belag. Die Draufsicht ist hier ohne eingesetzte Ersatzrückenplatte zu verstehen.

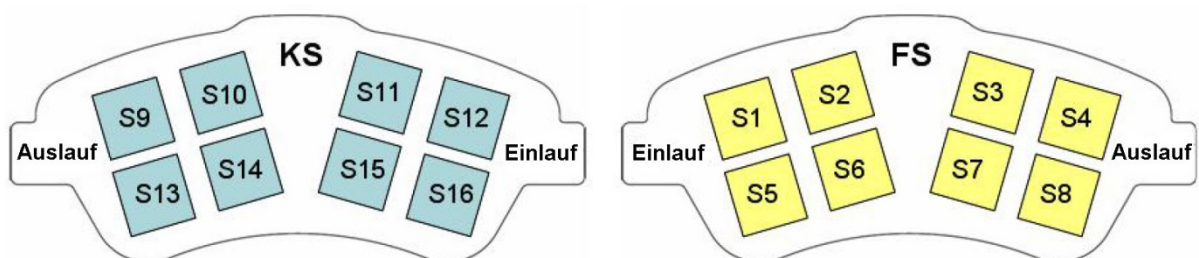


Abbildung 59: Lage der Sensoren im Belag (Draufsicht nach dem Ersatzrückenplatte entfernt ist)

Nach Einlegen des Sensorkpaketes wird die Ersatzrückenplatte an der mit der Belagmatrix verbundenen Teilrückenplatte festgeschraubt. Die Sensoren werden dadurch in Krafrichtung

vorgespannt (siehe Abbildung 60, obere Darstellung) und messen ohne zeitlichen Verzug Kraftänderungen im System. Der für die Anwendung entwickelte Ladungsverstärker ist im Bild darunter veranschaulicht. Abbildung 61 gibt einen Eindruck von der Messapplikation am Prüfstand.

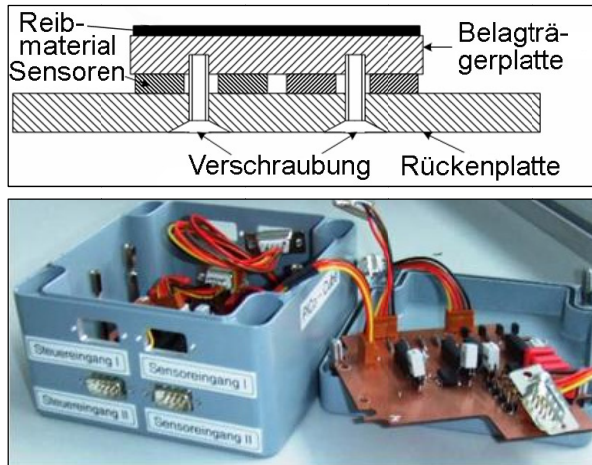


Abbildung 60: Schema für konstruktive Umsetzung der Sensorvorspannung [oben] durch Verschraubung der Ersatzrückplatte mit der Belagträgerplatte; Ladungsverstärker [unten]; (Heimann, Augsburg und Engel 2010)

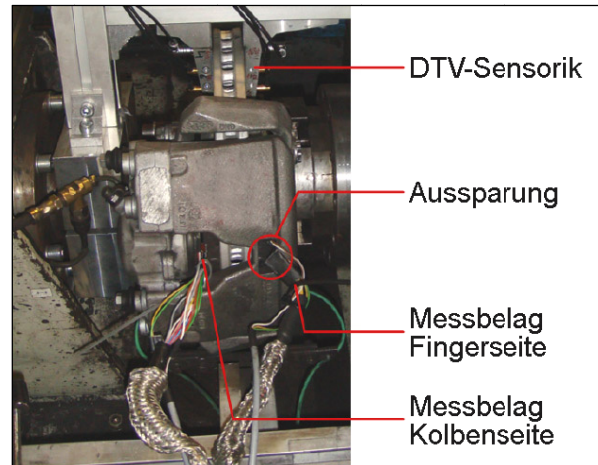


Abbildung 61: Darstellung des Mess- und Prüfaufbaus (Heimann, Augsburg und Engel 2010)

4.3.4 Betrachtung der Messsicherheit des piezoelektrischen Kraftmesssystems

Um das Kraftmesssystem für den beschriebenen Einsatzzweck verwenden zu können, wird jeder einzelne Sensor bezüglich seiner Kraft-/Ladungskennlinie mehrmals auf einem Hydropulser individuell vermessen und mit einer Kraftmessdose justiert. Die Sensitivitätskurve wird als Polynom 2. Grades im Messwerterfassungsprogramm hinterlegt, um auch geringe Abweichungen vom linearen Verhalten zu kompensieren (siehe hierzu auch (Heimann, Augsburg und Engel 2010)). Weiterhin erfolgt eine Eliminierung des charakteristischen Temperatureinflusses durch eine Ausgleichsfunktion. Die entsprechenden Temperatursensoren zur Aufnahme der momentanen Temperatur in der Sensorebene zeigt Abbildung 58. In zahlreichen Tests zur Analyse der Normalkraftbedingungen während einer typischen Verzögerung im rubbelkritischen Bereich hat sich gezeigt, dass erst wenige Sekunden nach der Bremsung ein Anstieg des Temperaturniveaus im Bereich der Sensorebene zu verzeichnen ist. Bei der Messung der Kontaktkräfte in der Größenordnung von RBMn sind keine Temperaturerhöhungen zu erwarten. Für etwaige Temperaturerhöhungen wurde trotzdem die Temperaturabhängigkeit erfasst und softwareseitig als Ausgleichsfunktion für die einzelnen Sensorelemente hinterlegt. Die eventuell erforderliche Kompensation erfolgt offline. Daneben weisen die Sensoren physikalisch bedingt eine Hysterese auf. D. h. nach mehrmaliger Belastung zeigen die piezoelektrischen Elemente veränderte physikalische Eigenschaften in der Empfindlichkeit. Durch eine Vorspannung der Sensorelemente kann die

Hystereseeigenschaft sehr gut beeinflusst werden. Versuche mit zwei unterschiedlichen Sensorelementen zeigen bei dem vorgespannten System einen Abfall von 565,8 N auf 565,5 N, was einer Differenz von 0,05 % entspricht. Das nicht vorgespannte System zeigt einen Abfall um ca. 2 % (Abbildung 62). Ein Vergleich des Summensignals der Piezoelemente im Belag und der Justierkraftmessdose ergibt eine Abweichung von ca. 1 %. Insbesondere durch die Verwendung eines elektrisch leitfähigen Kupferklebebandes zur Verbindung von Elektrodenfolie und Sensor kann der Einfluss klimatischer Bedingungen eliminiert werden. Die Reproduzierbarkeit der Sensoren liegt mit einer Standardabweichung von 0,2 % oder 1,447 mV sehr hoch.

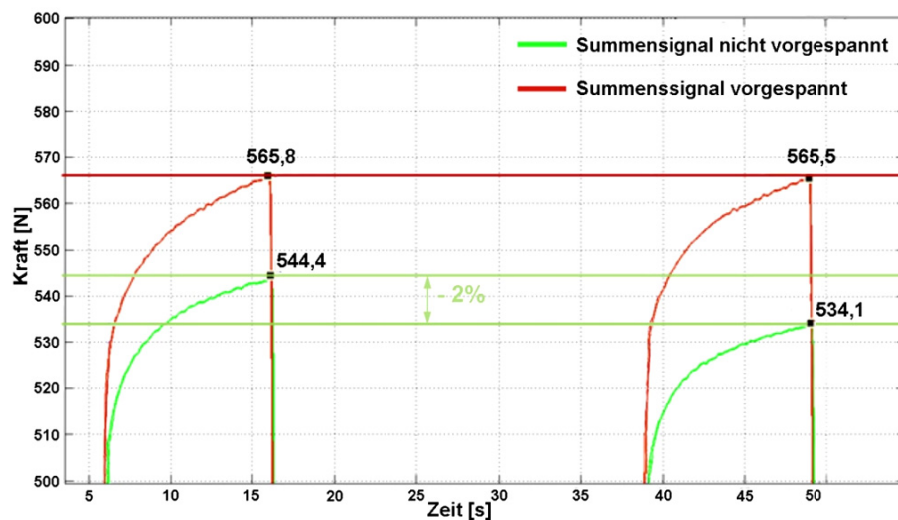


Abbildung 62: Darstellung des Einflusses der Vorspannung auf die Hysterese

4.4 Aufbau eines geeigneten Prüfumfeldes zur Restbremsmoment-Problematik

4.4.1 Beschreibung einer realitätsnahen Laborprüfumgebung

Die Entwicklung von Fahrzeugbremsen durchläuft generell folgende Phasen:

*Konstruktion => FEM-Simulation => Laborversuch =>
Prüfstanduntersuchung => Fahrversuch => Freigabe*

Dies ist jedoch kein kontinuierlicher Vorgang, da i. d. R. Iterationsschleifen zwischen den einzelnen Schritten durchlaufen werden müssen. Fahrversuche sind generell mit hohem zeitlichen und finanziellen Aufwand verbunden, so dass angestrebt wird, die Bremse bereits umfassend durch Labor- und Prüfstanduntersuchungen zu analysieren, möglichst unter realitätsnahen Bedingungen. Herkömmliche Schwungmassenbremsenprüfstände ermöglichen keine Variation des dynamischen ROs, der im Fahrversuch hingegen vorwiegend durch Kraftschwankungen ständigen Änderungen unterworfen ist. Der Einfluss des dynamischen ROs auf das RBM und auch die DTV-Genierung konnte bereits verdeutlicht werden. Für realitätsnahe, jedoch definierte Einflussgrößenuntersuchungen sind daher die Rahmenbedingungen der Prüfstandmessungen durch eine zusätzliche Komponente, eine Variation des dynamischen ROs zu erweitern. Dies lässt sich entweder durch die Verwendung eines Viertelfahrzeugs auf einem Trommelprüfstand mit Variation des Schräglaufwinkels erreichen oder durch ein spezielles Aktuierungssystem am Schwungmassenprüfstand, indem ein Kippmoment um die x-Achse direkt an der Radnabe eingeleitet wird.

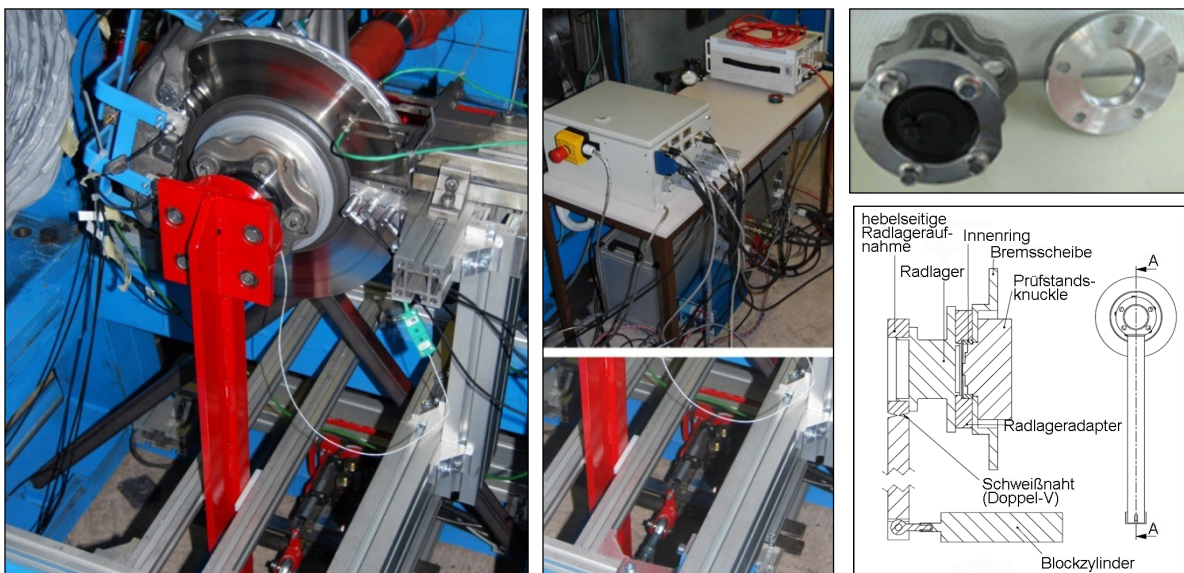


Abbildung 63: Umsetzung einer Seitenkraftgenerierung an einem Schwungmassenprüfstand (links); Konstruktionszeichnung der Hebelbefestigung (rechts unten); Radlager mit Hebelbefestigung und Radlageradapter (rechts oben); Hydraulikzylinder zur Aktuierung (Mitte unten) und Hydraulikaggregat und -regelung (Mitte oben)

Abbildung 63 (linkes Bild) zeigt die konstruktive Umsetzung. Kernstück ist ein zweites Radlager (Konstruktionszeichnung rechts unten), das über einen Radlageradapter (oben rechts)

mit der Radnabe verbunden ist. An dem zweiten Radlager wird schließlich ein Hebel befestigt, an dessen Ende ein weg- und kraftregelbarer Hydraulikzylinder angreift (Mitte unten, mit Hydraulikaggregatansteuerung und Versorgung Mitte oben). Um ein Fahrprofil in einen herkömmlichen Generierungstest zu implementieren, wurden Fahrversuche mit einem Stadt-, Land- und Autobahnanteil durchgeführt. Die Untersuchungen mit Messsetup etc. werden in Kapitel 5.4 nochmals näher erläutert. Aus der charakteristischen, ermittelten Querschleunigung erfolgt eine Umrechnung in einen variablen, fahrprofilabhängigen Seitenkraftwert für die Kraftregelung des Hydraulikzylinders mit den Fahrzeugdatenannahmen aus Tabelle 14, S. 161. Der Verlauf der im Fahrversuch gewonnen Messdaten wird schließlich auf 15 min skaliert und in die offbrake-Phase des zugrundeliegenden DTV-Generierungszyklus integriert. Letztlich sollen Unterschiede in der DTV-Generierung bzw. dem RBM-Verlauf zwischen Untersuchung mit und ohne Seitenkraftapplikation herausgefunden werden. Für die Analyse der Auswirkung einer simulierten Querschleunigung auf das RBM werden einfache Kraframpen für den Hydraulikzylinder programmiert.



Abbildung 64: Prüfstandwellenantrieb des Prüflings über Achswellenstumpf

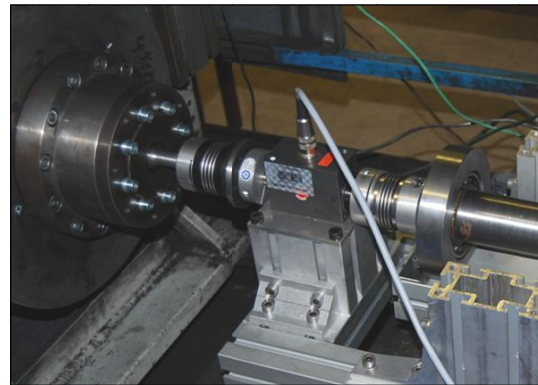


Abbildung 65: Einbindung der hochauflösenden Momentenmesswelle

Weiterhin soll bei sämtlichen Untersuchungen der Einfluss der Koppelung zwischen Prüfstand und Prüfling minimal gehalten werden. Hierzu eignet sich insbesondere bei Verwendung eines Viertelfahrzeugaufbaus der prüfstandseitige Antrieb über einen Antriebswellenstumpf. Antriebs- und Bremsmomente werden über die Gelenkwelle auf einen Adapterflansch übertragen, der mit dem Wellenstumpf verschweißt ist (Abbildung 64). Somit sind keine negativen Einflüsse im Vergleich zu einem radseitigen Antrieb des Prüflings zu erwarten.

4.4.2 Bewertung des Einflusses der Lagerreibung

Für einen Großteil der experimentellen RBM-Untersuchungen (mit Ausnahme der Ergebnisse aus Kapitel 5.9, S. 97) erfolgt die Verwendung einer Messwelle mit einem Messbereich von ± 30 Nm (Abbildung 65). Hierdurch ist die Aufnahme der Reibmomentverläufe bzw. die Bestimmung des RBMs von sehr hoher Signalqualität und Genauigkeit (Faktor 100 gegen-

über herkömmlicher Prüfstandmesswelle) gewährleistet. Die Standardabweichung der Lagerreibung von Rad- und einem Prüfstandlager (der Momentenmesswelle nachgeordnet) sowie der Lagerstellen der Kreuzgelenkwelle für unterschiedliche Analysedrehzahlen konnte insgesamt mit 0,10 Nm bestimmt werden. Zur Bestimmung des RBMs erfolgte somit die Aufnahme der eigentlichen RBM-Verläufe und im Anschluss offline die rechnerische Eliminierung der Lagerreibung durch Subtraktion des Signalverlaufes über einer Umdrehung oder, je nach Auswerteprozedur, die Subtraktion des arithmetischen Mittelwertes.

4.4.3 Prüfaufbau zur Evaluierung des Einflusses der Reibkontaktbedingungen

Radbremskonstruktionen, die einen Selbstverstärkungseffekt in einer Radbremse erzielen, erhöhen die Effizienz der Bremse, d. h. das Verhältnis von Reibkraft zu Spannkraft. Liegt der Fokus im Einsatzspektrum auf einer möglichst hohen Effizienz, so sind Trommelbremsen oder Keilbremsen zu bevorzugen, während in der Scheibenbremse, durch die Konstruktion, bedingt ein (relativ) linearer Zusammenhang zwischen der Eingangsgröße, dem RBZ-Druck, und der Ausgangsgröße, dem Bremsmoment, realisiert wird. Die Regelbarkeit des Systems ist damit sehr gut gewährleistet (Breuer 2010). Bei Scheibenbremsen ist theoretisch ebenfalls ein, wenn auch geringer, Selbstverstärkungseffekt vorhanden. Bei Kontakt in der Einlaufseite zwischen Belag und Scheibe führt die resultierende Reibkraft zu einem Moment um die Mittellage des Belages, was eine erhöhte Anpresskraft im Einlauf zur Folge hat. (Tamasho, et al. 2000) hat in seinen Ausführungen die Auswirkungen der unterschiedlichen Kontaktbedingungen (ein-/auslaufseitig) bei der DTV-Generierung beschrieben. Der Versuchsaufbau sah eine spezielle Haltevorrichtung für einen Belag vor, die eine einseitige Normalkraftapplizierung ermöglichte. Die gegenüberliegende Belagseite wies hierzu einen definierten Abstand zur Scheibe auf. Durch Variation der Drehrichtung erfolgte schließlich die Änderung der Kontaktbedingung ein-/auslaufseitig (siehe Abbildung 66). Abbildung 67 zeigt das Versuchsergebnis der DTV-Generierung. Die unterschiedlichen Verschleißwerte bei lediglich geänderter Drehrichtung lassen somit ebenfalls Auswirkungen auf das RBM erwarten.

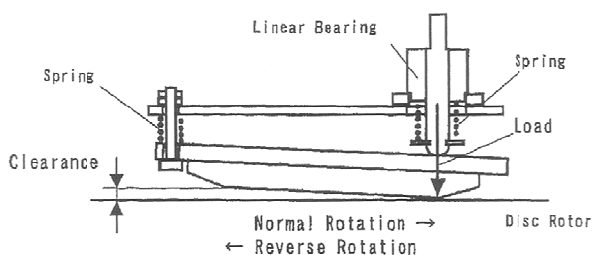


Abbildung 66: Aufbringung der Normalkraft zur Untersuchung der Kontaktbedingung Belag/Scheibe (Tamasho, et al. 2000)

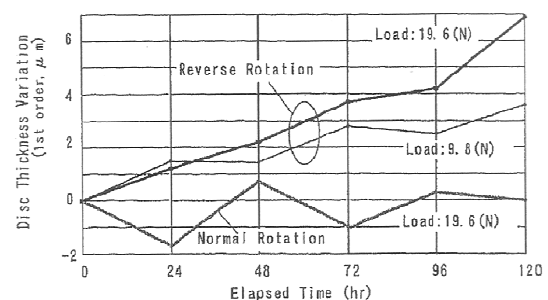


Abbildung 67: Ergebnisse der DTV-Untersuchungen (Tamasho, et al. 2000)

Um die Auswirkung der Kontaktbedingungen von Belag und Scheibe auf das RBM zu unter-

suchen, wurde daher ein Versuchsaufbau nachgestellt. Hierzu wurde an der Oberseite des Sattels ein Federmechanismus eingebaut, der über eine Druckstange auf den Hammerkopf eine Normalkraft appliziert. Für die Feder ist jeweils die Kennlinie bekannt. Die Kräfteinstellung erfolgt über die Variation der Federlänge. Abbildung 68 zeigt den Versuchsaufbau.

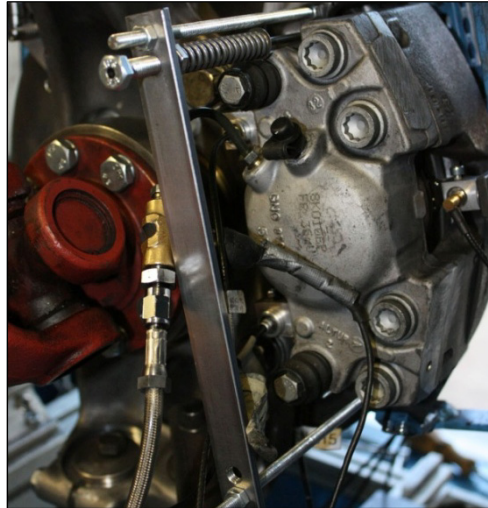


Abbildung 68: Versuchsaufbau zur Applikation der Normalkraft mittels Feder (oberer Teil des Sattels)

Die Simulation eines ein- und auslaufseitigen Kontaktes wird über die Drehrichtung abgebildet. Bei normaler Drehrichtung (UZS bei Sicht auf die Bremse von vorne, siehe Abbildung 42, S. 46), d. h. vorwärts (rechte Bremse), handelt es sich demnach um einen auslaufseitigen, ablaufenden Kontakt. Bei Drehung der Scheibe gegen den UZS (GUZS) wird ein einlaufseitiger, auflaufender Kontakt nachgestellt (siehe Abbildung 69).

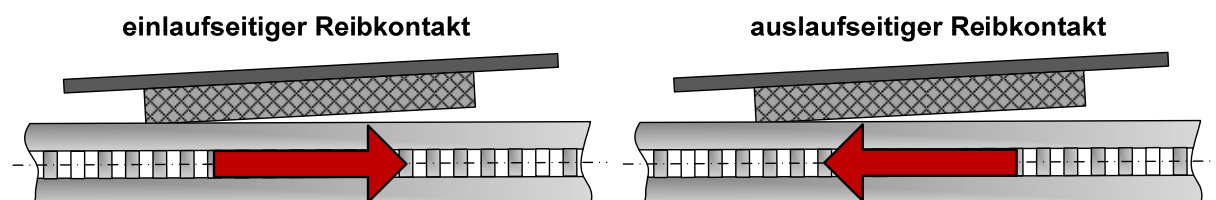


Abbildung 69: Visualisierung eines einlaufseitigen (GUZS) und auslaufseitigen Reibkontaktes (UZS)

Die Ergebnisse der Messungen sind in Kapitel 5.1, S. 72 dargestellt.

4.4.4 Prüfaufbau zur Bestimmung der Kolbendichtringcharakteristik

Wie in Abbildung 36 dargestellt, hängt das RBM insbesondere von der Lüftspielgüte ab, die wiederum von Roll- und Pushback bestimmt wird – d. h. der durch den Kolbendichtring realisierten Rückhubbewegung des Kolbens. Um dieses Verhalten zu charakterisieren und insbesondere Einflussfaktoren zu untersuchen, wird ein spezieller Prüfaufbau verwendet, bei dem ein weggeregelter Hydraulikprüfzylinder, der axial den Bremskolben aktuiert, einen definierten Istwert des Kolbens in Zug-(positive y-Richtung) **oder** Druckrichtung (negative y-Richtung) einstellt. Die mechanische Umsetzung zeigt Abbildung 70. Die Radbremse ist dabei über die hydraulische Druckleitung mit dem HBZ verbunden.

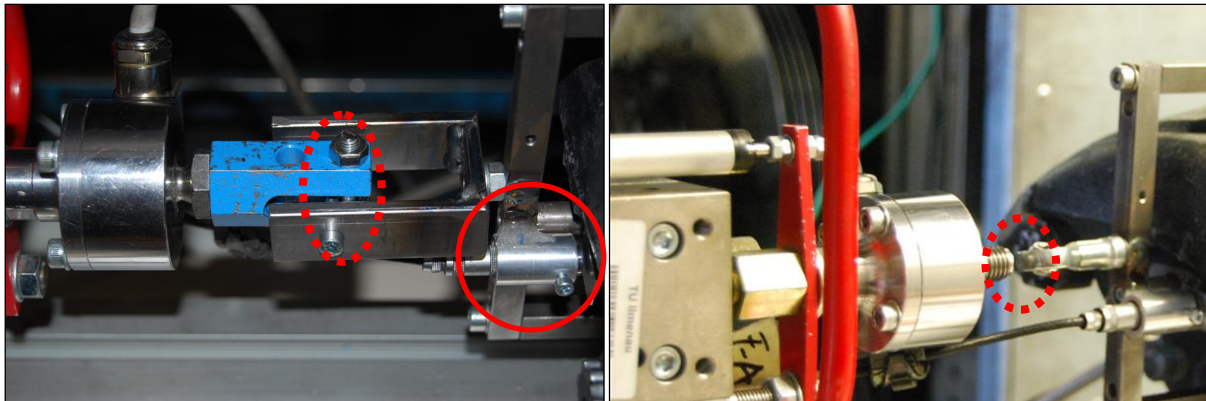


Abbildung 70: Realisierung von Zug- (Rollback, links) und Druckverhalten (Pushback, rechts)

Der Zylinder regt den Kolben über eine einseitig wirkende, richtungsabhängige Kontakt-schnittstelle (für Rollback in Abbildung 70 links gestrichelt markiert, für Pushback rechts) an, so dass dieser nur in einer Richtung verfahren werden kann. Die Rückhubbewegung erfolgt passiv durch den Kolbendichtring, nachdem der Prüfzylinder aktiv in die Ausgangsposition zurückfährt. Gemessen wird diese Rückhubbewegung durch einen kapazitiven Wegsensor, relativ zwischen Kolben und Sattelgehäuse (siehe rote Umrandung, Abbildung 70, linke Seite). Das Prozedere ist anhand der Wegverläufe in Abbildung 71 ersichtlich. Der Prüfzylinder verfährt hier mit der mechanischen Kontaktschnittstellenkonfiguration gemäß Abbildung 70 (links) jeweils in 100 μm Sollwertschritten (unteres Diagramm) nach einer Skript-Anweisung. Die Ist-Werte sind im oberen Diagramm ersichtlich. Abbildung 72 definiert die Begrifflichkeiten mit Zustellgeschwindigkeit v_z , Warte- bzw. Haltezeit in der Endposition und der Lösegeschwindigkeit des Prüfzylinders. Ab einem bestimmten Prüfzylinderweg kann der KDR dem Kolben nicht mehr folgen und es stellt sich eine bleibende Relativverschiebung zwischen Kolben und KDR ein (markiert oberes Diagramm).

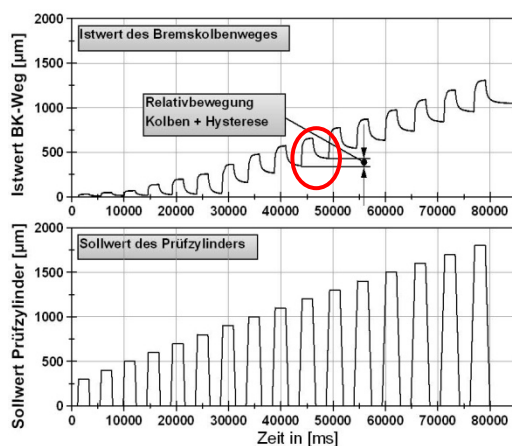


Abbildung 71: Prüfprozedere im Zeit-Weg-Diagramm

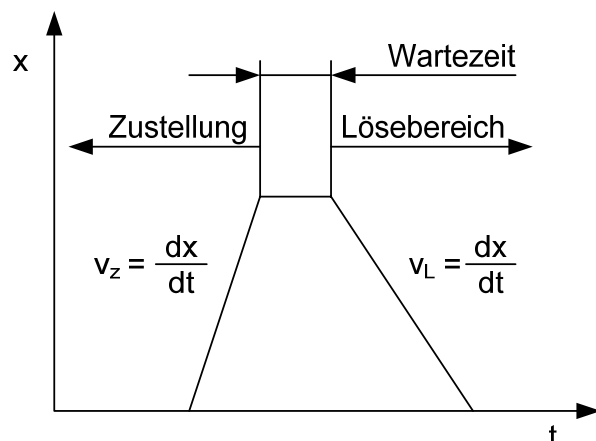


Abbildung 72: Definitionen des Prüfablaufs

Um eine Ausgangsbasis für die sinnvolle Abdeckung von Zustellgeschwindigkeiten des Prüfzylinders zu ermitteln ist nochmals auf Abbildung 48, S. 52 zu verweisen. Die dort am realen Schwungmassenprüfstand ermittelten Kolbengeschwindigkeiten betragen ca. 2 - 4 mm/s. Die

Ergebnisse der Messungen zur Kolbendichtringcharakteristik sind in Kapitel 5.2, S. 73 dargestellt.

4.4.5 Rückschlüsse auf softwaretechnische Realisierung des Messsystems

Im Rahmen der Untersuchungen zur RBM-Problematik sind für das Erfassungssystem der Bremskomponentenbewegung und des Bremsmomentes hohe Taktraten erforderlich, weshalb hier der Einsatz einer externen DAQ-Karte favorisiert wird. Mit der verwendeten Karte werden in der onbrake-Phase für 26 Sensoren Abtastraten von 500 Hz realisiert, in der offbrake-Phase 50 Hz.

Zusätzlich erfolgten in der Vorbereitung sämtlicher Prüfstanduntersuchungen Analysen zur Phasenganggenauigkeit der verwendeten Sensoren. Bis auf die Prüfstandmomentenmesswelle liegen alle Sensoren in einem Zeitfenster von ca. 1 ms. Die Drehmomentmesswelle, die im Rahmen der RBM-Zyklusuntersuchungen (siehe Kapitel 4.4.6) Verwendung findet, verfügt über einen hardwareseitigen Filter, der einen Phasenverzug von 18 ms bedingt. Dieser wurde, wenn erforderlich, bei allen Berechnungen und Messungen berücksichtigt.

4.4.6 Darstellung des Ablaufes eines RBM-Untersuchungstests

Zur Untersuchung des RBM-Verlaufs über einen längeren Zeitraum wird ein etablierter DTV-Generierungszyklus abgewandelt und modifiziert. Der Test besteht generell aus den folgenden Modulen

1. Onbrake-Phase,
2. Offbrake-Phase,
3. DTV-Messprozedur,
4. RBM-Messprozedur.

Die onbrake-Phase enthält 30 Bremsungen von 50 auf ca. 3 km/h. Es werden bei diesen Bremsungen Temperaturmaxima von bis zu 200°C erreicht, was bereits zu einer merklichen Schirmung der Scheibe am äußeren Radius von mehr als 100 µm führt und die Auswirkung von Schirmung und Temperatur auf das RBM-Niveau zeigen soll. Die offbrake-Phase mit 20 Bremsungen dient der Darstellung des Verlaufes des RBMs bei kalter Bremse. Die Zeitdauer zwischen zwei Bremsbetätigungen von umgerechnet 100 - 90 km/h beträgt hierbei 15 min. DTV- und eine hochgenaue RBM-Messprozedur werden jeweils nach on- und offbrake-Phase durchgeführt. Den genauen Prüfablauf zeigt Tabelle 17 in Anhang 12.12 auf S. 165.

Zur Untersuchung konkreter Fragestellungen, wie z. B. der Einfluss von Seitenkräften (Kapitel 5.4, S. 79), das Löseverhalten der Beläge durch Seitenkräfte (Kapitel 5.6, S. 90) oder die

Lüftspieländerungen aufgrund einer hohen vorhergehenden Druckapplikation (Kapitel 5.3, S.77) werden auf den Einzelfall zugeschnittene Prüfprozedere gewählt. Die Untersuchungen basieren auf verschiedenen Schwimmsatteltypen, die unterschieden werden nach Versuchsbremse 1 oder 2, etc..

5 Experimentelle Analysen des Restbremsmomentes

Der folgende Abschnitt umfasst die Darstellung aller experimentell ermittelten Einflussgrößen auf das RBM.

5.1 Einfluss der Kontaktbedingungen zwischen Scheibe und Belag

Der Prüfaufbau zur Beurteilung der Auswirkung eines ein- und auslaufseitigen Kontaktes auf das RBM-Ergebnis wurde in Kapitel 4.4.3, S. 67 dargestellt. Die nachfolgenden Grafiken veranschaulichen die Messergebnisse. Abbildung 73 zeigt hierzu die Differenz des RBM-Wertes von einlaufseitigem (GUZS) und auslaufseitigem Kontakt (Begrifflichkeiten Kapitel 4.4.3, S. 67) bei Normalkraftwerte von 17, 30, 60 und 80 N. Der RBM-Wert wird als arithmetisches Mittel während mehrerer Umdrehungen aufgenommen.

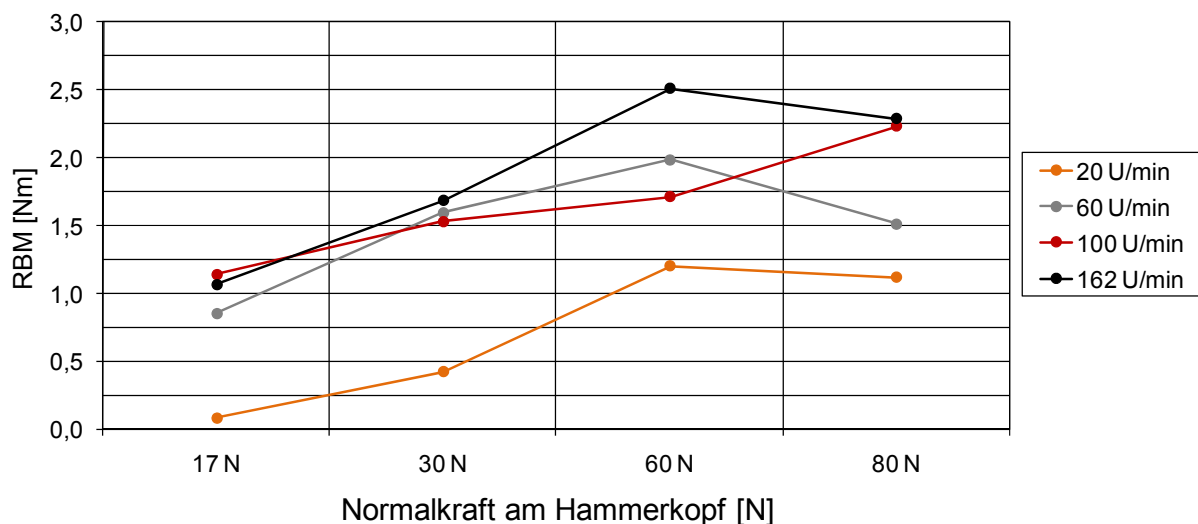


Abbildung 73: Darstellung der Differenz der RBM-Werte zwischen einlaufseitigem Kontakt (GUZS) und auslaufseitigem Kontakt des kolbenseitigen Belages mit der Scheibe

Deutlich zu erkennen ist ein Anstieg des Differenzwertes von niedrigen zu hohen Normalkräften, was i. d. R. bei allen Drehzahlen zu beobachten ist. Der Unterschied des RBMs beträgt bis zu 2,5 Nm. Das bedeutet im Wesentlichen, dass ein einlaufseitiger Kontakt zu ungünstigen Auswirkung auf das RBM führt. Die Ursache ist in einer Art Mikroelbstverstärkungseffekt zu suchen. In Abbildung 74 ist die Normalkraftabhängigkeit des RBMs bei zwei unterschiedlichen Drehzahlen von 100 und 162 U/min dargestellt. Aus dem Kurvenanstieg ist kein signifikanter Zusammenhang, d. h. beispielsweise linear oder progressiv ableitbar. Die Normalkraftwerte spiegeln aufgrund des mechanischen Aufbaus nicht die tatsächliche Normalkraft zwischen Belag und Scheibe wider.

Abbildung 75 zeigt einen geringen Einfluss der Drehzahl auf den RBM-Verlauf, d. h. hier sind keine signifikanten reibwertabhängigen Änderungen zu erkennen. Lediglich bei 80 N ist ein geringfügiger Anstieg bei erhöhter Drehzahl festzustellen, die einem relativgeschwindigkeitsabhängigem Reibwert zuzuordnen ist.

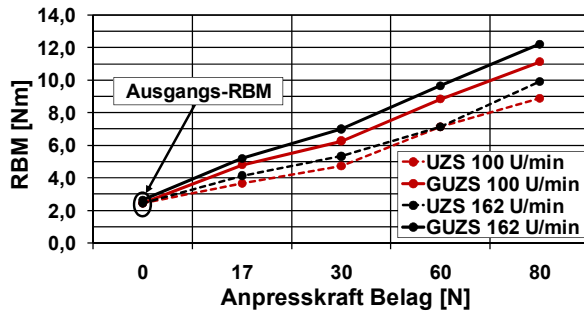


Abbildung 74: Normalkraftabhängigkeit des RBMs bei konstanter Drehzahl

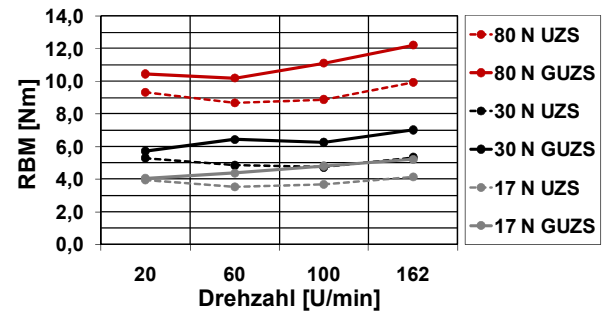


Abbildung 75: Verlauf des RBMs für unterschiedliche Drehzahlen und bei differierenden Kraftwerten

Die bisherigen Untersuchungen der Abhängigkeit des Reibwertes bzw. RBMs von den Kontaktbedingungen sind mit einer speziellen Prüfvorrichtung durchgeführt worden, um definierte Randbedingungen zu schaffen. Abbildung 76 zeigt einen Vergleich des RBMs mit der Belagbewegung des fingerein- und auslaufseitigen Sensors. Das RBM erreicht das Maximum zu dem Zeitpunkt, wenn der Fingereinlauf durch den RO der Scheibe den geringsten Abstand aufweist. Hat das RO-Maximum den Auslauf des Fingers erreicht, zu erkennen am Kurvenminimum des Fingerauslauf, ist das RBM bereits deutlich um etwa 1 Nm gesunken. Dieses generell charakteristische Verhalten zeigt RBM-Unterschiede zwischen dem Fingereinlauf und -auslaufminimum von 0,3 - 1,1 Nm und ist auch für die Kolbenseite zu beobachten. Bei einem kolbenseitigen Kontakt entstehen geringere Deltawerte von bis zu 0,4 Nm.

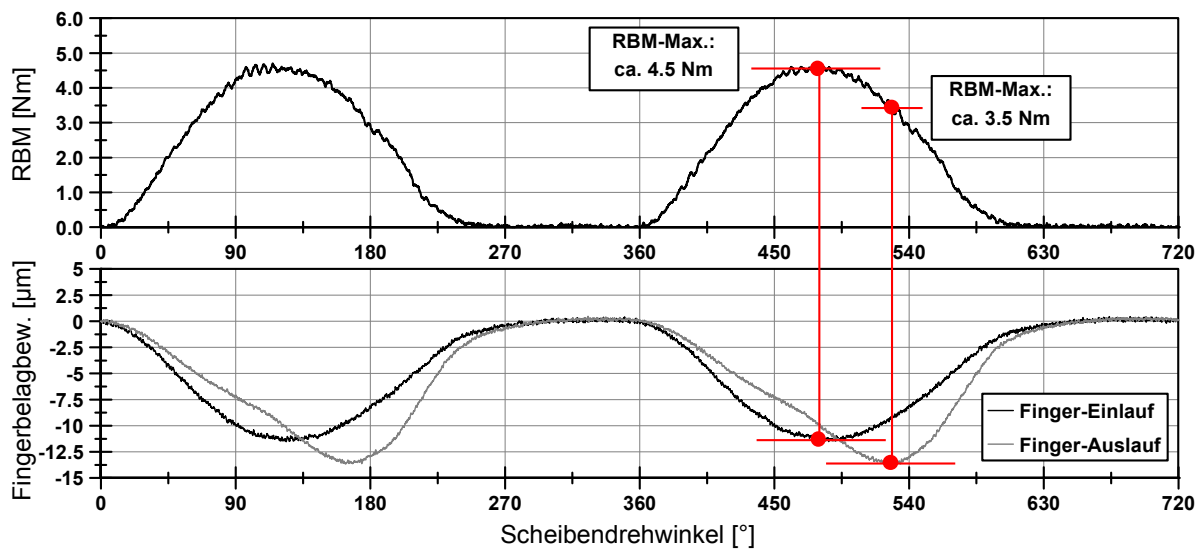


Abbildung 76: Gegenüberstellung von RBM und fingerseitigen Belagbewegung am inneren Radius

5.2 Kolbendichtringcharakteristik

5.2.1 Ermittlung des Rollbackverhaltens

Die Erläuterung des Prüfaufbaus erfolgte in Kapitel 4.4.4, S. 68. Abbildung 77 zeigt ein Messergebnis für eine Zustellgeschwindigkeit von 2 mm/s, 2 s Wartezeit und 2 mm/s Lösegeschwindigkeit. Dargestellt sind der berechnete Rollback, die Relativbewegung des Kolbens und die KDR-Steifigkeit (sowie die Istwertzustellung des Bremskolbens). Die KDR-Steifigkeit

ist dabei ein prägnantes Indiz für die Erfassung der Relativbewegung. Durch Aufnahme des Kraft-/Wegzusammenhanges kann ein Steifigkeitskennwert c_{KDR} (rote Kurve) dargestellt werden. Bis zu einer Istwertverschiebung von ca. 250 μm bewegt sich der KDR im elastischen Bereich, wie sich an dem annähernd konstanten Steifigkeitsniveau erkennen lässt. Bei größerem Vorschub kommt es zum „Durchrutschen“ des Kolbens. Elastizitäts- und Relativweg addieren sich, was an einem deutlichen Abfall der KDR-Steifigkeit zu verfolgen ist, da prinzipbedingt einer deutlichen Wegzunahme eine gleichbleibende Reibkraft gegenüber steht. Der Rollback (graue durchgehende Linie) beträgt für die eingestellten Prüfzylinderparameter ca. 200 - 250 μm .

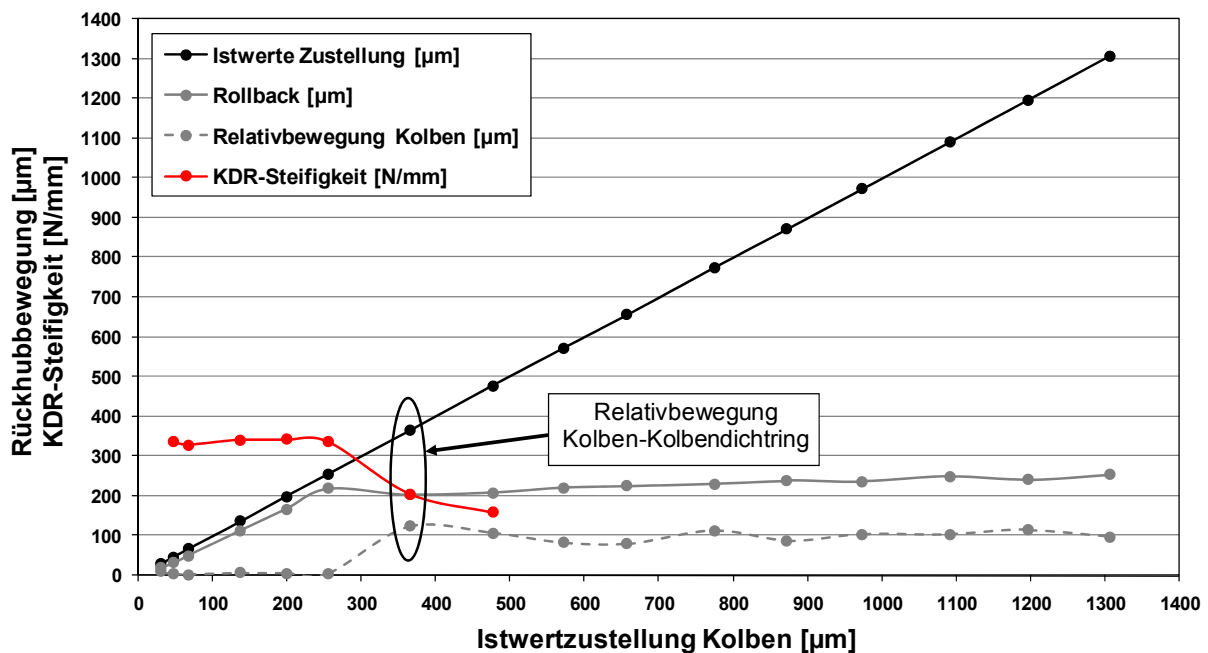


Abbildung 77: Darstellung des Rollbackverhaltens des Kolbens/Kolbendichtrings (Prüfzylinder mit 2 mm/s Zustellgeschwindigkeit, 2 mm/s Lösegeschwindigkeit, 2 s Wartezeit)

5.2.2 Ermittlung des Pushbackverhaltens

Die nachfolgende Grafik zeigt die Darstellung der Abhängigkeit des Pushbacks bei mit Bremsflüssigkeit befüllter Radbremse (Anschluss am Hydraulikreservoir) von der Zustell- und Lösegeschwindigkeit. Die Höhe des Pushbacks wird 2 s nach Beginn des Lösevorgangs bestimmt. Danach ergeben sich lediglich noch marginale, erheblich degressive Wegzunahmen von wenigen Mikrometern. Die Kolbenlösegeschwindigkeit beeinflusst das charakteristische Verhalten des Pushbacks nur in einem geringen Maße. Dagegen sinkt mit zunehmender Zustellgeschwindigkeit der sich durch den Kolbendichtring passiv einstellende „Pushbackweg“ erheblich und erreicht nur noch ca. 200 μm . Theoretisch sind daher schnelle Anregungen des Kolbens sind im Hinblick auf das RBM günstiger, da die Rückhubbewegung geringer und folglich das Lüftspiel zunächst größer ausfällt.

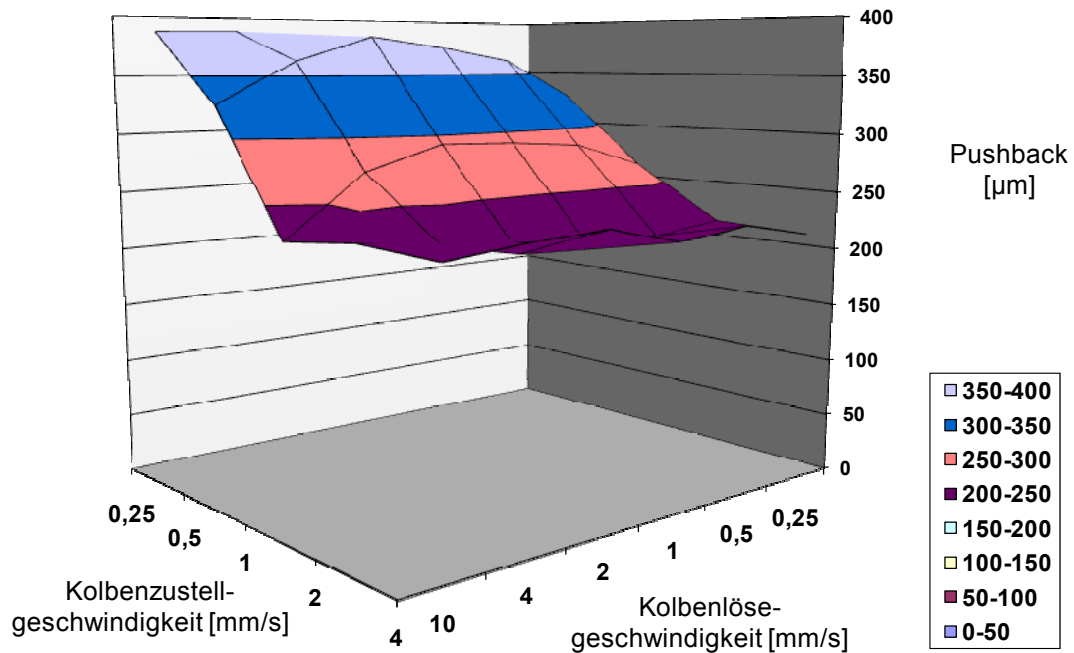


Abbildung 78: Pushbackverhalten in Abhängigkeit der Kolbenzustell- und Lösegeschwindigkeit (Halte-dauer: 0,1 s)

5.2.3 Vergleich von Roll- und Pushbackverhalten

Abschließend stellt Abbildung 79 das Roll- und Pushbackverhalten des Kolbens (bedingt durch die KDR-Charakteristik) für unterschiedliche Zustell- und Lösegeschwindigkeiten sowie Haltedauern des Prüfzylinders gegenüber. Es ist deutlich zu erkennen, dass der Pushback generell höher ausgeprägt ist als der Rollback. Bei Auslenkung durch die Bremsscheibe entgegen der Betätigungsrichtung des Kolbens kann dieser über einen größeren Wegabschnitt im elastischen Bereich folgen, ohne dass es zu einer Relativbewegung zwischen Kolben und Kolbendichtring kommt, was wiederum eine Bremspedalwegverlängerung zur Folge hätte. Weiterhin ist das viskoelastische Verhalten des Kolbendichtringes nachvollziehbar, das bei höheren Zustellgeschwindigkeiten und geringeren Wartezeiten ein geringeres Rückhubverhalten zeigt. Generell ähnlich ist jedoch der Anstieg der jeweiligen Kurven. Unterschieden wird, wie bereits erwähnt, nach Roll- und Pushback (in und gegen Betätigungsrichtung) mit jeweils unterschiedlichen Betätigungsgeschwindigkeiten, einer quasistatischen (0,25 mm/s) und einer Zustellgeschwindigkeit, die in etwa einer Bremsapplikation am Prüfstand entspricht (2 mm/s).

Aus Abbildung 79 ist ein Unterschied in der Roll- und Pushbackausbildung in Abhängigkeit der Betätigungscharakteristik aufgrund der viskoelastischen Eigenschaften herauszulesen. Je nach Zustellgeschwindigkeit, Haltedauer und Rückhubgeschwindigkeit erreicht der maximale Wert für den Rollback nur ca. 70 % des Pushbacks.

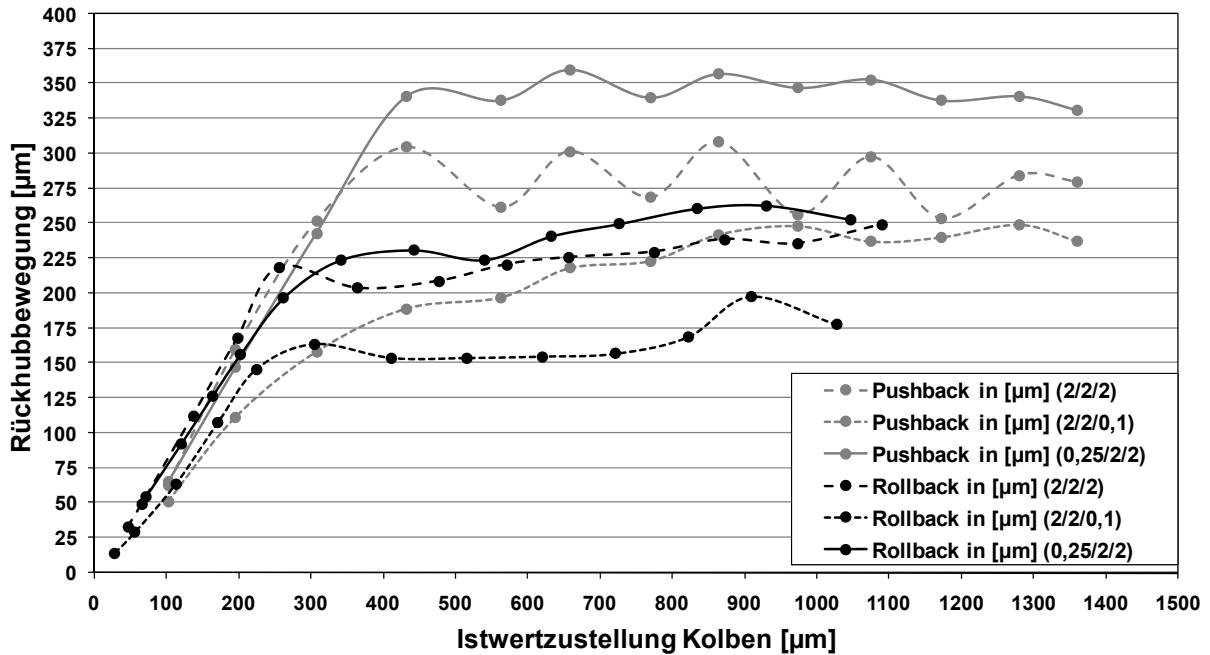


Abbildung 79: Vergleich des Roll- und Pushbackverhaltens (Zustellgeschwindigkeit [mm/s]/ Lösegeschwindigkeit [mm/s]/ Wartezeit [s])

Abbildung 80 zeigt den Vergleich der Kraftanstiege über dem Kolbenweg für Roll- und Pushback.

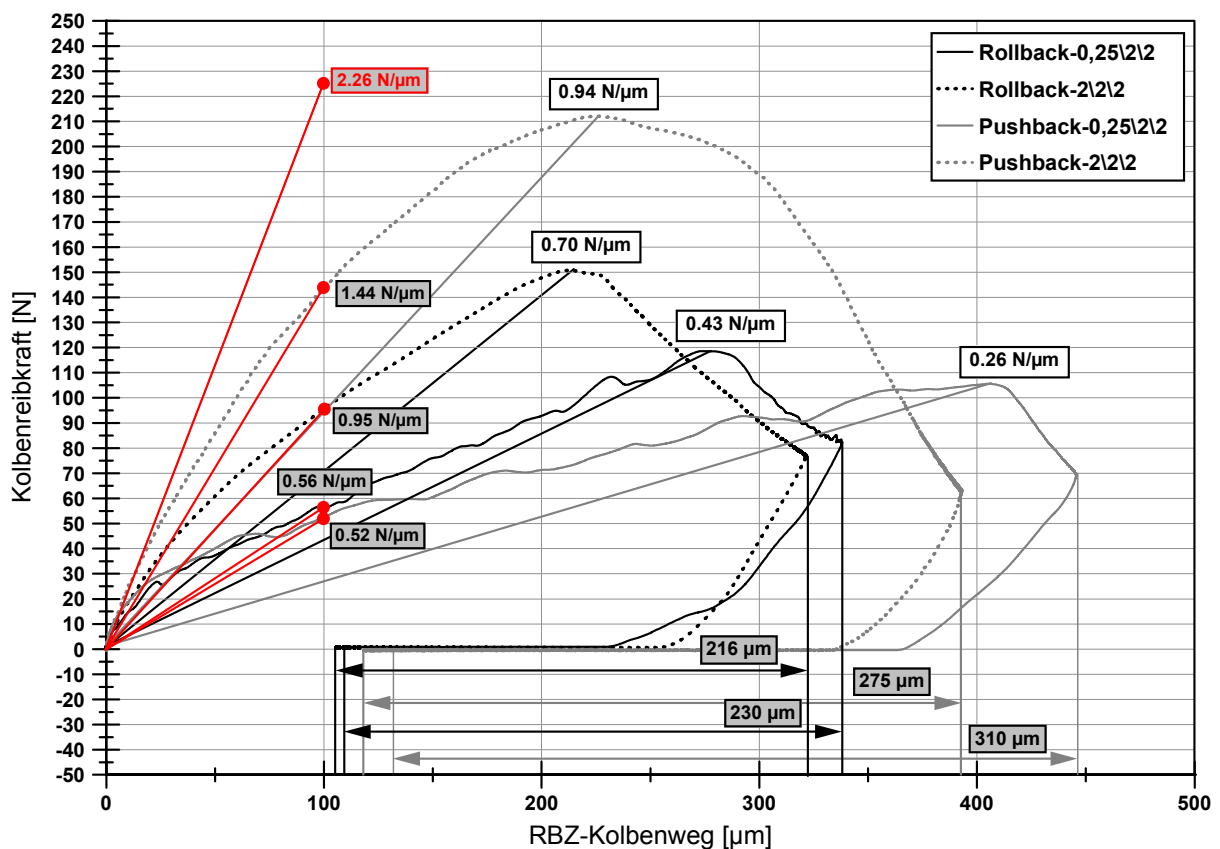


Abbildung 80: Roll- und Pushback-Steifigkeit

Bei der quasistatischen Betätigung sind durchschnittliche Anstiege (bezogen auf das Kraftmaximum) von 0,43 N/µm (Rollback) bzw. 0,26 N/µm (Pushback) zu verzeichnen. Bei höhe-

ren Zustellgeschwindigkeiten werden deutlich höhere Werte erreicht. Für den Rollback sind die Angaben dieser Werte insbesondere für das Simulationsmodell erforderlich. Bezüglich des „Pushbackverhaltens“ lässt sich konstatieren, dass je schneller der Kolben entgegen seiner Betätigungsrichtung angeregt wird, desto größer fällt der Anstieg der Kraft-/Wegkurve aus. Dies zieht erhöhte Kontaktkräfte zwischen kolbenseitigem Belag und Scheibe nach sich und somit ein erhöhtes RBM. Bei einer Verfahrgeschwindigkeit von 2 mm/s (entspricht einer Pedalgeschwindigkeit von ca. 40 mm) ist bei 10 µm Auslenkung mit einer Reaktionskraft von 9,4 N zu rechnen. Dieser erhebliche Anstieg ist im Wesentlichen auf die Wirkung der Bremsflüssigkeit zurückzuführen, was Messungen ohne Flüssigkeitsanschluss bestätigt haben. Bei quasistatischer Anregung des Kolbens beträgt die Reaktionskraft dagegen mit 2,6 N nur ca. 25 % dieses Wertes. Anzumerken ist, dass die anfängliche Steigungen der Kraft-/Wegkurve deutlich größer ausfallen. In kleinen (axialen) Wegbereichen werden ca. 2,3 N/µm erreicht. Bei 100 µm liegen die Werte um bis zu 50 % höher. (1,44 N/µm \Leftrightarrow 0,94 N/µm, 0,95 N/µm \Leftrightarrow 0,70 N/µm, etc.)

5.3 Vorhergehende Abbremsung

Die vorhergehende Abbremsung bestimmt das sich in der nachfolgenden offbrake-Phase einstellende RBM durch eine (eventuelle) Nachstellwirkung des Kolbens und somit einer Lüftspielverringering infolge der Sattelaufweitung und der Belagkompressibilität bei Druckapplikation. Abbildung 23, S. 19 und deren Erläuterung haben bereits den Sachverhalt eingehend veranschaulicht. In dem vorliegenden Versuch zur Analyse der RBM-/Druckabhängigkeit wird ausgehend von einem (großen) Ausgangslüftspiel eine Druckreihe mit 5, 10, 20, 30, 40, 50, 60, 80 und 100 bar durchgeführt. Dazwischen erfolgen jeweils Referenzdruckapplikation mit 20 bar. Nach jeder Druckapplikation schließt sich eine Erfassung des RBMs bei definierter Drehzahl an. Gleichzeitig wird das Lüftspiel, und dementsprechend das Lüftvolumen, bei einem Auswertedruck von 2 bar ermittelt. Der RO ist bei allen Versuchen identisch. Die Ergebnisse zeigt Abbildung 81. Das Ausgangslüftspiel beträgt (in Summe Kolben und Finger) mehr als 200 µm. Dieser Wert wird im Wesentlichen durch die Höhe des kolbenseitigen Spiels bestimmt, da konstruktionsbedingt auf der Fingerseite durch die Sattelführung tendenziell ein geringes Lüftspiel eingestellt ist. Charakteristische Abschnitte der Bewertungsgrößen sind markiert und im Folgenden erläutert (Tabelle 2).

Tabelle 2: Beschreibung des RBM-/Lüftspiel-Zusammenhangs

Nr.	Lüftspielverhalten	RBM-Verhalten
1	Abfall des Lüftspiels nach der ersten 20 bar-Referenzdruckapplikation um ca. 60 µm	RBM bleibt konstant
2	Nach konstantem Lüftspiel bei nachfolgenden Druckapplikationen erneute Lüftspielreduzierung um ca. 60 µm nach 30 bar-Druckapplikation	RBM bleibt konstant

3	Nach 40 bar Druckapplikation erneut deutlicher Abfall des Lüftspiels um ca. 55 μm .	RBM steigt geringfügig um ca. 0,3 Nm an
4	Geringe Lüftspieländerung von ca. 4 μm zwischen Referenz und 50 bar-Druckapplikation	Deutlicher Anstieg des RBMs um ca. 1,2 Nm
5	Reduzierung des Lüftspiels zwischen 50 bar und 100 bar Druckapplikation um ca. 7 μm , zwischen 60 und 100 bar um 2 μm	Anstieg des RBMs um insgesamt ca. 3,2 Nm

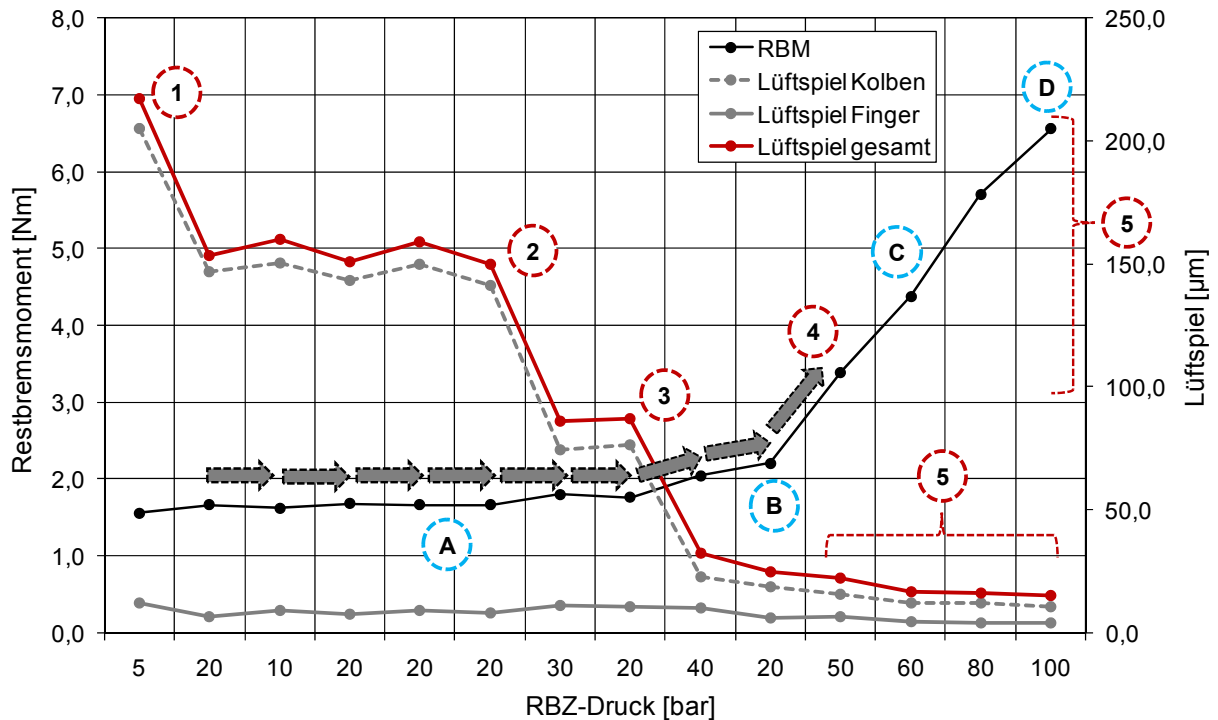


Abbildung 81: Einfluss der vorhergehenden Abbremsung

Auffällig ist, dass bis zu einer Druckapplikation von 40 bar eine große Lüftspieländerung keinen signifikanten Anstieg des RBMs zur Folge hat. Erst ab diesem Druckwert steigt die RBM-Lüftspiel-Sensitivität erheblich an. Es kann durch diese lediglich marginale Änderung der Lüftspielhöhe geschlussfolgert werden, dass beide Beläge, zumindest in einem Bereich, bereits anliegen, in diesem Fall auf der Innenseite, und durch den KDR gegen die Scheibe vorgespannt werden. Abbildung 82 zeigt qualitativ für die verschiedenen Phasen während der Druckapplikation (Abbildung 81 mit Buchstaben A - D nummeriert, A gültig bis ca. 30 bar Druckapplikation) die Lage bzw. Auslenkung des KDRs um einen Weg s entgegen der Kolbenbetätigungsrichtung und die dadurch bewirkte, steigende elastische Kraft $F_{\text{KDR Pushback}}$.

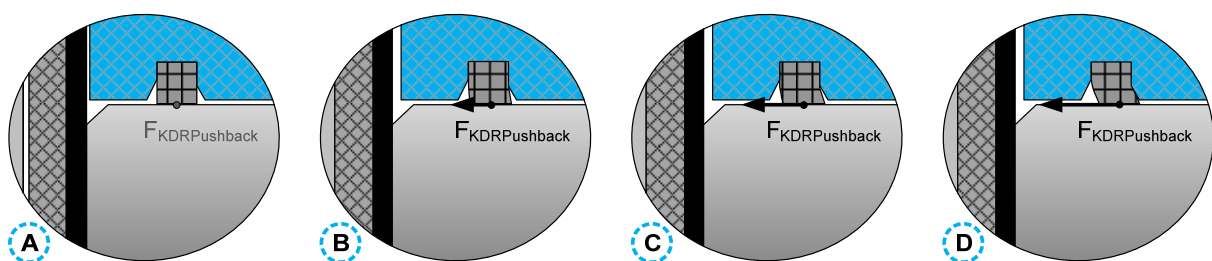


Abbildung 82: Qualitative Beschreibung der Kolbendichtringstellung

Diese führt zu der beschriebenen Vorspannung. Die axiale Auslenkung entsteht durch die Differenz des Weges der Summe aus Lüftspiel, elastischer Aufweitung des Sattels sowie Kompressibilität der Beläge *und* dem maximalen Rollbackweg. Die Kraft $F_{KDR\text{Pushback}}$ kann dabei höchstens die Höhe der Reibkraft zwischen KDR und Kolben erreichen. Die maximale axiale Auslenkung s ist dabei bestimmt durch den Koeffizienten $F_{KDR\text{Pushback}}/C_{KDR}$.

Das Lüftspiel wird als Mittelwert der drei Belagsensoren errechnet, wobei das Lüftspiel bei hohen Druckapplikationen im Wesentlichen durch den äußeren Sensor bestimmt wird, der die größte Wegänderung aufweist. Die inneren Belagsensoren detektieren ein signifikant geringes Lüftspiel. Hier sei nochmals auf die Ausführungen zum Auswertedruck des Lüftspiels verwiesen (siehe Kapitel 4.2.3, S. 51). Der Übergang zwischen einem realen Luftspalt und einem allmählichen Anlegen des Belages ist als fließend anzusehen.

5.4 Einfluss von Seitenkräften

Seitenkräfte wirken auf das Fahrzeug bei Seitenwind, bei Kurvenfahrt aufgrund der Massenträgheit und bei Neigung der Fahrbahn um die x-Achse. Die Seitenkräfte greifen im Reifenlatsch an. Als Reaktion darauf werden die entgegen gerichteten Seitenführungskräfte entlang der Wirkkette Reifen-Felge-Radträger-Fahrwerkslenker über die Einleitungspunkte des Fahrwerks in der Karosserie abgestützt. Durch den als Hebelarm wirkenden dynamischen Reifenhalmmesser r_{dyn} entsteht ein Moment um die x-Achse und bewirkt infolge der Bauteil-*elastizität* des Radlagerverbundes ein Kippen der Scheibe um den Winkel β und somit eine Veränderung des dynamischen ROs (siehe auch Abbildung 15, S. 12). Der dynamische RO bestimmt im Wechselspiel mit dem Lüftspiel wiederum maßgeblich den Kontakt zwischen den über den Bremssattel radträgerfixierten Belägen und der Scheibe, die am „elastischen“ Naben-/Radlagerverbund befestigt ist. Der Kontakt führt zur Ausbildung von Kontaktnormalkräften und über wirkende Reibkräfte somit zu Verschleiß und Verlustreibung, dem RBM. Die Abhängigkeit des ROs von der Querschleunigung und deren Wechselwirkung zeigt einführend Abbildung 83 mit einem Messergebnis aus einem praktischen Fahrversuch in der Umgebung der Stadt Ilmenau. Für die entsprechende Datenerfassung wurde ein Mittelklassewagen mit Messequipment ausgestattet (kapazitiver Sensor für RO-Erfassung, triaxialer Beschleunigungssensor, CAN-Geschwindigkeitssignal, Lenkwinkelsensor, Scheibentemperatur stirnseitig schleifend und RBZ-Druck an der VA) und ein bestimmter Kurs von mehreren Testpersonen abgefahren. Außerorts zeigt sich eine hohe Anzahl an Kurven, wie der Querschleunigungsverlauf verdeutlicht. Der RO hängt offensichtlich direkt proportional von der Querschleunigung ab. Für die Stadtfahrt sind beispielhaft zwei hohe Querschleunigungswerte mit zwei roten Ellipsen markiert, die RO-Werte von ca. 450 μm ergaben. Der dynamische RO wird im Wesentlichen von der Bauteilsteifigkeit des Naben-/Radlager-

verbundes bestimmt. Als messtechnisch ermittelte Werte lässt sich eine RO-Steifigkeit verschiedener Radträgerverbände von ca. 60 - 90 μm pro 1 m/s^2 angeben¹¹. Durch eine Erhöhung der RO-Steifigkeit kann ein derartiger Kontakt vermindert werden.

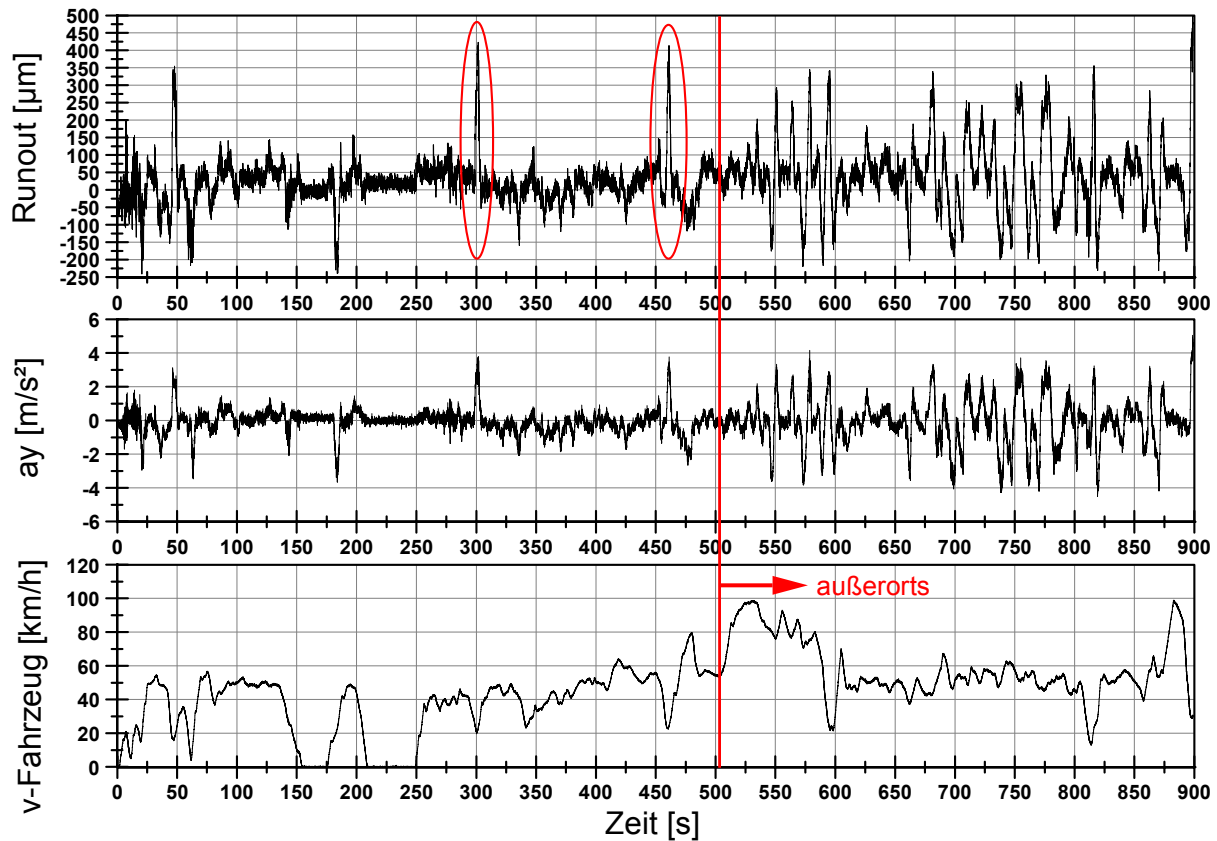


Abbildung 83: Darstellung des RO / Querbeschleunigungs-Zusammenhangs im Fahrbetrieb

An dieser Stelle soll nochmals auf den Begriff „Runout“ eingegangen werden. Der RO wird als Planlauffehler der Bremsscheibe bezeichnet. Die Scheibe vollführt aus den in Kapitel 2.3.1, S. 14 genannten Gründen eine Taumelbewegung. Für eine Scheibenumdrehung wird hierzu der Abstand zwischen Sensor und Scheibe aufgenommen und ein Min-/Max-Wert bestimmt. Die Differenz ist der so genannte RO-Wert bzw. kurz der RO. Bei Angriff von Seitenkräften werden diese Taumelbewegungen durch den Kippwinkel β der Scheibe überlagert, den der „RO-Sensor“ in einem zusätzlichen axialen Versatz der Scheibe erfasst. Der RO-Wert bleibt in seiner Amplitude von ca. 55 μm erhalten. Die Lage des Mittelwertes wird jedoch entsprechend versetzt. Abbildung 84 zeigt beispielhaft die Änderung des axialen Abstandes von Sensor zur Scheibe. Die ursprüngliche Taumelbewegung wird durch einen Versatz von ca. 450 μm überlagert. Alle Angaben in diesem Abschnitt zum RO bei Seitenkraft betreffen und beziehen sich daher auf diesen axialen Versatz der Scheibe, der in einem definierten Abstand zur Drehachse erfasst wird und letztlich auf dem Kippwinkel β gründet.

¹¹ Sämtliche Steifigkeitsmessungen des Radträgerverbundes und Angaben darüber beziehen sich in dieser Arbeit auf eine Verkipfung der Bremsscheibe um den Winkel β , deren axialer Versatz in einem Messradius von 150 mm von der Raddrehachse mit einem Rad- bzw. schwenklagerfesten kapazitiven Sensor erfasst wird.

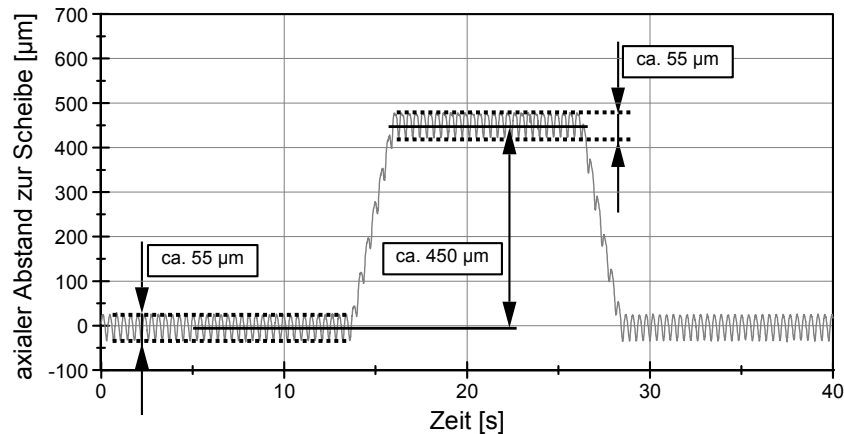


Abbildung 84: RO-Definition bei Seitenkraftangriff

Während Abbildung 83 den RO-Querbeschleunigungs-Zusammenhang im praktischen Fahrversuch zeigt, wird im Folgenden eine am Prüfstand aufgenommene Steifigkeitskennlinie für den Radträgerverbund einer Prüflingsbremse dargestellt (Abbildung 85).

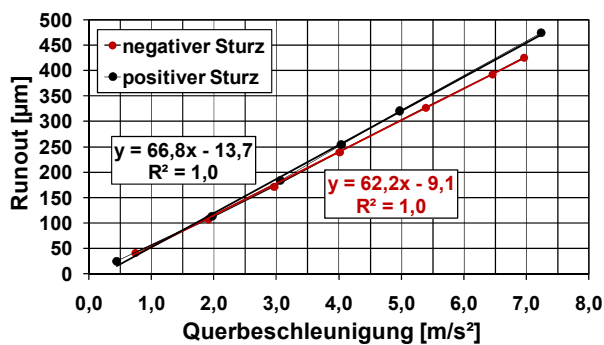


Abbildung 85: Radträgerverbundsteifigkeit in Abhängigkeit der Querbeschleunigung (RO-Messung 10 mm vom radialen Scheibenrand)

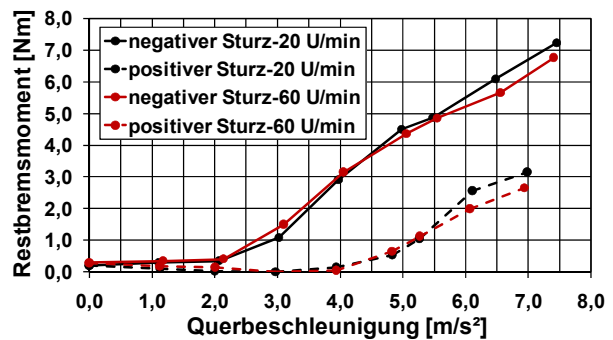


Abbildung 86: Abhängigkeit des RBMs von der simulierten Querbeschleunigung

Die Bremse entspricht einem Typ aus der oberen Mittelklasse. Die Charakterisierung erfolgt bei positivem sowie negativem Sturz, die Prüfbasis bildet der dargestellte Laboraufbau aus Kapitel 4.4.1, S. 65. Die Umrechnung der Querbeschleunigung aus einer Seitenkraft am Hebelsystem der Seitenkraftsimulation erfolgt auf Basis der Daten aus Tabelle 14, S. 161. Die durchgezogenen Linien symbolisieren jeweils eine durch die Messpunkte gelegte, lineare Ausgleichfunktion nach der Methode der kleinsten Quadrate. Deutlich erkennbar ist die höhere Steifigkeit des Radverbundes bei Wirkung eines negativen Sturzes, d. h. eine gegebene Querbeschleunigung resultiert bei dieser Beanspruchung in einem verminderten dynamischen RO, dementsprechend in einem kleineren RBM. Abbildung 86 zeigt das sich indirekt (aus dem erhöhten dynamischen RO) ergebende RBM aufgrund der (am Prüfstand simulierten) Querbeschleunigung. Hier ist ein deutlicher Unterschied zwischen negativem und positivem Sturz zu verzeichnen. Die deutliche Abhängigkeit des RBMs von der Belastungsrichtung ist mit der auf- und ablaufenden Wirkung des Reibkontaktes zwischen Belag und Scheibe im Bereich der „steiferen“ Fingerseite (die zu höheren Kontaktkräften führt) zu begründen. Bei

negativem Sturz erfolgt durch den Kraftangriff ein verstärkter einlaufseitiger Kontakt des Fingerbelages mit der Scheibe, bei positivem Sturz ein auslaufseitiger (siehe Abbildung 87). Die entsprechende Lage des Sattels am Radträgerverbund verdeutlicht Abbildung 87, rechte Seite.

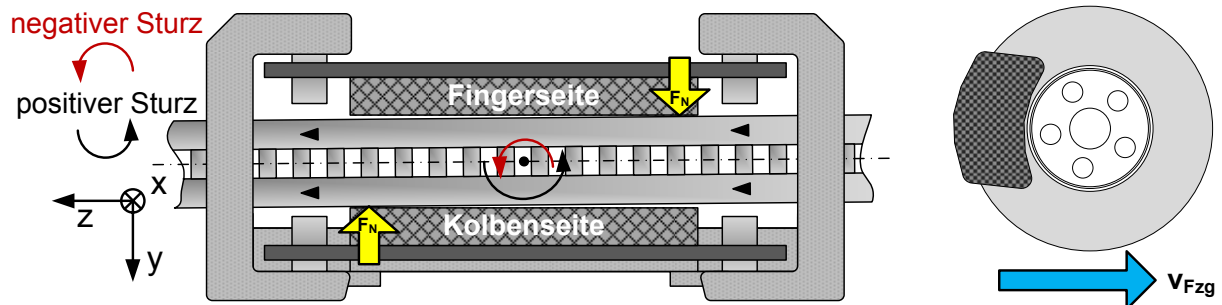


Abbildung 87: Verdeutlichung der Reaktionen in der Radbremse bei Seitenkraftangriff, rechts Lage der Radbremse zum Radträger

Die RBMe bei Seitenkraftangriff sind, gerade im Vergleich zum Ausgangswert, verhältnismäßig hoch. Für eine Achse betrachtet muss jeweils der Mittelwert aus beiden dargestellten Werten genommen werden, da unabhängig vom Vorzeichen bei Seitenkraftangriff stets für ein Rad die Wirkung negativer Sturz, für das andere Rad die Wirkung eines positiven Sturzes auftritt. Die Lüftspiel- und -volumenwerte vor und nach den Seitenkraftuntersuchungen sind in Tabelle 15, S. 162 dargestellt. Auffällig ist, dass nach den Untersuchungen das fingerseitige Lüftspiel größer geworden ist. D. h. hier ergibt sich durch den Seitenkraftangriff eine Verschiebung des Sattels, wodurch der fingerseitige Reibkontakt vermindert wird. Je nach Anordnung der Radbremse am Radträger sind unterschiedliche Auswirkungen zu erwarten (mittig vor oder hinter der Achse oder schräg versetzt nach oben bzw. unten). Bei Versuchsbremse 2 befindet sich die Bremse vor der Achse mittig, geringfügig nach oben versetzt (siehe rechte Darstellung in Abbildung 87).

Die Wirkung eines verkleinerten Lüftspiels bei charakteristischer Querbewegung veranschaulicht Abbildung 88. Der dargestellte Versuch wurde abweichend von den anderen Versuchen mit NAO-Belägen durchgeführt. Verglichen werden bei einer simulierten Querbewegung von $7,0 \text{ m/s}^2$ (Belastung des Radträgers in negativer Sturzrichtung) jeweils das arithmetische Mittel des RBMs und der Signalverlauf. Die Lüftspiel- sowie Lüftvolumenwerte zeigt Abbildung 89. Die obere Tabelle (rechte Seite) beinhaltet die Werte für ein Testausgangslüftspiel, die Tabelle darunter zeigt die sich nach einer 100 bar-Druckapplikation einstellenden Werte. Deutlich zu erkennen ist der erhebliche Einfluss eines verringerten Lüftspiels auf die Ergebnisse bei Seitenkraftsimulation. Das arithmetische Mittel ist um ca. 6 Nm höher als beim (größeren) Ausgangslüftspiel.

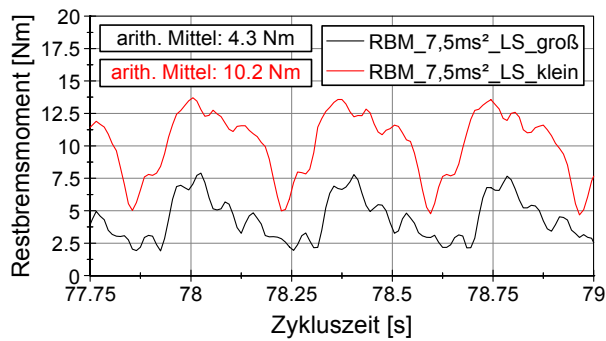


Abbildung 88: Vergleich der Signalverläufe des RBMs mit variierendem Lüftspiel

	LS innen [μm]	LS Belag [μm]	Lüftvolumen [mm^3]
Kolben	30	101	648
Finger	-9	19	113
gesamt:		120	761

	LS innen [μm]	LS Belag [μm]	Lüftvolumen [mm^3]
Kolben	15	33	211
Finger	-8	25	157
gesamt:		58	368

Abbildung 89: Darstellung der zugrundeliegenden Lüftspiel- und Lüftvolumenwerte¹²

Abschließend soll mit einem einfachen Rechenmodell theoretisch verdeutlicht werden, ab welchem Querschleunigungswert (Annahme einer Kurvenfahrt) in Abhängigkeit eines gegebenen kleinsten lokalen Lüftspiels auf der Finger- oder Kolbenseite und einer axialen Radträgerverbundsteifigkeit (angenommen in $\mu\text{m}/\text{m}/\text{s}^2$) ein Reibkontakt zwischen Scheibe und Belag erfolgt. Das resultierende Moment aus der Seitenkraft F_y und dem dynamischen Radhalbmesser r_{dyn} führt zu einem Verkippen des Radnabenverbundes und folglich der Bremscheibe.

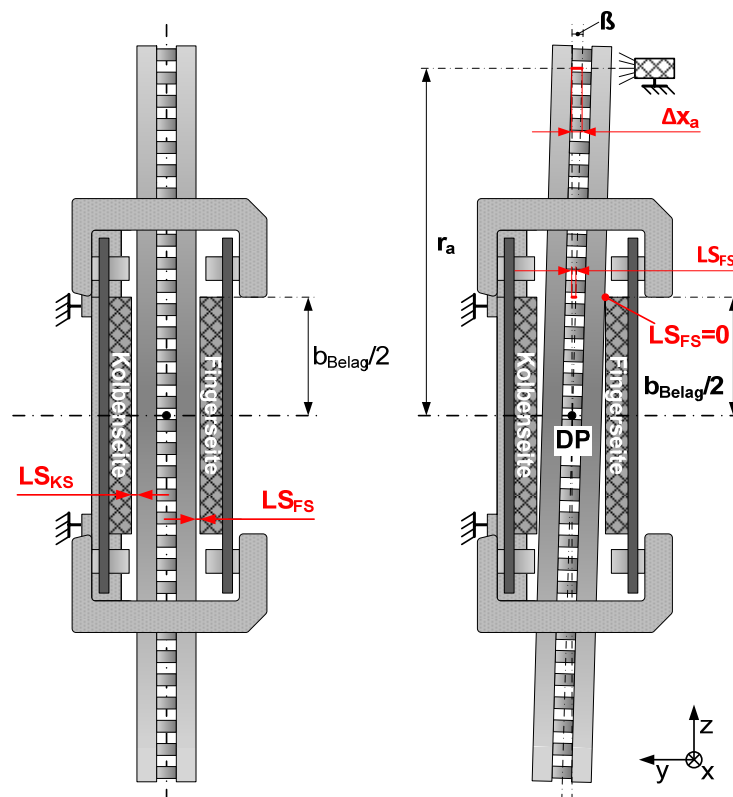


Abbildung 90: Modellvorstellung für die Verkippung des Radnabenverbundes bei Seitenkraftangriff und dementsprechender Änderung des Lüftspiels

¹² LS innen: arithmetischer Mittelwert der Zustellung der beiden inneren Belagsensoren; LS Belag: Mittelwert der Zustellung aller drei Belagsensoren; gesamt: Summe aus beiden Lüftspielwerten

Abbildung 90 visualisiert die Modellvorstellung. Der Drehpunkt der Scheibe wird als mittig angenommen und die Lage der Radbremse als symmetrisch zur Raddrehachse. Weiterhin wird mit einer Belagbreite von $b_{\text{Belag}} = 110 \text{ mm}$ gerechnet. Die Ergebnisse der einfachen Modellrechnung zeigt Abbildung 91.

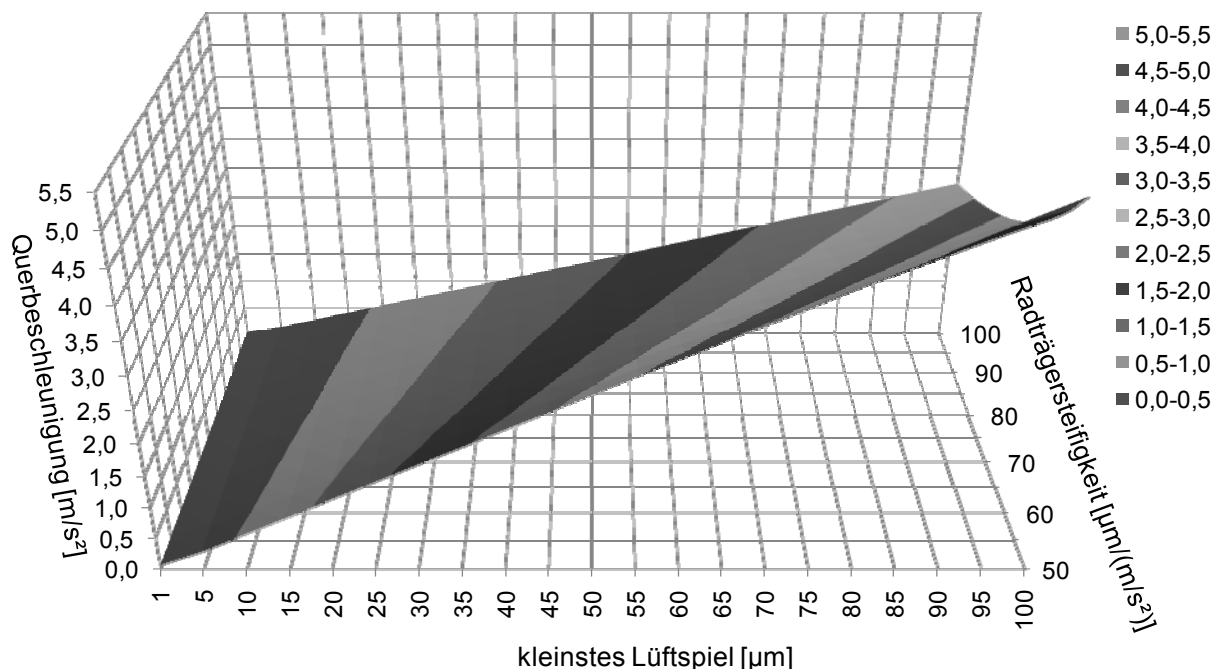


Abbildung 91: Querbeschleunigung, Lüftspiel und Radträgersteifigkeit

Es zeigt sich, dass bei kleinen Lüftspielwerten (bis ca. $50 \mu\text{m}$) bereits bei sehr geringen Querbeschleunigungen ein Reibkontakt auftritt. Zur besseren Übersicht werden in Tabelle 3 die Querbeschleunigungswerte für einen definierten Steifigkeitskennwert zusammengefasst, die zu einem Kontakt zwischen Belag und Scheibe führen. Der Wert wird mit $65 \mu\text{m}/\text{m/s}^2$ angenommen, dem Mittelwert aus positiven und negativen Sturz einer der Prüflingsbremsen (siehe Abbildung 86). Die eben getroffene Aussage lässt sich hier noch expliziter ablesen. So ist beispielsweise bei einem Lüftspiel von $40 \mu\text{m}$ bei gegebenem realen Steifigkeitskennwert des Radträgerverbundes mit einem Reibkontakt ab einer Querbeschleunigung von $1,7 \text{ m/s}^2$ zu rechnen.

Tabelle 3: Querbeschleunigungswerte, ab der bei vorgegebenem Lüftspiel ein Reibkontakt erfolgt

	angenommenes kleinstes Lüftspiel [μm]						
	5	10	20	40	60	80	100
$c = 65 \mu\text{m}/\text{m/s}^2$	0,2	0,4	0,8	1,7	2,5	3,4	4,2

5.5 Zusammenwirken von Runout und Lüftspiel

Im Kapitel Motivation und Forschungsbedarf wurde die Forderung nach der Betrachtung des RBMs während einer Umdrehung zur Analyse des finger- und kolbenseitigen Einflusses und gleichzeitig als Integral des Messwertes über dieser Umdrehung postuliert. Für die Radbremsenentwicklung ist die Aufteilung des RBMs auf Finger- und Kolbenseite von erheblichem Interesse, da hieraus konstruktive Abhilfemaßnahmen hergeleitet werden können. Für den Einfluss auf den Bewegungsenergieverlust ist das integrierte bzw. durchschnittliche RBM während einer Umdrehung von alleiniger Bedeutung.

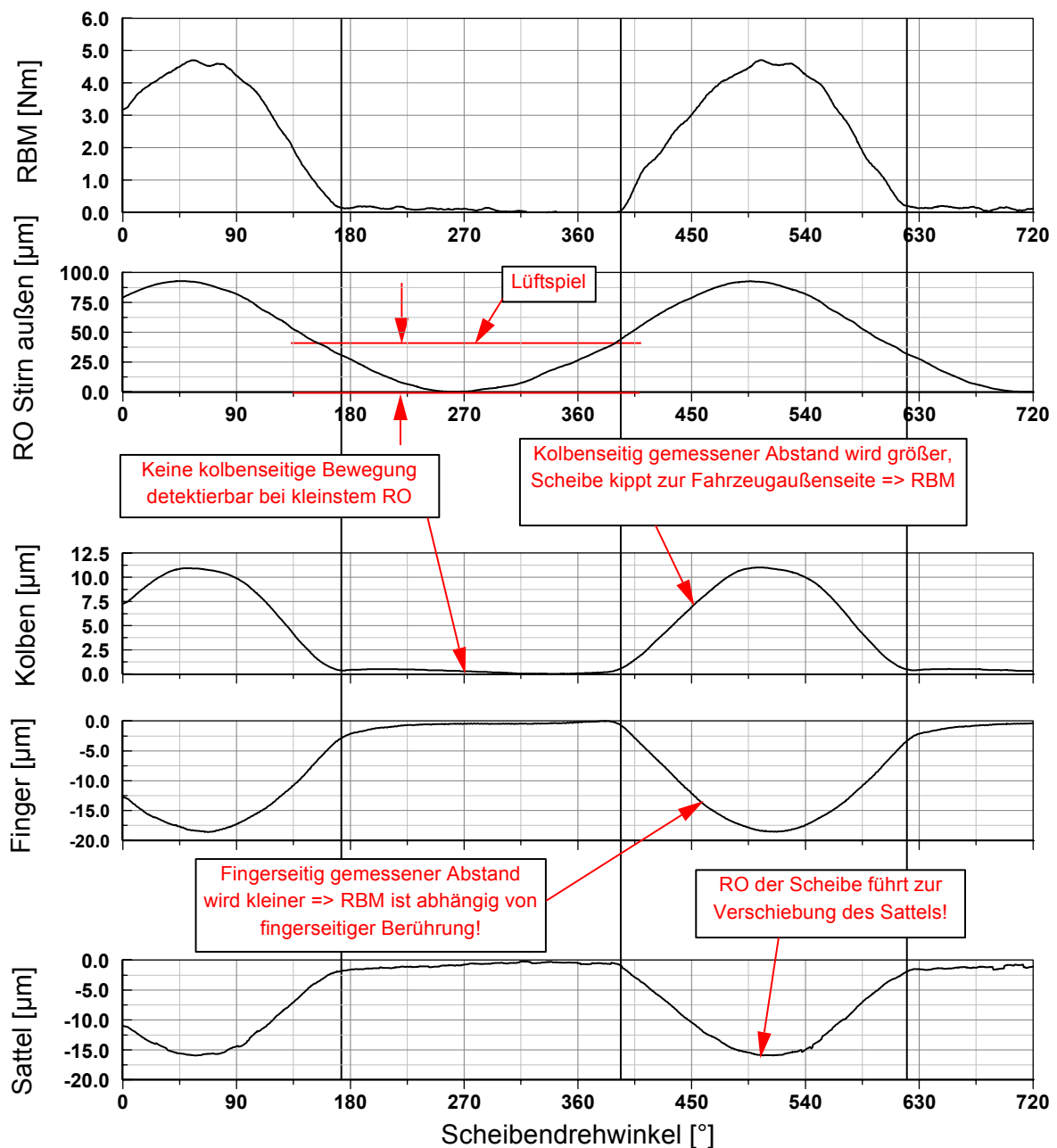


Abbildung 92: Detaillierung des kolben- und fingerseitigen Einflusses auf das RBM

Die vorhergehende Grafik zeigt die Eignung des Messsystems zur Analyse dieser Fragestellung. Im oberen Teil ist der Verlauf des RBMs dargestellt. Auffällig ist der Anstieg aus der

Nulllage heraus, wenn der stirnseitige RO größer wird und es zu einer Verringerung des Abstandes des fingerseitigen Belages kommt. Ab diesem Zeitpunkt verschiebt die Scheibe durch den RO den Sattel zur Fahrzeugaußenseite. Dieser Prozess ist durch die flexible Gummilagerung des Sattels reversibel, wie an der Erreichung der Ausgangsposition des Sattels nach der axialen Auslenkung zu erkennen ist. Zusätzlich markiert ist in diesem Fall das Lüftspiel. Der kolbenseitige Belag zeigt bei Anstieg der Auslenkung der Fingerseite ebenfalls eine Verschiebung. Allerdings ist dieser Vorgang in der Koppelung von Kolbenbelag und Sattel begründet. Das RBM wird hier nur durch einen Kontakt zwischen fingerseitigem Belag und Bremsscheibe hervorgerufen. Der Höchstwert erreicht ca. 4,8 Nm, während das arithmetische Mittel in einem über die gesamte Umdrehung durchschnittlich wirkenden RBM von ca. 1,5 Nm resultiert. Es lässt sich festhalten, dass mit dem Messsystem eine Korrelation zwischen der Verschiebung der Bremskomponenten (als Min-/Max-Wert während einer Umdrehung) und der Wirkung auf das RBM vorgenommen werden kann.

Die bisherigen Ausführungen haben gezeigt, dass der RO dynamisch hohen Schwankungen unterliegt. Die vereinfachten Ergebnisse im Zusammenhang mit Abbildung 90 verdeutlichen, ab welchen Querbeschleunigungswerten (hier bei idealisierten Bedingungen) in Abhängigkeit eines vorhandenen Lüftspiels in der offbrake-Phase ein Reibkontakt zwischen Belag und Scheibe erfolgt. Das Lüftspiel wird hierzu nur angenommen.

Im Folgenden erfolgt die Analyse des RBMs in Abhängigkeit von RO und Lüftspiel anhand zweier eingestellter ROs von 80 und 150 μm mit jeweils variierenden Lüftspielwerten. Die Ausgangsbedingung hierzu zeigt Abbildung 93. Daraus ist ersichtlich, dass die ROs innen und außen bei Vergleich von 80 und 150 μm nahezu in Phase liegen. Der Verzug der Maxima beträgt lediglich $6,5^\circ$. Abweichungen der Ergebnisse aufgrund unterschiedlicher Phasenlage können somit vernachlässigt werden.

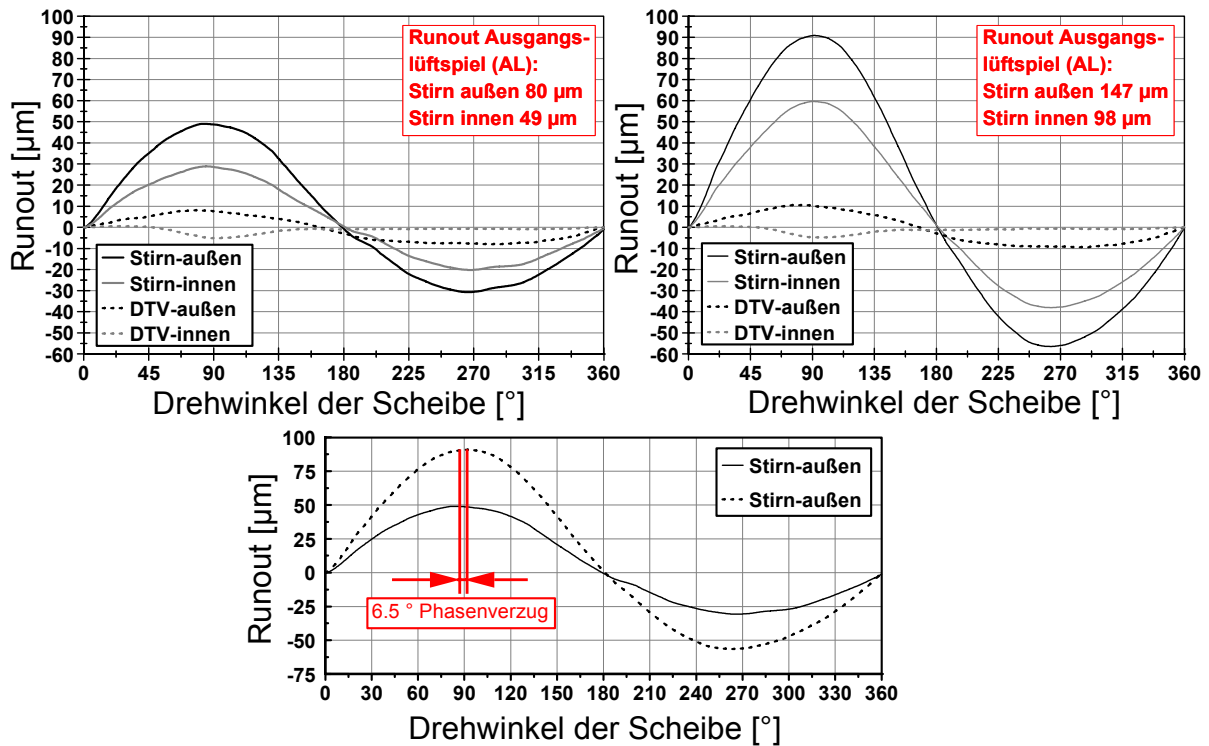


Abbildung 93: Ausgangsbindungen bei Vergleich von RO = 80 und 150µm

Die RBMs für die beiden RO-Werte werden jeweils bei vier verschiedenen Lüftspielwerten verglichen. Die Einstellung der Lüftspielwerte (Summe innen und Summe aus Kolben- und Fingerseite) erfolgt jeweils durch eine statische Druckapplikation mit 40, 60 und 100 bar zusätzlich zum Ausgangslüftspiel. Abbildung 94 zeigt die entsprechenden Ausgangswerte. Insbesondere die Lüftspielwerte für die Innenseite sind bei Vergleich zwischen den beiden RO-Werten nahezu identisch. Lediglich das Ausgangslüftspiel bei einem RO von 80 µm weicht um 25 % ab. Zusätzlich dargestellt ist zum Vergleich das arithmetische Mittel des RBMs.

Gegenüberstellung von Lüftspiel und RBM

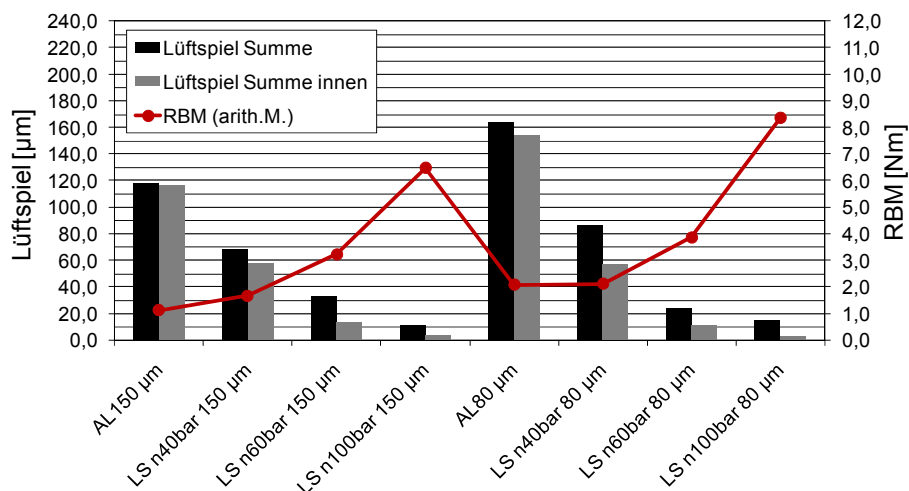


Abbildung 94: Gegenüberstellung von Lüftspiel und RBM

Hervorgehoben werden muss hier zunächst der deutliche Anstieg des RBMs bei nur geringer Abnahme des Lüftspiels zwischen 60 und 100 bar.

Abbildung 95 stellt den Verlauf des RBMs für das Ausgangslüftspiel, das Lüftspiel nach einer Bremsapplikation mit 40 bar und dementsprechend nach 60 und 100 bar dar, jeweils als Vergleich der eingestellten RO-Werte von 80 und 150 μm . Es zeigen sich ein größerer Eingriffswinkel und ein um ca. 1,2 Nm höherer Peak auf der Fingerseite beim Ausgangslüftspiel. Eine vertiefte Analyse hat ergeben, dass, betrachtet man den für die Fingerseite wichtigen inneren Radius für beide RO-Werte, die Scheibe um ca. 35 μm zwischen Beginn des fingerseitigen Kontaktes und maximalen fingerseitigen ROs ausgelenkt wird. Durch den insgesamt annähernd doppelt so großen RO-Wert beim Vergleich von 150 und 80 μm wird die beschriebene Auslenkung über einen kleineren Scheibenwinkelbereich erreicht, weshalb der Eingriffswinkel per se deutlich kleiner ausfällt. Das arithmetische Mittel ist dann bei kleinerem RO größer (wenn die Auslenkung der betreffenden Seite identisch ausfällt). Nach der 100 bar Druckapplikation ist, wie bereits in Kapitel 5.3, S. 77 beschrieben, von einer deutlichen „Vorspannung“ des Kolbens gegen die Scheibe auszugehen, was zu signifikant höheren RBM-Werten führt.

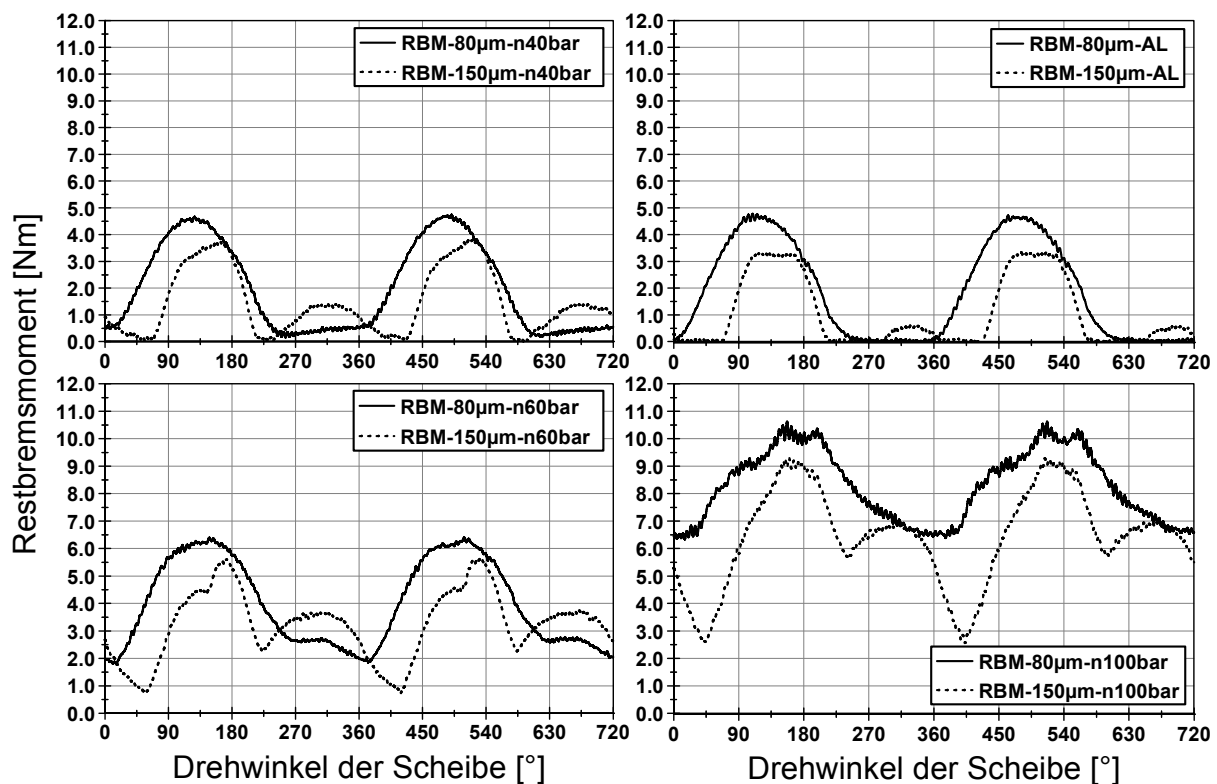


Abbildung 95: Einflussparameter RO bei definiertem Lüftspiel

Abbildung 96 vergleicht, im Gegensatz zur vorhergehenden Abbildung, bei konstantem RO-Wert (jeweils 80 und 150 μm) den RBM-Verlauf für ein variierendes Lüftspiel (nach Ausgangslüftspiel, nach 40, 60 und 100 bar-Druckapplikation). Zusätzlich ist das aus dem Signalverlauf resultierende Integral des RBM-Verlaufes über einer Umdrehung zur Bestimmung des Bewegungsenergieverlustes dargestellt. Insbesondere im mittleren Teil der Grafik lässt sich der Abfall des Lüftspiels anschaulich nachverfolgen. Beim Ausgangslüftspiel für

RO = 150 μm erfolgt zunächst ein fingerseitiger Kontakt, das RBM steigt an, erreicht bei ca. 135° das Maximum und fällt dann ab etwa 230° auf 0 ab. D. h. es entsteht kein Touchieren. Bei ca. 290° Drehwinkel ist eine kolbenseitige Berührung zu verzeichnen, zu erkennen an dem kurzen Anstieg des RBM-Verlaufes. Dieser Anstieg erfolgt bei einem verringerten Lüftspiel (Werte in Abbildung 94 ablesbar, nach 40 bar Druckapplikation) bereits zu einer früheren Scheibenposition. Ab einer Druckapplikation von 60 bar fällt das RBM aufgrund des verringerten Lüftspiels nicht auf 0 ab, sondern erreicht lediglich ein Minimum von ca. 1 Nm bzw. 2,6 Nm (nach 100 bar). An den Anstiegen der Integralverläufe lässt sich deutlich der höhere Anteil der Fingerseite am gesamten RBM ableiten. Die Markierungen zeigen, dass beim Ausgangslüftspiel für ca. 80°, nach einer 40 bar-Bremsapplikation für ca. 30° Scheibendrehwinkel kein Reibkontakt auftritt und somit Scheibe und Belag nicht im Eingriff stehen. Umgekehrt steigt der Eingriffswinkel auf der Kolbenseite von 85° beim Ausgangslüftspiel auf 185° nach der 40 bar-Druckapplikation.

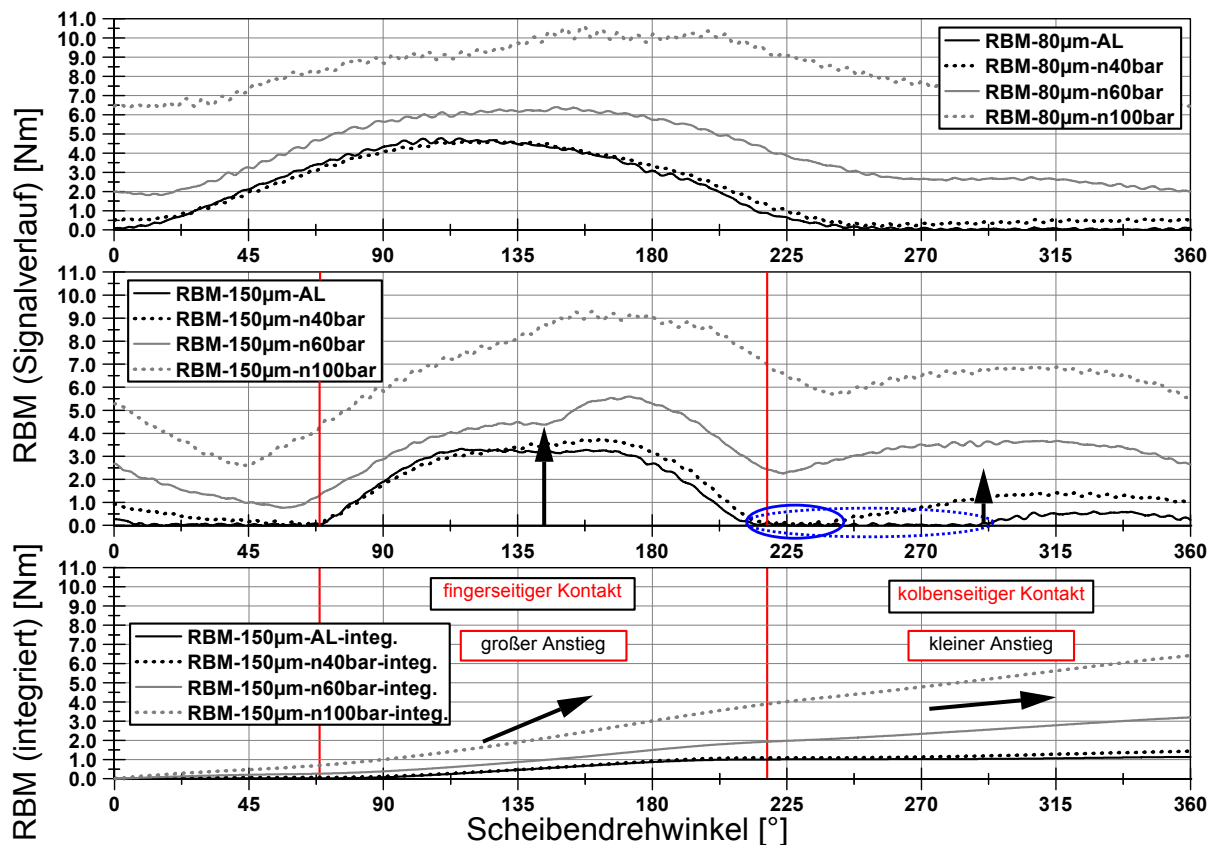


Abbildung 96: Einflussparameter Lüftspiel bei definiertem RO

Vergleicht man nun die Kurvenverläufe des RBMs und den aufsummierten Wert so fällt auf, dass zwar kurzzeitig Peaks von ca. 4 Nm auftreten können (für das Lüftspiel nach 40 bar), doch ergibt sich hier als integrierter Wert lediglich ca. 1,4 Nm. Betrachtet man die Entwicklung der Verläufe aus Abbildung 95 sowie Abbildung 96 so kann konstatiert werden, dass das RBM durch einen fingerseitigen Kontakt, durch einen abwechselnden finger- und kolbenseitigen Reibkontakt (bei abnehmendem Lüftspiel) und durch einen gleichzeitigen Reib-

kontakt (bei weiter abfallendem Lüftspiel) von Finger- und Kolbenseite entsteht. Erst der kombinierte Kontakt verursacht RBMe, die zu deutlichen Verlusten führen.

Abschließend ist das RBM (abgetragen jeweils auf der Hochachse) dargestellt als arithmetisches Mittel in Abhängigkeit der Drehzahl in U/min und des RO-Wertes (80 und 150 μm). Abbildung 97 zeigt die Ergebnisse. Deutlich zu erkennen ist der geringe Unterschied zwischen dem Ausgangslüftspiel und dem Lüftspiel nach 40 bar Druckapplikation sowie dem deutlichen Anstieg von 60 zu 100 bar. Die Drehzahlabhängigkeit ist in diesem Bereich als sehr gering einzustufen.

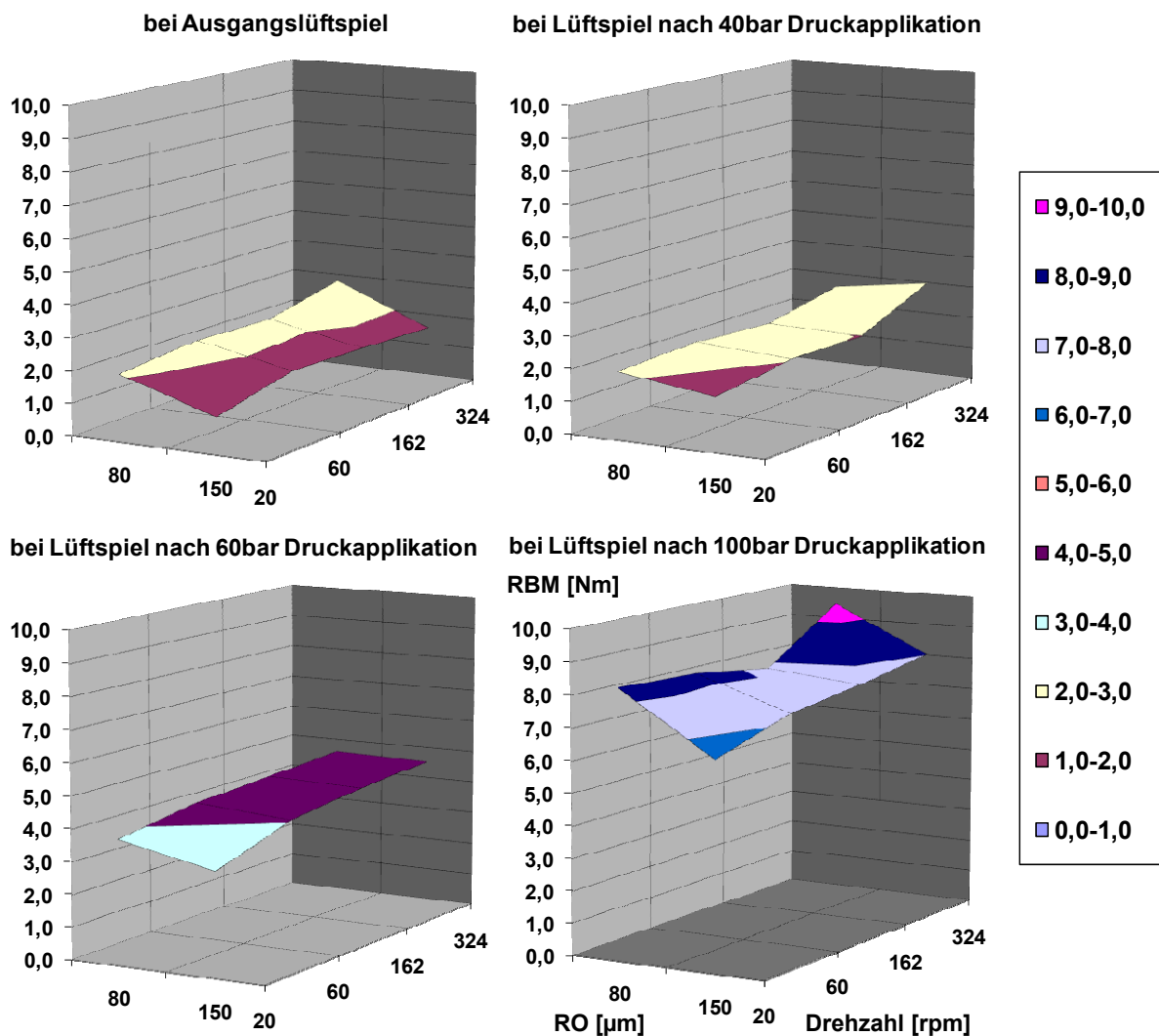


Abbildung 97: Darstellung des arithmetischen Mittels des RBMs bei variierendem Lüftspiel

5.6 Löseverhalten der Beläge

Das Löse- bzw. Lüftverhalten beschreibt allgemein die Eigenschaft der Radbremse, ein ursprüngliches (vor der Bremsapplikation) Lüftspiel bzw. Lüftvolumen nach einer Abbremsung bzw. einer Wechselwirkung mit einem dynamischen RO, beispielsweise dem Wirken einer Seitenkraft, wieder neu einzustellen. Neben den generellen konstruktionsspezifischen, rad-

bremsbezogenen Einflussgrößen wie Kolbendichtringcharakteristik, Sattelführung, Sattelsteifigkeit, etc. sind die Haupteinflussgrößen auf das Löseverhalten bezüglich der Betriebsbedingungen die erreichte Scheibentemperatur, die Verzögerung und der dynamische RO. Ziel ist eine konstante, reproduzierbare Lüftspielgenerierung. Abbildung 81 zeigte bereits für die verwendete Versuchsbremse 2 eine konstante Lüftspielgenerierung im RBZ-Druckbereich bis ca. 20 bar. Das Löseverhalten der Beläge wird in diesem Abschnitt im Wesentlichen in Verbindung mit dem Wirken einer Seitenkraft und der Wechselwirkung zwischen Lüftspiel und dynamischen RO betrachtet, zunächst im niedrigen Querschleunigungsbereich. Der Ablauf besteht aus:

1. drei Bremsungen 50 - 0 km/h (= 406 U/min), 20 bar, Erfassung Lüftspiel bei 3. Bremsung (zur Konditionierung)
2. Offbrake-Phase bei 50 km/h, 50 s
3. RBM-Erfassung
4. Querschleunigungssimulation ca. 2 m/s², 60 s
5. RBM-Erfassung
6. eine Bremsung 50 - 0 km/h (= 406 U/min), 20 bar, Erfassung Lüftspiel

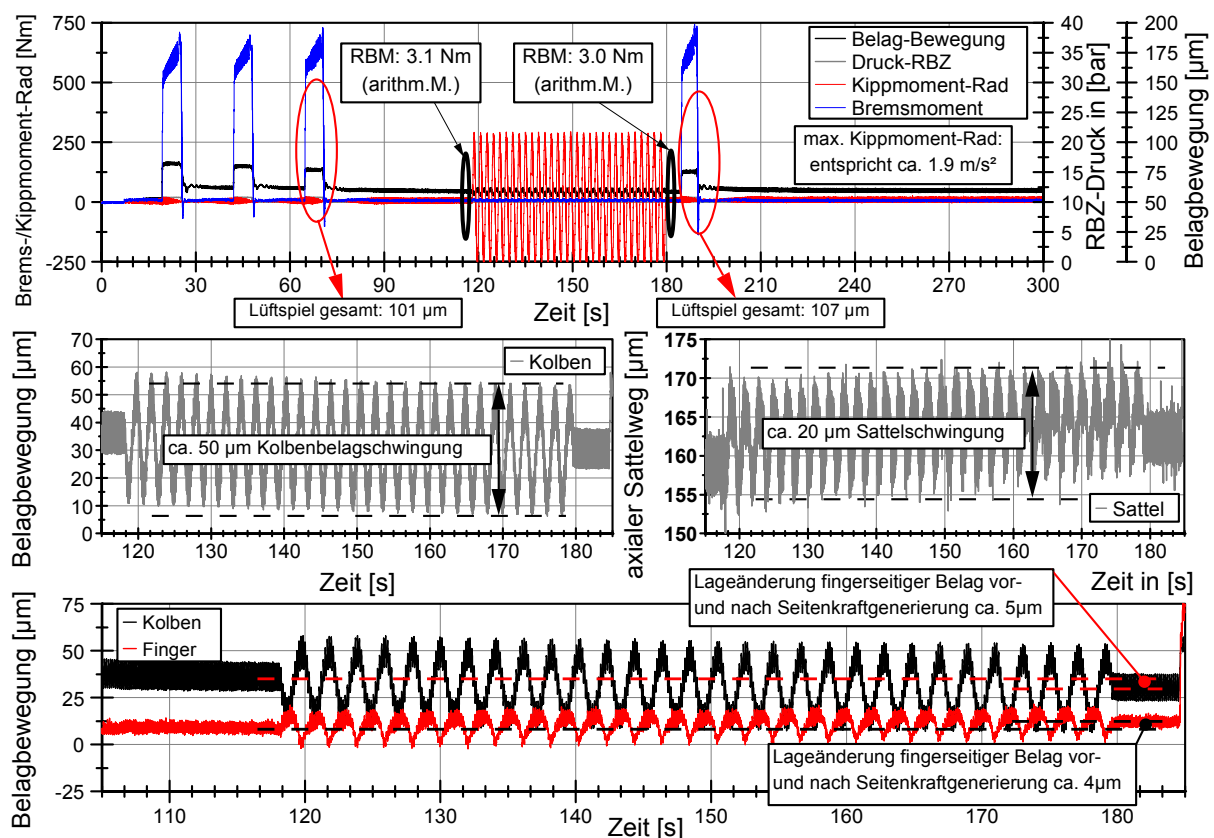


Abbildung 98: Ermittlung des Löseverhaltens der Beläge bei Seitenkraft und niedriger Querschleunigung

Die Ergebnisse zeigt nun Abbildung 98. Es ist eine zu vernachlässigende Veränderung des RBMs mit 3,1 zu 3,0 m/s² vor und nach der Querkraftsimulation mit ca. 2 m/s² (entsprechend

umgerechnet aus den Fahrzeugdaten nach Anhang 12.7, S. 161) festzustellen. Das Lüftspiel hat sich bei Vergleich der Situation vor und nach der Seitenkraftsimulation ebenfalls gering verändert (101 zu 107 μm). In den beiden mittleren Diagrammen von Abbildung 98 ist die Kolben- und Sattelbewegung aufgrund des wechselnden Radkippmomentes M_{RK} dargestellt. Es zeigt sich eine zyklische Schwingung der beiden Bremskomponenten, die direkt mit der Seitenkraftsimulation korreliert. Im unteren Diagramm von Abbildung 98 ist die Lageänderung von kolben- und fingerseitigem Belag visualisiert, die mit jeweils ca. 5 μm vernachlässigbar ausfällt. Somit kann festgehalten werden, dass bei dieser RBM-Untersuchung mit Applikation einer moderaten Seitenkraft¹³ die Radbremskomponenten um ihre Ausgangslage schwingen und nach Beendigung der Kraftsimulation annähernd ihre Initialposition erreichen. Dadurch bleibt das RBM auf annähernd gleichem Niveau. Zur Analyse der Auswirkung einer Seitenkraftapplikation mit Simulation einer höheren Querbeschleunigung zeigt Abbildung 99 den RBM-Verlauf, die simulierte Querbeschleunigung und die axiale Weg- bzw. Lageänderung von Sattel und Einlauf des Fingers.

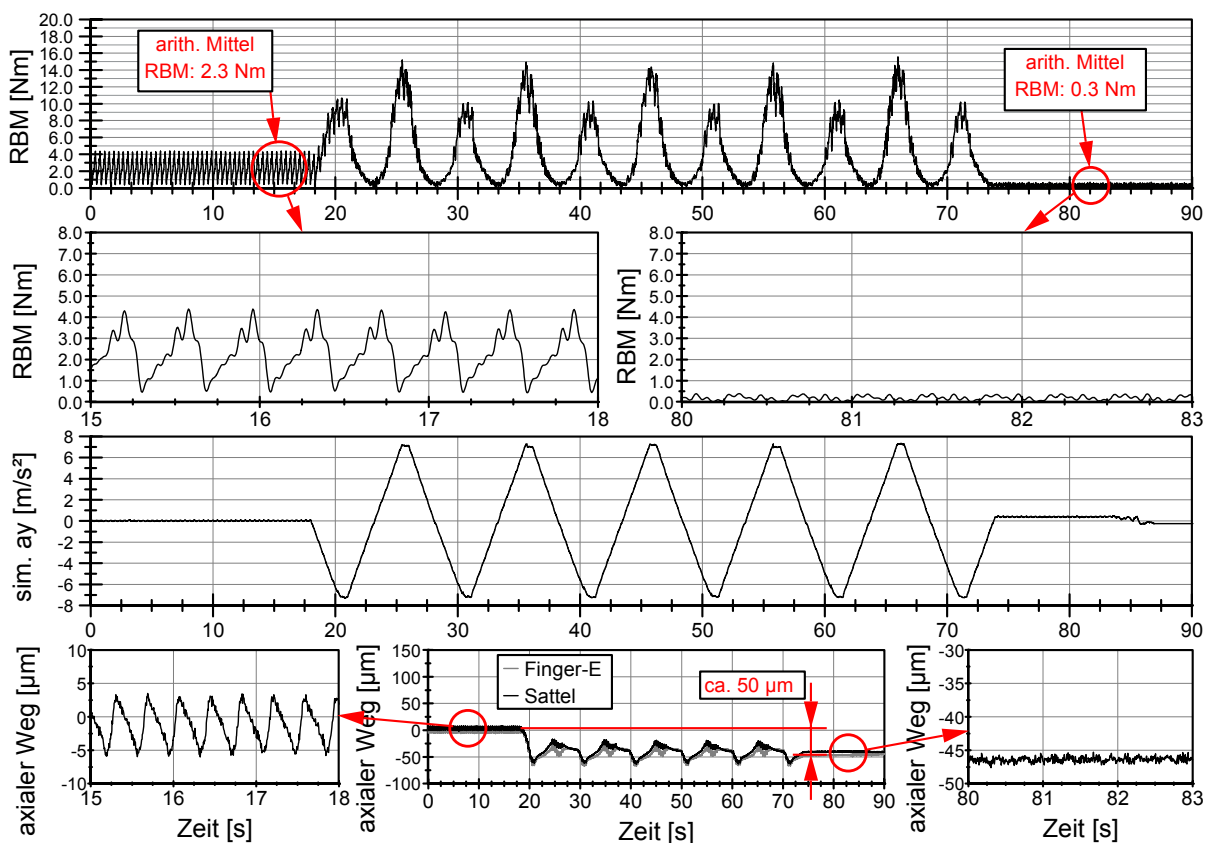


Abbildung 99: Applikation einer Seitenkraft für eine Querbeschleunigungssimulation zur Ermittlung der Auswirkung auf das RBM

Vor Applikation einer Seitenkraft beträgt das arithmetische Mittel des RBMs 2,3 Nm, der Maximalpeak erreicht ca. 4,5 Nm. Nach der Simulation einer Querbeschleunigung von ca.

¹³ Fahrtests am Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik mit unterschiedlichen Fahrertypen haben ergeben, dass 4 von 5 Fahrern maximale Querbeschleunigungen von ca. 3 m/s^2 erreichen.

7 m/s² werden nur noch ca. 0,3 Nm im Mittel erreicht. Der Grund hierfür ist die seitenkraftbedingte Verlagerung der Bremskomponenten. Sattel und Finger werden um ca. 50 µm in Richtung der Fahrzeugaußenseite axial versetzt, womit der Reibeingriff auf der Fingerseite deutlich gemindert wird und lediglich ein sehr geringes RBM von 0,3 Nm wirkt. Nach der Querbesehleunigungssimulation erfolgt eine Druckapplikation mit 20 bar. Abbildung 100 zeigt die axiale Lageänderung des Sattels und des fingerseitigen Belages entgegen der ursprünglichen seitenkraftbedingten Verlagerung von wiederum ca. 50 µm in Richtung der Fahrzeuginnenseite. D. h. hier findet ein erneuter fingerseitiger Reibkontakt statt, der zu einem gemessenen RBM von ca. 2,5 Nm führt.

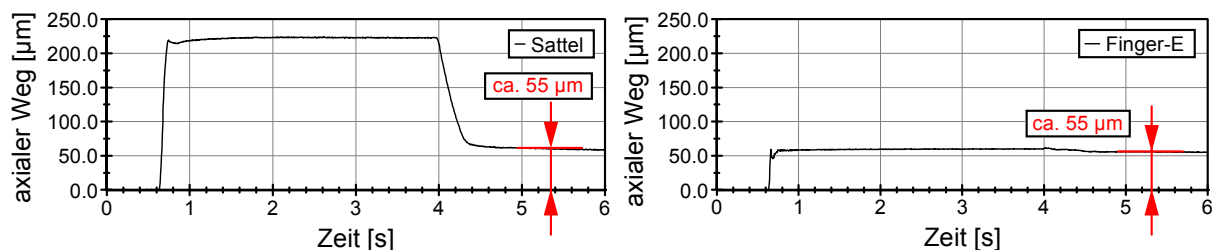


Abbildung 100: Änderung der Sattel- und Fingerlage nach einer Druckapplikation

Die vorhergehenden Untersuchungen zeigen, wie die Applikation einer Seitenkraft eine Lageänderung der Bremskomponenten (Beläge und Sattel) und folglich eine Änderung des RBMs bewirkt. Eine niedrige Querbesehleunigungssimulation führt zu einer zyklischen Lageänderung um die Initialposition der Bremskomponenten, die am Ende erneut erreicht wird. Das RBM ändert sich hierbei unmerklich (siehe Abbildung 98). Höhere simulierte Querbesehleunigungswerte bewirken eine merkliche axiale Lageänderung und ein in der Folge signifikant verringertes RBM. Ab welchen Seitenkraft- bzw. Querbesehleunigungswerten eine Verschiebung der Bremskomponenten erreicht wird, hängt insbesondere von den Reibverhältnissen zwischen Belagführungsbolzen und Rückenplatte, der Slidepinlagerung sowie von der Funktionspaarung Kolbendichtring/Bremskolben ab. Weiterführende Untersuchungen haben gezeigt, dass sich hier kein signifikanter Schwellenwert festlegen lässt. Festgehalten werden muss weiterhin, dass eine Rückstellung des Kolbens durch eine axiale Verschiebung der Beläge infolge einer Seitenkraftapplikation bei dem hier untersuchten Radbremstyp nicht möglich ist, da die vorhandenen Sattelreibkräfte von Slidepin und Federklammer deutlich kleiner sind als die Reibkraft zwischen Kolben und Kolbendichtring (siehe hierzu Abschnitt 6.2.2, S. 115).

5.7 Zusammenhang Restbremsmoment und Lüftspiel

Während das vorhergehende Kapitel die Entwicklung von RBM und Lüftspiel in Abhängigkeit eines eingestellten Druckwertes gezeigt hat, soll im Folgenden der Zusammenhang zwischen dem RBM und Lüftspiel bzw. Lüftvolumen spezifiziert werden (Abbildung 101). Daten-

basis sind hier zunächst die Lüftspiel und -volumenwerte aus Abbildung 81, S. 78. Durch die Messpunkte sind Trendlinien gelegt und die Koeffizienten der Ausgleichsfunktionen tabellarisch zusammengefasst. Das Bestimmtheitsmaß gibt die Qualität des Zusammenhangs zwischen der abhängigen (dem RBM) und der unabhängigen Variable (dem Lüftspiel) an. Ab einem Lüftspiel von weniger als ca. 25 µm ist eine deutliche Änderung in der Sensitivität charakteristisch. Ab diesem Lüftspielwert ist davon auszugehen, dass beide Beläge teilweise an der Scheibe anliegen und der Kolbendichtring eine „Zuspannkraft“ erzeugt. Die Kurven sind daher zur Erhöhung der Trendliniengüte zweigeteilt. Zwischen dem Lüftspiel der Fingerseite und dem RBM besteht zunächst keine Korrelation, erst ab der Druckapplikation von 40 bar ist ein deutlicher statistischer Zusammenhang erkennbar. Die Kolbenseite zeigt in beiden charakteristischen Abschnitten eine hohe Korrelation, mit jeweils progressivem Anstieg des RBMs bei fallendem Lüftspiel. Für das gesamte Lüftspiel gilt bei linearer Ausgleichsfunktion ein Anstieg von -0,0031 im Abschnitt 1, 0,380 im Abschnitt 2. Eine Verringerung des Lüftspiels um 10 µm resultiert demzufolge in einer Erhöhung des RBMs von 0,031 bzw. 3,8 Nm (Faktor 120). Ein qualitativ äquivalentes Verhalten zeigt sich bei der Darstellung des RBMs über dem Lüftvolumen (Anhang 12.9, S. 162).

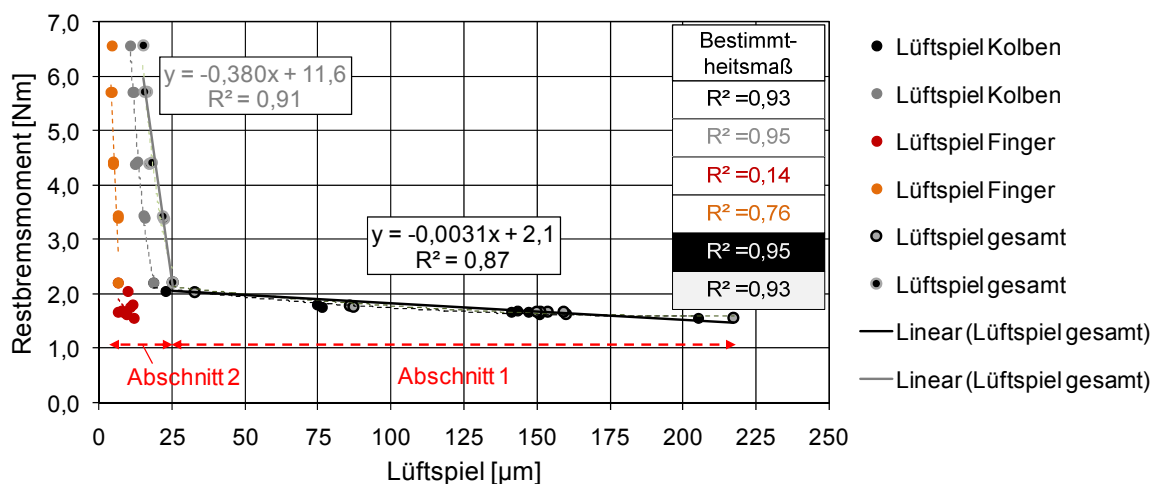


Abbildung 101: RBM in Abhängigkeit des Lüftspiels (Versuchsbremse 2)

Festzuhalten bleibt, dass zwischen RBM und Lüftspiel ein statistisch abgesicherter Zusammenhang besteht. Die zunächst geringe Sensitivität der Korrelation ist mit dem überwiegenden Anteil der Verringerung des Lüftspiels auf der Kolbenseite zu begründen, das noch keine signifikante Berührung zwischen kolbenseitigem Belag und Scheibe zur Folge hat.

Während der vorhergehende Absatz bereits den Zusammenhang zwischen Lüftspiel bzw. Lüftvolumen während des Verlaufes einer statischen Druckreihe dargestellt hat, bezieht sich dieser Abschnitt auf den Verlauf des Lüftspiels während eines Testzyklus zur Untersuchung des RBMs mit einer Dauer von ca. 140 Std.. Die Prüfprozedur ist im Anhang 12.12, S. 165 beschrieben. Abbildung 102 zeigt für das Lüftspiel von Versuchsbremse 2 den Anteil für den Kolbenbelag, den Fingerbelag und die Summe aus beiden im Rahmen des RBM-

Untersuchungstests. Im dritten Diagramm ist das RBM aufgeführt. Zu Beginn des 10. Zyklus ist ein signifikanter Abfall des kolbenseitigen Lüftspiels zu erkennen, der gleichbedeutend mit einem Nachstellvorgang des Kolbens ist. Das Lüftspiel auf der Fingerseite bleibt konstant. Das Summenlüftspiel sinkt in Folge des Nachstellvorgangs in etwa auf das Niveau des 6. Zyklus ab. Vergleicht man hierzu jeweils die RBMe, so fallen diese von der Größenordnung her gleich aus, d. h. es ist eine sehr gute Korrelation zwischen RBM und Lüftspiel auch im Rahmen von längeren Testzyklen zu verzeichnen. Betrachtet man den erneuten Anstieg des Lüftspiels nach dem 10. Zyklus, so ist theoretisch von einem weiteren Nachstellvorgang im 17. Zyklus auszugehen. Ein weiterer charakteristischer Abschnitt ist der Bereich der ersten drei Zyklen. Hier steigt das Lüftspiel verhältnismäßig langsam an, insbesondere im Vergleich zu Zyklus 5 und 6. Der Grund hierfür ist in der anfänglich durchgeführten Druckapplikation von 100 bar zu finden. Die Aufweitung des Sattels hat zu einer erheblichen Relativbewegung zwischen Kolben und KDR geführt (Nachstellung des Kolbens). In der Folge ist das Lüftspiel sehr gering. Die Auswertung der Belagwegmesssensoren im 1. Zyklus hat ergeben, dass bei relativ konstant bleibendem Lüftspiel der Verschleiß der Kolbeneinlauf- und der Fingerauslaufseite mit ca. 160 µm ca. ein Drittel des gesamten Testzyklus erreicht. Insbesondere der hohe Verschleiß am Kolbeneinlauf ist signifikant. Diese Charakteristik deutet darauf hin, dass der Kolbendichtring den Kolben entgegen der Betätigungsrichtung vorgespannt ist, womit insbesondere die inneren Belagbereiche anliegen.

Abbildung 102 zeigt im unteren Teil der Grafik die Entwicklung der tangentialen und radialen Winkellage des Kolbenbelags und die Entwicklung der radialen Winkellage des Fingerbelags. Der Nachstellvorgang mit Beginn des 10. Zyklus bewirkt eine signifikante Änderung der radialen kolbenseitigen Winkellage. Der Belag stellt ab diesem Zeitpunkt innen deutlich mehr zu als außen – im Umkehrschluss bedeutet dies, dass zunächst auf der Außenseite ein Reibkontakt bei erhöhtem dynamischen RO entsteht. Der fingerseitige Belag weist während des gesamten Zyklus einen negativen radialen Winkel auf. Dies bedeutet, dass der Belag beim Anlegen an die Scheibe außen mehr zustellt. Bei Betrachtung der tangentialen Lage zeigt die Fingerseite eine relativ parallele bis leicht positive Winkellage, d. h. eine erhöhte Zustellung auf der Einlaufseite, was nach den bisherigen Ergebnissen als positiv zu werten ist. Mit Beginn des 13. Zyklus ist ein äquivalentes Verhalten auch auf der Kolbenseite zu verzeichnen. DTV-Generierung und RBMe sind durch dieses Verhalten generell verringert.

Das eingesetzte Messsystem erlaubt erstmals, den bedeutenden Einflussfaktor „geometrischen Bedingungen der Radbremse“, insbesondere das Lüftspiel, vollständig aufzulösen und mit dem RBM zu korrelieren, auch über einen längeren Untersuchungszyklus mit variierenden Betriebsbedingungen. Zeitveränderliche RBM-Werte können somit qualitativ und quantitativ erklärt werden.

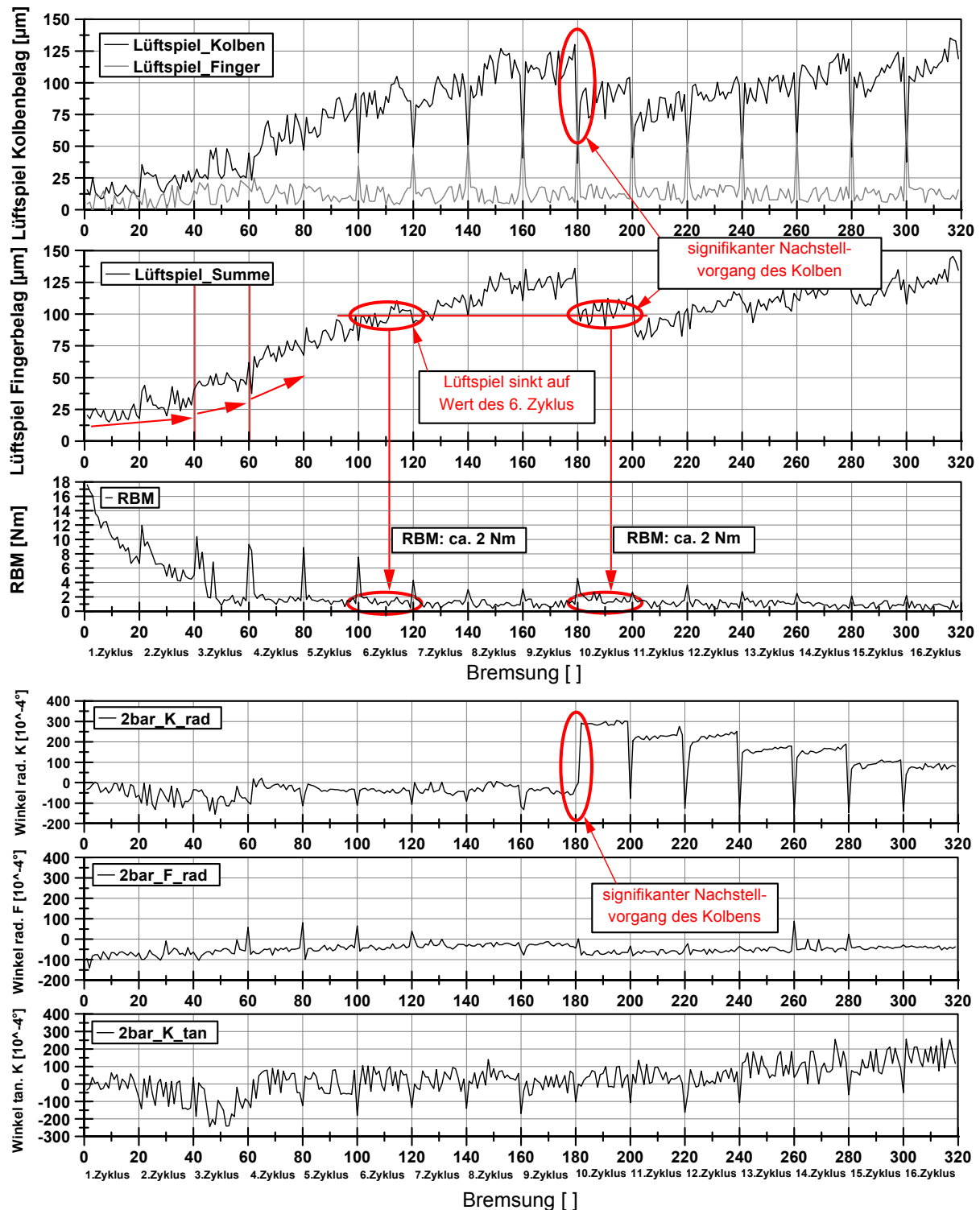


Abbildung 102: Darstellung des Lüftspiels für den Kolben- und Fingerbelag und deren Summe; Gegenüberstellung des RBMs, (obere Grafik); Darstellung der radialen und tangentialen Winkelverläufe (untere Grafik)

5.8 Zusammenhang Bremskomponentenbewegung und Restbremsmoment

Im Folgenden werden explizit die Zusammenhänge zwischen den axialen Bremskomponentenbewegungen und dem RBM dargestellt. Ausgangspunkt der Überlegungen ist das Zusammenspiel zwischen Lüftspiel und dynamischen RO. Kommt es zur Berührung zwischen

Scheibe und Belag, führt dies, je nach Konstellation von RO und Lüftspiel, zu einer Bewegung von Belag und Sattel. Kolbenseitiger Belag und Sattel können sich relativ voneinander bewegen, da der Kolben im Sattel über den Dichtungsring elastisch gelagert ist. Die Höhe der axialen Komponentenbewegung gibt an, inwieweit die Scheibe eine Verschiebung der Bremskomponenten bewirkt. Die jeweiligen Komponenten, Beläge und Sattel, weisen entgegen der Verschiebungswirkung eine charakteristische Steifigkeit auf. Somit entstehen unterschiedliche Kontaktkräfte und RBMe. Durch die Aufnahme der geometrischen Bedingungen kann hieraus ein RBM abgeleitet werden. Abbildung 103 zeigt den Einfluss eines kolbenseitigen Touchierens. Die axiale Auslenkung ist hier als Differenz zwischen Minimal- und Maximalwert der jeweiligen Belagsensoren zu verstehen. Für die Ermittlung des kolbenseitigen Einflusses werden Messdaten verwendet, worin eine klare Unterscheidung zwischen finger- und kolbenseitigem Reibkontakt möglich ist. D.h. während einer Scheibenumdrehung existieren Winkelbereiche, in denen kein Reibkontakt existiert (Abbildung 96, S. 89). Die Auslenkung kann dann einem definierten, wirkseitenbezogenen RBM-Verlauf zugeordnet werden.

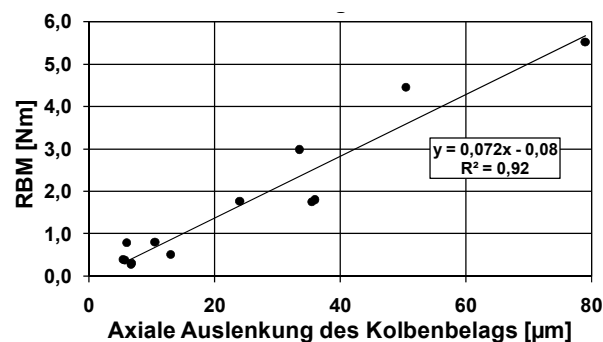


Abbildung 103: Differenzierung des RBMs nach geometrischem Einfluss; Betrachtung der Kolbenseite

5.9 Zeitverhalten des Restbremsmomentes

In der Ableitung des Forschungsbedarfs wurde die Notwendigkeit zur Analyse des RBMs im Verlauf von DTV-Generierungs- bzw. RBM-Untersuchungstest dargelegt (Prüfandbedingungen siehe Tabelle 16 und Tabelle 17, S. 165). Abbildung 104 zeigt hierzu für eine Belag-/Scheibenkombination einen Vergleich der RBMe, die fünf Sekunden vor jeder Bremsung als arithmetischer Mittelwert aus 250 Messwerten erfasst wurde. Die schwarzen Punkte markieren die Werte für die onbrake-, die roten für die offbrake-Phase. In der offbrake-Phase erfolgen 20 Bremsungen, in der onbrake-Phase 30, daher ist ein Abfall der roten Kurve auf die Nulllinie zyklusbedingt. Dem 1. Zyklus ging eine Druckbetätigung im Stand mit 100 bar voraus, um ein deutlich verringertes Lüftspiel und dessen Abbau (bzw. dessen Vergrößerung) zu simulieren. In der Offbrake-Phase baut sich das RBM kontinuierlich ab und beträgt nach einer Laufzeit von 5 Std. nach 20 Bremsungen mit einem Intervall von 15 min. nur noch ca. 8 Nm, was bezüglich des Wertes etwa einer Halbierung entspricht. Im 2. und 3. Zyklus erfolgt jeweils erneut nahezu eine Halbierung des RBM-Wertes bis auf ca. 1,8 Nm. Ab dem

4. Zyklus sinkt der RBM-Wert im Trend von ca. 1,5 - 1,8 Nm auf 0,4 - 0,8 Nm im 15. Zyklus.

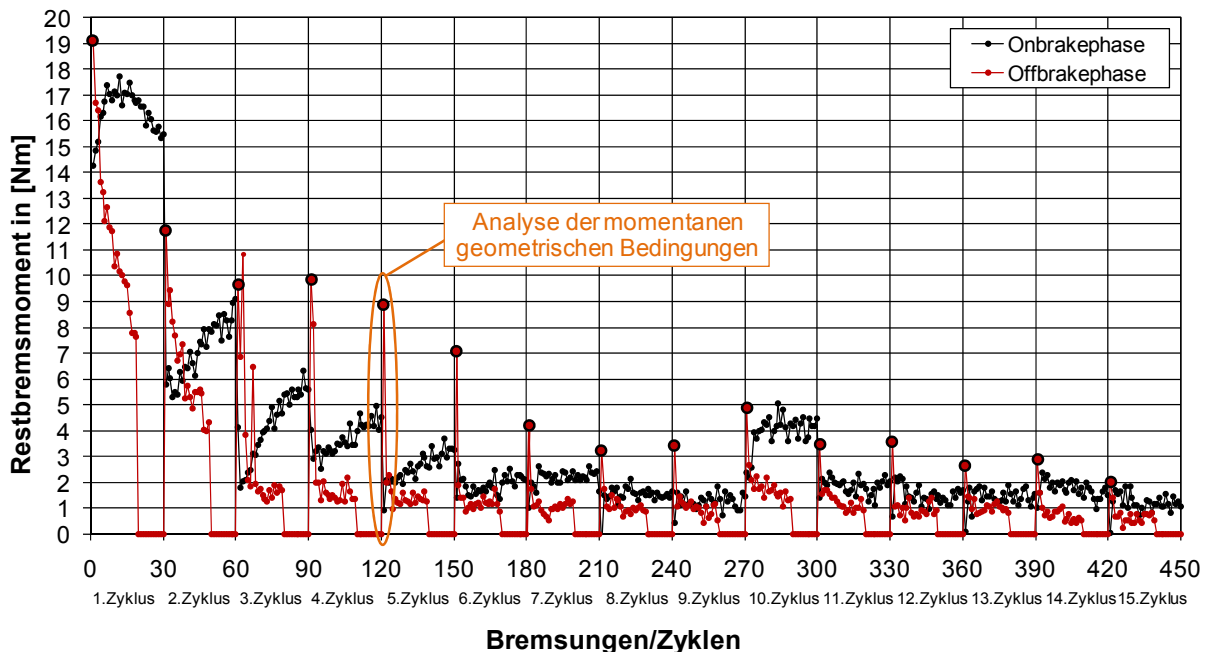


Abbildung 104: Vergleich der RBMe im on-/offbrake-Zyklus jeweils 5 s vor jeder Bremsung für den gesamten Testzyklus (Versuchsbremse 2)

Festgehalten werden muss, dass das RBM keine konstante Größe ist und erheblichen Schwankungen unterliegt. Insbesondere vor der 1. Bremsung der offbrake-Phase ist über den gesamten Zyklusverlauf ein deutlich erhöhter Peak auffällig, der jeweils mit einem schwarz umrandeten Datenpunkt markiert ist. Beispielhaft sollen die geometrischen Bedingungen (markiert in Abbildung 104) im Folgenden näher analysiert werden. In Abbildung 105 ist hierzu ein onbrake-Zyklus und im Anschluss 5 von 20 Bremsungen der offbrake-Phase dargestellt. Zusätzlich sind die stirnseitige Scheibentemperatur (schleifend), das Bremsmoment, die Sattelbewegung sowie der Verlauf des äußeren, stirnseitigen RO-Sensor abgebildet. Auffällig ist der temperaturbedingte Scheibenverzug (mittleres Diagramm), der sich nach der Abkühlphase des onbrake-Abschnittes wieder zurück bildet. Prinzipiell kann diese thermisch bedingte axiale Verschiebung des Reibringes auch als Teilkomponente dem dynamischen RO zugeordnet werden. Betrachtet man nun das Verhalten des Sattels, so erkennt man eine Verschiebung in positiver y-Achse um ca. 100 μm in Richtung Topfseite. Durch die onbrake-Bremsung richtet sich dieser stets neu zur Scheibe aus. Zu Beginn der offbrake-Phase weist der Sattel daher einen deutlichen axialen Versatz (in Richtung der Topfseite) auf, trotz dem die Scheibe wieder die Ausgangsstellung eingenommen hat (in der Übergangsphase on-/offbrake erfolgt keine Bremsung). Ein derartiger Sattelversatz bedeutet gleichzeitig ein Annähern von Scheibe und kolbenseitigem Belag, wodurch dieser einem kontinuierlichen Reibkontakt unterliegt und ein erhöhtes RBM erzeugt (sowie eine erhöhte Scheibentemperatur). Nach der zweiten offbrake-Bremsung hat der Sattel die ursprüngliche Ausgangslage annähernd wieder erreicht.

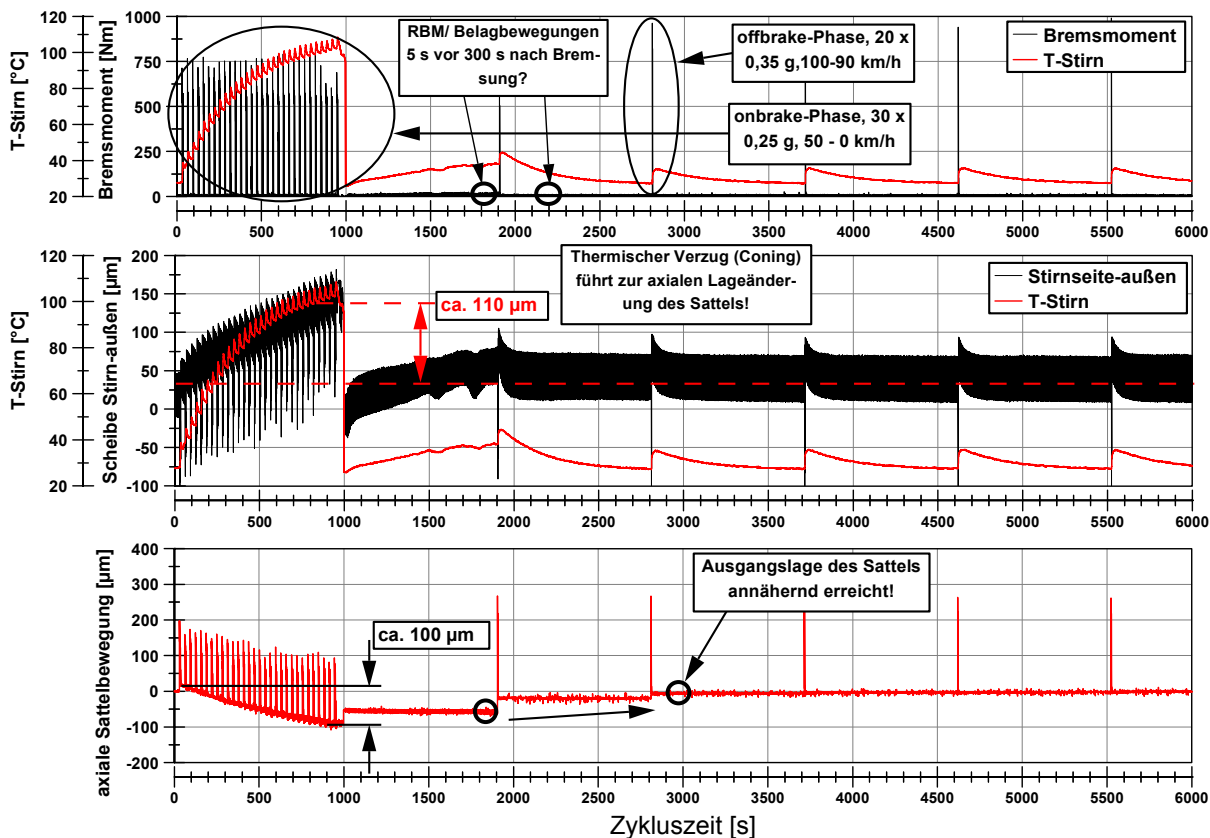


Abbildung 105: Untersuchung des reproduzierbaren Anfangspeaks des RBMs in der offbrake-Phase

Abbildung 106 zeigt die Wirkung dieses kurzzeitigen Sattelversatzes, indem die Bremskomponentenbewegung 5 s vor und 300 s nach der ersten Bremsung abgebildet sind.

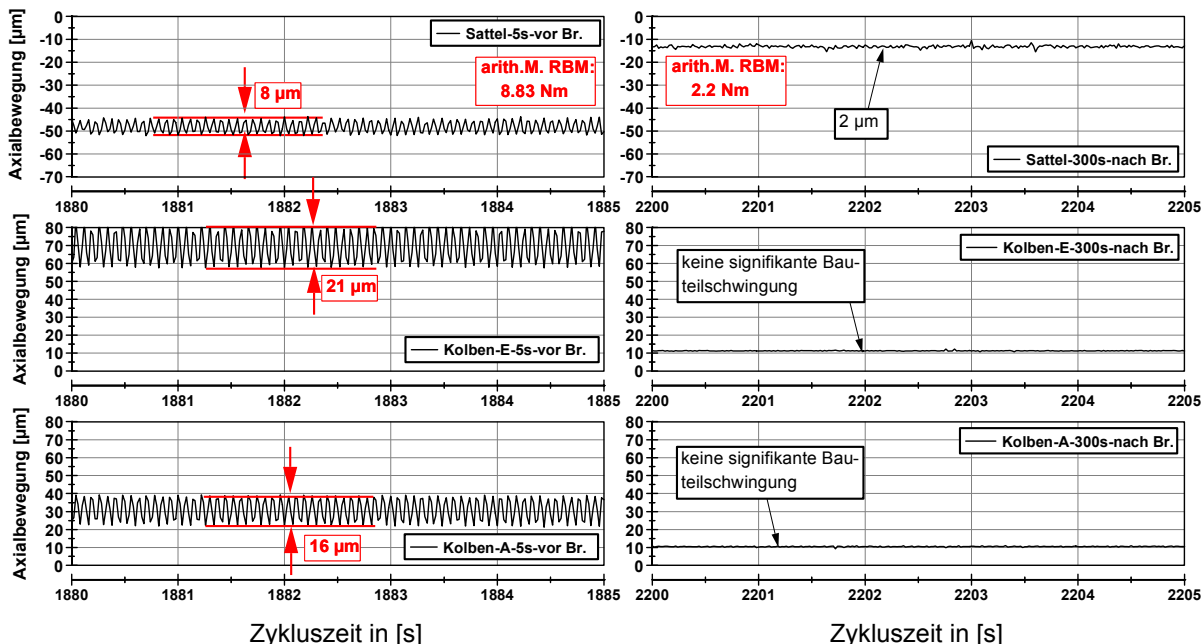


Abbildung 106: Bremskomponentenbewegung von Kolben und Sattel (5 s vor, 300 s nach 1. Bremsung)

Der Sattel schwingt davor axial durch einen reibbedingten Kontakt von Scheibe und Belag um ca. 8 µm, der kolbenseitige Belag um ca. 20 µm. 300 s nach der ersten Bremsung hat sich die Sattel- und Kolbenbelagschwingung vollständig abgebaut. Der Grund hierfür ist die

Neuausrichtung des Sattels bedingt durch die erste Bremsung (siehe drittes Diagramm Abbildung 105). Der Abstand zwischen Scheibe und kolbenseitigem Belag vergrößert sich, ein Reibkontakt bleibt danach aus. Die Höhe des charakteristischen Peaks verringert sich im Verlauf der insgesamt 15 dargestellten Zyklen, was mit der verschleißbedingten Erhöhung des Lüftspiels zu erklären ist.

Die Analyse des Bewegungsverhaltens der Bremskomponenten im Bereich des anfänglich erhöhten RBMs zeigt, dass eine Verlagerung des Sattels, bedingt durch den thermischen Verzug der Scheibe aufgrund der erhöhten Scheibentemperaturen in der onbrake-Phase, in deutlich erhöhten RBM-Werten in der offbrake-Phase bis zur ersten Bremsung resultiert. Während der Sattel sich axial durch diesen thermischen Verzug neu positioniert, ist der Vorgang bezüglich der Scheibe reversibel. Dadurch hat die Scheibe erhöhten Reibkontakt mit dem kolbenseitigen Belag, was in einem Anstieg des RBMs auf ca. 9 Nm resultiert. Der Sattel verlagert sich wieder mit der ersten Bremsung der offbrake-Phase, womit das kolbenseitige Lüftspiel größer wird. Abbildung 107 zeigt den Vergleich der RBMe bzw. der sich ergebenden „RBM-Bänder“.

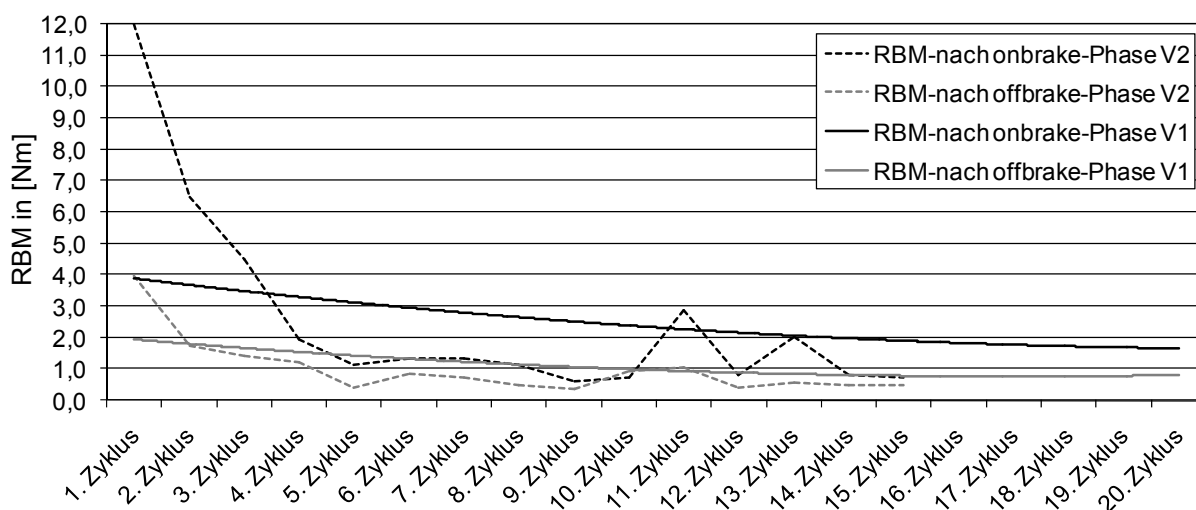


Abbildung 107: Vergleich der RBMe von Versuchsbremse 1 und 2 während eines Testzyklus

Datenbasis ist hierbei der RBM-Wert gemäß Prüfablauf aus Tabelle 17, S. 165, Nr. B und E. Die Werte differieren nach on- und offbrake-Phase bei beiden Versuchsbremsen. Nach der onbrake-Phase sind signifikant höhere Werte zu konstatieren, was bei Versuchsbremse 1 noch stärker ausgeprägt ist (für V1 wird eine Trendkurve der RBM-Werte gezeigt, da Schwankungen der Werte einen Vergleich erschweren). Da die Differenz zwischen den Phasen in diesem Maße keiner reibwertbedingten Variation zugeordnet werden kann, ist bei Versuchsbremse 1 wiederum von geänderten geometrischen Bedingungen der Bremskomponenten auszugehen. Eine äquivalente Verlagerung des Sattels durch einen dynamischen RO, der ursächlich nicht durch Schirmung, sondern durch Seitenkräfte bedingt ist, soll anhand der nachfolgenden Abbildung 108 verdeutlicht werden. Während einer offbrake-Phase

von 80 km/h wird eine Seitenkraft aufgebracht, die einer Querbeschleunigung von in etwa anfänglich 5 bis 4 m/s² entspricht. Der RO steigt entsprechend um ca. 400 µm an. Der Sattel verlagert sich durch diese Einwirkung um ca. 40 µm. Durch eine anschließende Bremsung (4. Diagramm in der Abbildung, charakterisiert durch fallenden Drehzahlverlauf) wird bei gleichbleibender Querbeschleunigung und in etwa gleichbleibendem RO eine weitere Verlagerung um 36 µm erreicht. D. h. der Sattel richtet sich zur Scheibe durch eine Bremsung neu aus. Ob die Reibringverlagerung aufgrund eines thermischen Einflusses oder durch Seitenkrafteinwirkung erfolgt, ist bezüglich der Wirkung nicht relevant. Allerdings hat ein Thermischer Scheibenverzug einen größeren Einfluss, da hier der Reibring gleichmäßig axial verschoben wird. Bei Angriff von Seitenkräften dagegen befindet sich die Dreh- bzw. Kippachse (um die x-Achse) in Höhe des Topfes, womit der Sattel im Endeffekt eine Kippbewegung vollzieht (sofern er mittig vor oder hinter der Drehachse positioniert ist).

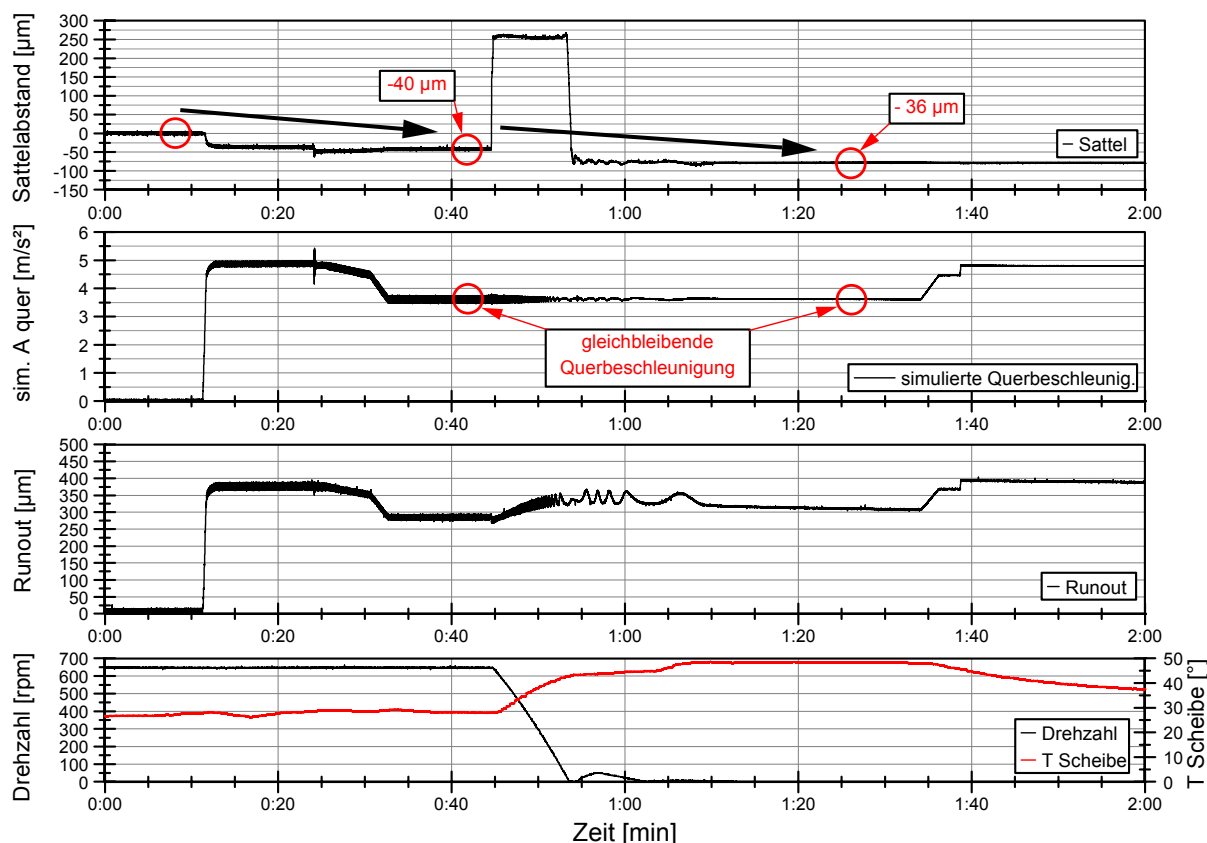


Abbildung 108: Sattelverlagerung durch einen dynamischen RO aufgrund von Seitenkräften

In der nachfolgende Abbildung 109 sind die Verläufe der RBM-Niveaus nach 5, 30 und 100 s ab dem 4. Zyklus (für eine verbesserte Trendliniendarstellung) abgebildet. Das RBM kann zeitlich erheblich differieren. Auffallend ist der merklich erhöhte RBM-Wert 5 s nach der Bremsung, der sich bereits nach 30 s deutlich abgebaut hat und tendenziell die Niveaus vor den Bremsungen erreicht. Die Trendlinien zeigen anschaulich den Abfall. Analysen der Position des Fingerbelages haben ergeben, dass die Verringerung des RBMs mit einer geringfügigen Verschiebung des Belages zur Topfseite im Bereich von ca. 10 µm in dem betrachte-

ten Zeitintervall verbunden ist.

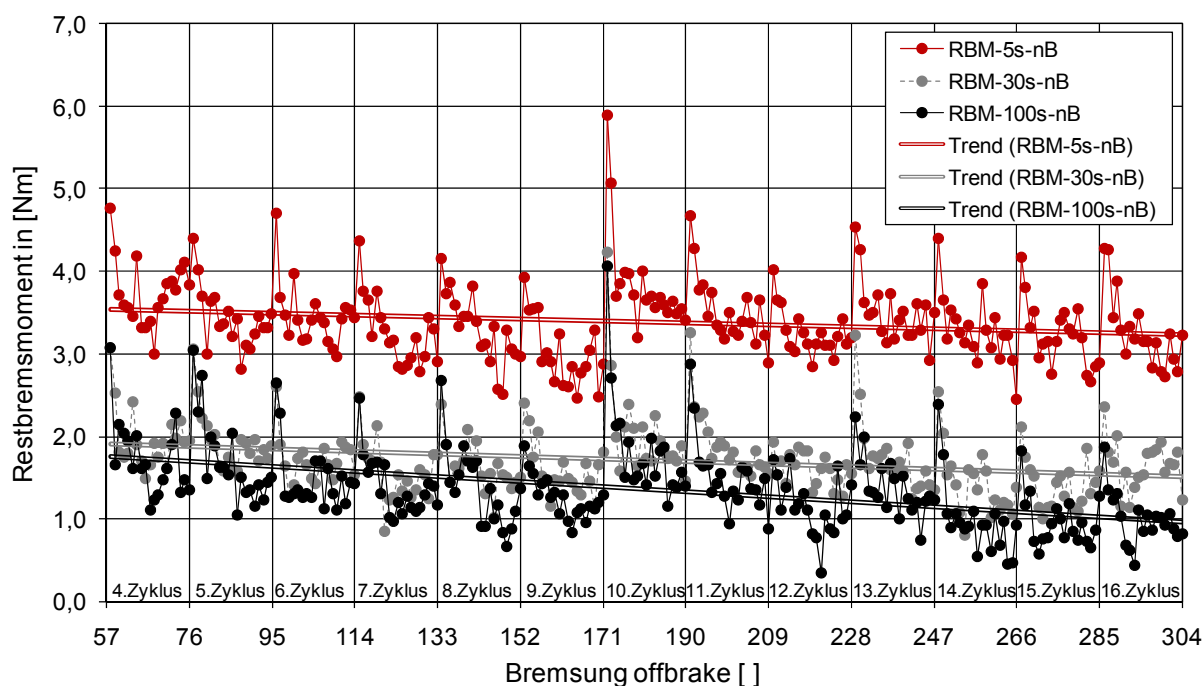


Abbildung 109: Darstellung des RBM-Verlaufes 5, 30 und 100 s nach jeder Bremsung während des Testzyklus (Versuchsbremse 2)

Festzuhalten bleibt, dass das RBM im Laufe eines Testzyklus, in diesem Falle eines RBM-Untersuchungszyklus, erheblichen Schwankungen unterliegt und als dynamisch betrachtet werden muss. Der Betrachtungszeitraum für die Untersuchung des RBMs spielt daher eine bedeutende Rolle. Tabelle 4 zeigt einen Vorschlag des Autors, welchem Zeitumfang kurz-, mittel- und langfristige Betrachtungen zuzuordnen sind und welche Einflussgrößen auf das RBM jeweils vorherrschend sind.

Tabelle 4: Einteilung der zeitlichen RBM-Betrachtung und deren Charakteristika

Zeitintervall	kurz	mittel	lang
Haupteinflussgrößen auf RBM	Radbremspezifische Konstruktion/ Betriebsbedingungen der Radbremse	Radbremspezifische Konstruktion/ <i>Änderung</i> der Betriebsbedingungen der Radbremse	Alterungseffekte der Radbremse (Verschmutzung, Korrosion, etc.), i. d. R. nur im Fahrversuch nachbildbar
Betrachtungszeitraum	Betrachtung des RBM-Verlaufs über eine bzw. mehrere Umdrehungen	Betrachtung des RBM-Verlaufs über mehrere Stunden bzw. Tage	Betrachtung der RBM-Entwicklung über mehrere Wochen, Monate, Jahre

Die Übergänge zwischen den einzelnen Intervallen sind als fließend anzusehen. Eine langfristige Betrachtung zur Analyse der Alterungseffekte und deren Auswirkung auf das RBM, insbesondere durch erhöhte Reibkräfte im Sattelbereich, sind nicht Gegenstand der Arbeit und daher hier nur der Vollständigkeit halber genannt.

5.10 Auswirkung des Restbremsmomentes

Zur Ermittlung der „Wirkung des RBMs“ wird der Kennwert „radlastbezogener RBM-Widerstand“ f_{RBM} in Prozent der Radlast während einer Radumdrehung eingeführt. Die RBM-Werte basieren auf den Ergebnissen aus Abbildung 96, S. 89 (zugrunde liegende Fahrzeugdaten siehe Tabelle 14, S. 161). Die horizontalen Linien entsprechen jeweils dem Durchschnittswert während einer Umdrehung. Bei diesen RBM-Werten werden durchschnittliche Widerstandskennwerte von bis zu 0,42 % der Radlast erreicht (oberes Diagramm). Dies entspricht nahezu der Hälfte des Rollwiderstandwertes für einen Ökoreifen. Im unteren Diagramm von Abbildung 110 sind auf Basis eines RBMs nach einer 160 bar-Druckapplikation für f_{RBM} Spitzen von knapp 0,95 % der Radlast zu erkennen. Der durchschnittliche Wert während einer Umdrehung liegt bei 0,75 %. RBZ-Druckwerte von 160 bar treten in der Realität nur in Ausnahmefällen auf. Sie sollen jedoch zeigen, in welchem Spektrum sich das RBM bewegt und welche Auswirkungen diese anspruchsvollen Radbremsbetriebsbedingungen erreichen können.

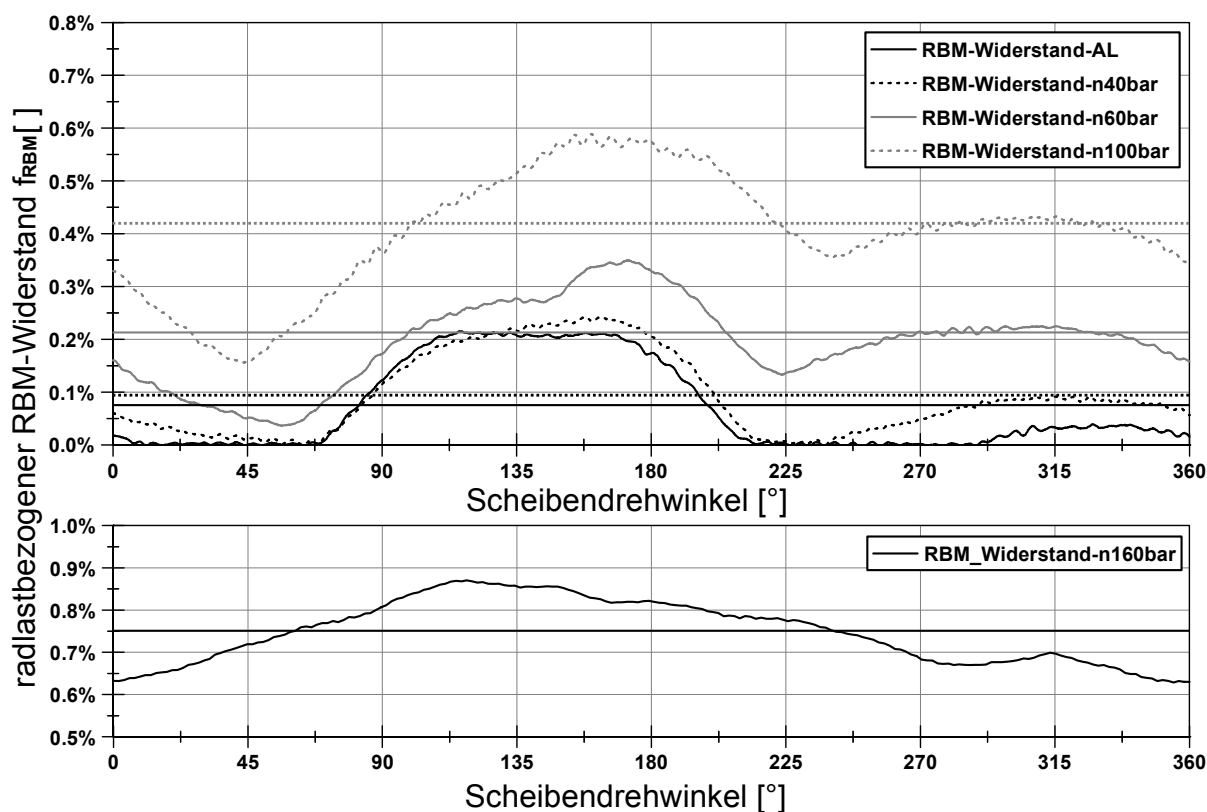


Abbildung 110: Radlastbezogener RBM-Widerstand

5.11 Normalkraftschwankung zwischen Belag und Scheibe

Bei der Analyse der Normalkraftschwankungen in der offbrake-Phase zeigen sich kolbenseitig auf dem äußeren Radius mittig und fingerseitig auf dem inneren Radius am Einlauf deutliche Überhöhungen in der Flächenpressung (Abbildung 111). Anzumerken ist, dass nur die Reibbelagoberfläche visualisiert ist. Der so genannte Chamfer des Belages (abgeschrägte

Belagmatrixenden) ist nicht dargestellt. Die Kraftschwankungen zwischen Minimum- und Maximumwert erreichen bis zu 60 N. Das in der Abbildung zu sehende Punktmuster repräsentiert softwaretechnisch bedingt Geometriepunkte der 3D-Oberflächentexturdatei. Die schwarz umrandeten Punkte visualisieren die Kraftsensorlagen.

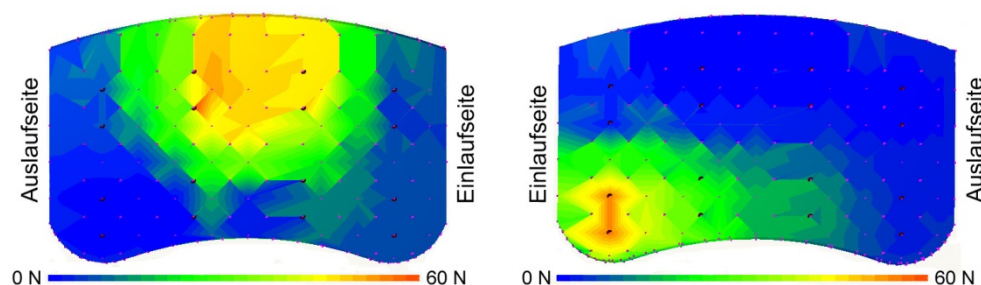


Abbildung 111: Kraftverteilung im Belag in der offbrake Phase, 50 km/h (ca. 400 U/min); links Kolbenseite, rechts Fingerseite

Die Sensordaten aus der abgeleiteten Belagkontaktkraftverteilung werden im Folgenden hinsichtlich des Zusammenhangs geometrische Bedingungen der Scheibe und Normalkraftausprägung weiter analysiert. Hierzu erfolgt die Darstellung der RO-Signale der Topf- und Stirnseite auf dem inneren und äußeren Radius, die daraus abgeleitete DTV, der Signalverlauf der RBM-Variation (-Schwankung) und das Kraftsignal der Sensoren S 5, S 6 (Radius innen, einlaufseitig), S 10 und S 11 (Radius außen, mittig), die vornehmlich belastet sind. Zur Sensoranordnung im Belag sei nochmals auf Abbildung 59, S. 62 verwiesen. Die blauen Markierungen zeigen eine Übereinstimmung zwischen dem Geometriemuster des topfseitigen ROs und der Reaktion der fingerseitigen Sensoren. Obwohl die Scheibenoberfläche, indiziert durch das ansteigende Wegsignal, sich in Richtung Fahrzeuginnenseite bewegt (sich theoretisch vom Belag entfernt), detektieren die beiden Sensoren S 5 und S 6 einen Kraftanstieg. Dies lässt sich nur damit begründen, dass kein Lüftspiel zwischen Scheibe und Belag vorhanden ist, d.h. beidseitig ein Reibkontakt erfolgt – und die Kraft auf der Kolbenseite mit abgestützt wird. Die kolbenseitigen Kraftsensoren detektieren im Wesentlichen das Muster von stirnseitigem RO und DTV außen. Bei Betrachtung der roten Markierungen fällt auf, dass zunächst die äußere DTV konstant bleibt, das stirnseitige RO-Signal jedoch abfällt (Scheibe bewegt sich in Richtung Kolbenseite). Die Sensoren S 10 und S 11 detektieren einen Kraftanstieg, ebenso wie die Momentenmesswelle. In diesem Fall bestimmt zunächst der RO die Kraftschwankung. Danach determinieren RO *und* DTV die detektierte Kraftschwankung, wie ein Vergleich des Geometriemusters von DTV und RO verdeutlicht.

Festzuhalten bleibt, dass, bedingt durch die hohe Dynamik, mit dem vorhandenen Kraftmesssystem neben einer Kraftverteilungsdarstellung auch eine Analyse der geometrischen Bedingungen der Scheibe und deren Auswirkung auf das Kraftsignal durchgeführt werden kann.

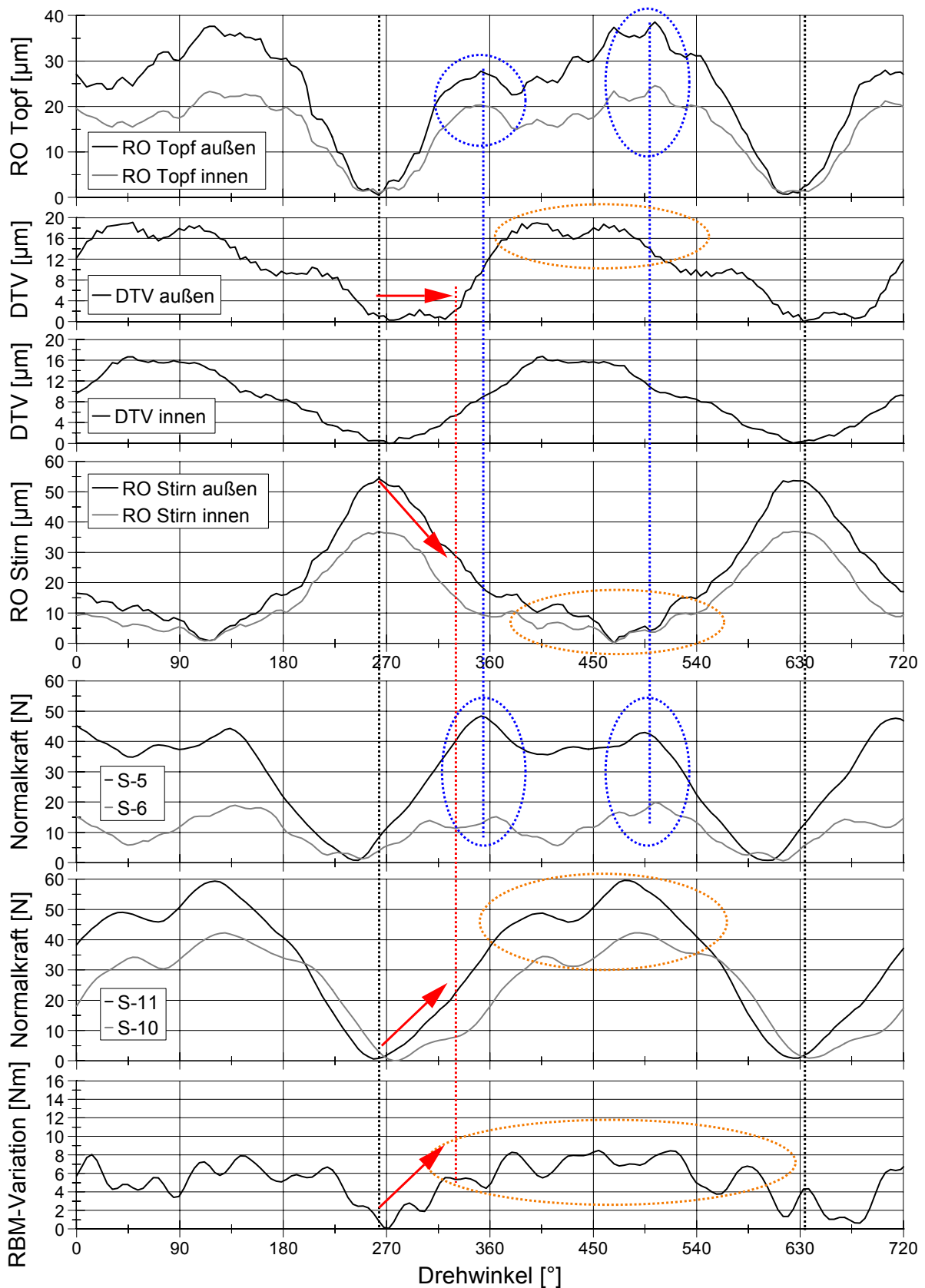


Abbildung 112: Gegenüberstellung von den geometrischen Bedingungen der Bremsscheibe und den Kontaktkräften zwischen Belag und Scheibe

Abschließend zeigt Abbildung 113 im Rahmen von Abbremsungen mit 10, 20 und 30 bar (am Schwungmassenprüfstand im Modus Druckregelung) die Summe der Normalkraftschwän-

kungen (Minimal- zu Maximalwert, d. h. Peak to Peak) aller Sensoren jeweils eines Belages, die unmittelbar vorher in der offbrake-Phase bei einer Prüfdrehzahl von ca. 400 U/min (entsprechend 50 km/h) erfasst werden. Vor den ersten fünf Abbremsungen ergeben sich jeweils ähnliche Kraftniveaus der Normalkraftschwankungen, wobei die fingerseitigen Werte stets kleiner sind als die der Kolbenseite und nur ca. 80 % erreichen. Nach der 1. Abbremsung mit 30 bar stellt sich infolge des Bremsdruckes und der damit verbundenen Nachstellwirkung des Kolbens (siehe dazu erläuternd Kapitel 5.3, S. 77 insbesondere in Verbindung mit Abbildung 81, S. 78) ein verkleinertes Lüftspiel ein, so dass eine erhöhte Normalkraftschwankung in der offbrake-Phase entsteht.

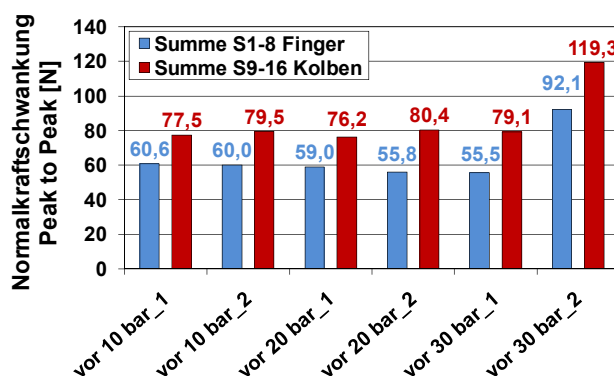


Abbildung 113: Analyse der Normalkraftschwankung unmittelbar vor Bremsung 50 - 0 km/h mit je 10, 20 und 30 bar RBZ-Druck (RO = 55 µm)

5.12 Fazit experimentelle Restbremsmoment-Analysen

Mit dem beschriebenen Prüfaufbau und den Messsystemen zur Erfassung der geometrischen Bedingungen und der Kontaktkraftverhältnisse kann eine umfangreiche, detaillierte Einflussgrößenuntersuchung im Labortestbetrieb durchgeführt werden. Abschließend sind die wesentlichen Parameter thematisch geordnet nach Kapiteln zusammengefasst.

Kontaktbedingungen

Die Kontaktbedingungen beziehen sich auf die geometrische Lage des Kontaktortes zwischen Belag und Scheibe bei Rotation. Unterschieden wird zwischen einlauf- und auslaufseitigem Kontakt. Mit einem speziellen Prüfsetup kann bei gleicher Normalkraftapplikation ein bis zu 2,5 Nm höheres RBM bei Kontakt im Einlauf festgestellt werden (für eine definierte Belag-/Scheibenmaterialkombination, Normalkraft und Drehzahl). Im realen Testbetrieb zeigt sich durch Analyse der geometrischen Bedingungen der Scheibe, dass wenn die Belageinlaufseite maximal durch den RO der Scheibe ausgelenkt wird, auch der maximale RBM-Wert erreicht wird. Erfolgt die maximale RO-bedingte Auslenkung der Auslaufseite hat das RBM Werte erreicht, die um bis zu 1 Nm unter den Maxima der Einlaufseite liegen.

Kolbendichtringcharakteristik

Die Charakteristik von Roll- und Pushback hängt von den Betriebsbedingungen der Rad-

bremse ab. Hohe Kolbenzustellgeschwindigkeiten (im Vergleich zu statischen Betätigungsschemata) bewirken einen verminderten Rückhubweg (Rollback) des Kolbens und damit einhergehend ein verringertes Lüftspiel bzw. -volumen. Bei der am Prüfstand charakteristischen Kolbenzustellgeschwindigkeit werden Wege für den Rollback von ca. 200 - 250 μm erreicht (für Versuchsbremse 2). Der Anstieg der Kraft-/Wegkurve bei Kolbenauslenkung entgegen der Betätigungsrichtung steigt überproportional bei zunehmender Verfahrgeschwindigkeit des Kolbens. Ursache hierfür ist die Bremsflüssigkeitsreibung. Für den realen Fahrbetrieb lässt sich ableiten, dass durch diesen Effekt erhöhte Kontaktkräfte und RBMe die Folge sind.

Vorhergehende Abbremsung

Die Höhe des Bremsdruckes bestimmt maßgeblich das sich im Anschluss einstellende Lüftspiel. Die hier näher betrachtete Versuchsbremse generiert fingerseitig ein gleichmäßiges, geringes Lüftspiel über der gesamten Druckreihe, kolbenseitig nimmt dieses bis 40 bar Bremsdruck erheblich ab. Bis zu diesem Druckwert bleibt das gemessene RBM relativ konstant, danach steigt es erheblich an, bei gleichzeitig marginaler Verringerung des Lüftspiels. Der erhebliche Anstieg ist mit einem gleichzeitigen Kontakt von Finger- und Kolbenbelag verbunden. Der KDR erzeugt eine gewisse Zuspannkraft durch eine Verformung entgegen der Kolbenbetätigungsrichtung (Pushback).

Einfluss von Seitenkräften

Der Einfluss der Querbeschleunigung bzw. der daraus resultierenden Seitenkräfte auf das RBM ist signifikant. Das wirkende Moment aus Seitenkräften und dynamischen Reifenhalmesser bewirkt eine Verformung des Radnabenverbundes und folglich eine Verkippung der Bremsscheibe. Insbesondere Verkleinerungen des Lüftspiels- bzw. -volumens zeigen deutlich ansteigende Werte. Bei einer Simulation von ca. 7 m/s^2 und einem Lüftspiel, das sich nach einer Druckapplikation mit 100 bar einstellt, werden mit der verwendeten Versuchsbremse arithmetische Mittelwerte des RBMs von ca. 10 Nm erreicht.

Zusammenwirken von Runout und Lüftspiel

Das RBM kann prinzipiell durch einen reinen fingerseitigen (oder kolbenseitigen), einen abwechselnden finger- und kolbenseitigen oder einen gleichzeitigen Reibkontakt beider Beläge entstehen. Die Wirkung des RBMs bezüglich der Energieverluste bzw. des Kraftstoffverbrauches wird durch Integration des Signalverlaufes über einer Umdrehung bestimmt. Signifikante Reibverluste entstehen bei einem gleichzeitigen Reibkontakt zwischen Scheibe sowie Finger- und Kolbenbelag. Bei äquivalenter axialer Auslenkung eines Belages infolge zweier unterschiedlicher ROs entsteht ein höheres arithmetisches Mittel für das RBM bei geringerem RO, da dann die Lageänderung über einen größeren Scheibendrehwinkel erfolgt.

Löseverhalten der Beläge

Das Löseverhalten der Beläge wird bezüglich der Auswirkung einer Querschleunigungssimulation analysiert. Ziel der Untersuchungen ist den Effekt eines dynamischen ROs auf die Stellung der Beläge zur Scheibe bzw. auf die Ausbildung eines Lüftspiels zu ermitteln. Die Applikation der Seitenkräfte führt in diesem Fall zu einer reversiblen Lage der Bremskomponenten bei niedrigen simulierten Querschleunigungswerten. Bei höheren simulierten Querschleunigungswerten kann ein axialer Versatz (aufgrund des dynamischen ROs) des Sattels und damit einhergehend der Beläge erfolgen. Im ersten Fall bleibt das RBM annähernd konstant – im zweiten Fall wird ein Abfall des RBMs bei der entsprechenden Versuchsbremse um ca. 2 Nm (arithmetisches Mittel) auf 0,3 Nm erreicht. Anzumerken ist, dass dieser beschriebene Sachverhalt quantitativ, aber auch qualitativ von der Sattelkonstruktion der Versuchsbremse abhängig ist.

Zusammenhang Restbremsmoment und Lüftspiel

Stellt man das RBM in Abhängigkeit des Lüftspiels bzw. des Lüftvolumens dar, so lässt sich der charakteristische Zusammenhang in zwei Abschnitte mit deutlich divergierenden Sensitivitäten einteilen. Die Korrelation von RBM und Lüftvolumen erreicht qualitativ geringfügig höhere Werte bezüglich des Bestimmtheitsmaßes. Mit dem axialen Wegmesssystem ist es erstmals möglich, das Lüftspiel während eines kompletten RBM-Untersuchungszyklus zu erfassen. Das Lüftspiel steigt während des Tests mit Ausnahme der ersten drei Zyklen kontinuierlich (verschleißbedingt) an. Gleichzeitig fällt das RBM ab. Ein Nachstellvorgang des Kolbens bewirkt einen kurzzeitigen Anstieg des RBMs mit im Vergleich zu den vorherigen Verläufen reproduzierbaren Lüftspiel-/RBM-Werten

Zusammenhang Bremskomponentenbewegung und Restbremsmoment

Mit dem axialen Wegmesssystem zur Erfassung der Bremskomponentenbewegung kann dem RBM-Verlauf eine Verschiebung der Beläge bzw. des Sattels zugeordnet werden. Durch das elastische System Radbremse (Elastizität der Bremskomponentenlagerung und Belagkompressibilität) entstehen je nach, aus der Ausgangslage heraus, axialer Auslenkung der Beläge (kolben- bzw. fingerseitig) aus einer Ausgangslage heraus infolge eines Reibkontaktes unterschiedliche Reaktionskräfte. In Kombination mit einem sich einstellenden Reibwert bildet sich ein RBM aus. Steifigkeitskennwerte für den Zusammenhang RBM/axiale Auslenkung des Belages können hier spezifiziert werden.

Zeitverhalten des Restbremsmomentes

Für eine Betrachtung des RBMs über einen längeren Zeitraum wird ein einfacher DTV-Generierungs- bzw. RBM-Untersuchungstest zu Grunde gelegt. Hierbei treten zyklusbedingte Maximaltemperaturen an der Scheibe von ca. 200°C auf, die einen thermischen axialen

Verzug der vorliegenden Versuchsscheibe von ca. 100 - 120 μm in Richtung der Topfseite ergeben. Letztlich zeigt sich, dass der deutliche Anstieg des RBMs zu Beginn eines jeden Zyklus an der aufgrund der Schirmung mit der Scheibe neuausgerichteten Sattelposition in der onbrake-Phase begründet werden kann (Verschiebung Richtung Topfseite). Der thermisch reversible Prozess der Schirmung führt bei Abkühlen zu einem Reibkontakt zwischen kolbenseitigem Belag und der die ursprüngliche Ausgangsposition (vor Erwärmung) einnehmenden Scheibe. Nach einer erstmaligen Bremsung (nach der onbrake-Phase) in der offbrake-Phase richtet sich der Sattel wiederum neu aus und der Reibkontakt zwischen Kolbenbelag und Scheibe schwächt sich ab bzw. bleibt aus. Dieser Prozess ist bei geringerem Lüftspiel bzw. -volumen wesentlich ausgeprägter als bei großem.

Auswirkung des Restbremsmomentes

Zur Bewertung der Auswirkung eines RBMs wird der radlastbezogene RBM-Widerstand f_{RBM} eingeführt. Je nach Beanspruchungshistorie einer bestimmten Versuchsradbremse werden Werte bis ca. 0,4 %, in Ausnahmeszenarien bis zu ca. 0,7 % erreicht. Dies entspricht mehr als zwei Drittel des Rollwiderstandes eines Energiesparreifens (Rollwiderstand gleich oder weniger als ein Prozent).

Normalkraftschwankung zwischen Belag und Scheibe

Mit dem im Rahmen der Arbeit entwickelten piezoelektrischen Kraftmesssystem lassen sich, bedingt durch das hohe Auflösungsvermögen der Sensoren, Kontaktnormalkräfte zwischen Belag und Scheibe in der offbrake-Phase ermitteln und somit Kraftverteilungen zwischen Belag und Scheibe darstellen. In der verwendeten Prüfkfiguration entsteht kolbenseitig ein Kontakt im äußeren, mittigen Bereich des Belages. Auf der Fingerseite ist der Hauptkontaktbereich auf die innere Einlaufseite konzentriert. Die Messung der Kontaktnormalkräfte erlaubt eine Zuordnung des geometrischen Einflusses von DTV und RO auf die Größe der Kräfte und deren Verlauf.

6 Simulationsmodell zur Analyse der Restbremsmomentproblematik

Automobilhersteller werden durch die heutigen Marktanforderungen gezwungen, kurze Entwicklungszyklen ihrer Produkte zu realisieren. Als Reaktion hierauf müssen die Unternehmen CAE-Techniken verwenden, um am Markt mit den gegebenen zeitlichen und kostenseitigen Anforderungen bestehen zu können. Neben dem Gesamtsystem Fahrzeug, beispielsweise im Bereich der Crash- oder Fahrdynamiksimulation, werden auch einzelne Systeme, etwa eine Radbremse, heutzutage im Wesentlichen mit CAx-Techniken nahezu vollständig entwickelt. Der Prototypenbau reduziert sich somit deutlich (Weid, et al. 2004).

6.1 FEM-/MKS-Modell als Unterstützungswerkzeug im Analyseprozess

(Tamasho, et al. 2000) verwenden ein einfaches eindimensionales Mehrkörpersimulationsmodell zur Untersuchung des RBMs. Aus der Darstellung der Grundlagen zum RBM (siehe Abbildung 36, S. 35) hat sich ergeben, dass es erforderlich ist, die auf den Belag wirkenden Normalkräfte zu analysieren, da diese einen Einfluss auf den Reibwert besitzen. Für die Modellierung dieser Verformungen und Spannungen ist die Verwendung der Finite-Elementen-Methode erforderlich, da hier die (komplexen) Körper bzw. Geometrien des abzubildenden physikalischen Systems in einzelne finite bzw. endliche Elemente zerlegt werden, wodurch jedes einzelne Element einfach zu beschreiben ist. Die Summation der Einzellösungen ergibt dann die Gesamtlösung. Die FEM ist daher ein bereichsweises angewandtes numerisches Näherungsverfahren. Die Verbindungen zwischen diesen einzelnen Elementen bestehen aus Knoten, für die jeweils eine Verschiebung berechnet wird (Gebhardt 2009). Die Anzahl der Knoten bestimmt den Aufwand bei der Berechnung. Mit der Methodik der FE kann insbesondere die Flächenpressungsverteilung auf dem Belag, die Verformung der Radbremskomponenten, Topologieoptimierungen und das Geräuschverhalten der Bremse durch Analyse der Eigenfrequenzen untersucht werden.

Für die Berechnung der Kinematik, der Kinetik und der Dynamik eines mechanischen Systems ohne Berücksichtigung der einzelnen Körperdeformation ist die Verwendung einer weiteren numerischen Simulationsmethode, der Mehrkörpersimulation (MKS), explizit geeignet. Das Prinzip ist hier die Verbindung von starren Körpern (als Punktmassen oder als Komponenten mit und ohne Trägheitseigenschaften) durch geometrische und/ oder physikalische, masselose Verbindungselemente (Rill und Schaeffer 2010). Geometrische Kopplungen sind hierbei Zwangsbedingungen durch Gelenke mit einem bestimmten Freiheitsgrad. Sie definieren die Relativbewegungen der Körper untereinander. Physikalische Kopplungen basieren auf Kraftgesetzen und werden in der Regel durch Federn, Dämpfer und Reibung ausgedrückt (Trautenberg 2001). Gegenüber der FE-Methodik weist die MKS-Methodik eine geringere Dimension der zugrundeliegenden Differentialgleichungen auf. Für das mechanische

System Radbremse eignet sich die MKS-Methodik für die Modellierung eines Abbremsvorgangs in Bezug auf Bremsmomentschwankungen, wie z. B. (Grochowicz 1997) darlegt. Mit einer reinen Abbildung des mechanischen Systems über eine Mehrkörpersimulation können hier jedoch nicht das Verformungsverhalten der Radbremse und auch die Anpressdruckverteilung im Belag bestimmt werden. Vor der Erstellung dieses Radbremssimulationsmodells standen mehrere Ziele im Vordergrund:

- Erfassung des Reibverhaltens in der offbrake-Phase => RBM
- Analyse des Verformungsverhaltens während einer Bremsung
- Anpressdruckverteilung onbrake/offbrake
- Analyse der Bremsmomentschwankungen (BMS) in der onbrake-Phase (für weitergehende Arbeiten)

Um diese Anforderungen bei der Erstellung eines derart universellen Radbremssimulationsmodells, insbesondere unter dem Optimierungsaspekt Rechenzeit, zu erfüllen, ist eine Kombination aus beiden numerischen Methoden erforderlich. Für die Lösung der Aufgabenstellung wird das Programm ANSYS (Analysis System) verwendet. Ein FEM-Modell einer Radbremse kann hier relativ einfach sukzessive durch Starrkörper ersetzt werden, um eine Reduzierung der Rechenzeit zu erzielen. Die Vorteile beider Methoden können somit kombiniert werden.

Folgende Vorgehensweise bei der Erstellung eines Simulationsmodells wird verfolgt:

- Erfassung der den praktischen Messungen zugrundeliegenden Radbremsgeometrie
- Parametrisierung des abgeleiteten Modells
- Analyse des erforderlichen Detaillierungsgrades in Bezug auf Berechnungszeit
- Ermittlung der Umsetzungsmöglichkeiten modellhafter Besonderheiten bei der Analyse der RBM-Problematik bzw. deren Einflussgrößen
- Validierung des Radbremsmodells
- Ermittlung relevanter Einflussgrößen radbremsspezifischer Parameter auf das RBM

6.2 Modellbildung und Parametrisierung

Die beiden nachfolgenden Abbildungen zeigen einleitend 3D-Ansichten des in ANSYS erstellten Simulationsmodells einer Radbremse für den Bereich der oberen Mittelklasse. Auf der linken Seite ist das Beispiel einer vollständig vernetzten Bremse dargestellt. Die rechte Seite zeigt ein Modell mit teilflexiblem Sattel, das aus einer Kombination beider Simulationmethoden besteht. Hier wird, bezogen auf den Sattel, die FE-Methodik lediglich für die Brücke angewendet. Belaghalter, Hydraulikkörper, Scheibe und Finger sind starr ausgeführt.

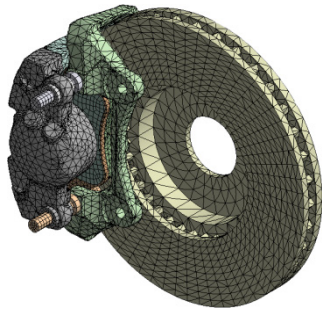


Abbildung 114: vollständig vernetzte Radbremse

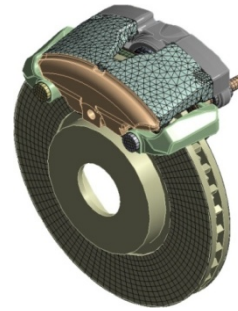


Abbildung 115: vernetztes Modell mit teilflexiblem Sattel

Im Folgenden werden kurz die wichtigsten Schritte der Parametrisierung und Besonderheiten bei der Modellerstellung dargestellt.

6.2.1 Modellaufbau

Abbildung 116 zeigt den grundsätzlichen physikalischen Aufbau und die Parametrisierung des Radbremsmodells.

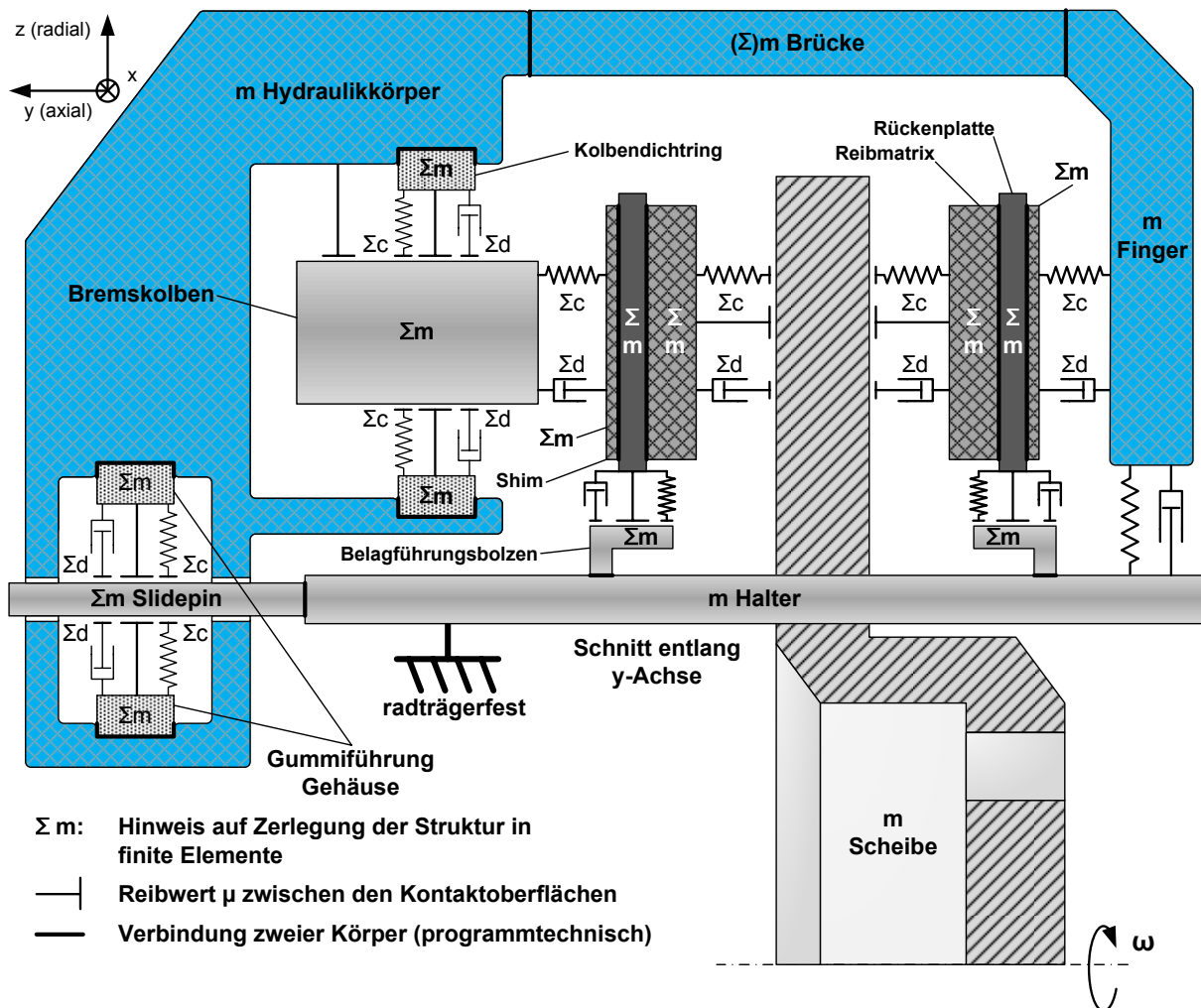


Abbildung 116: Struktureller physikalischer Aufbau des Modells

Sämtliche Körper, die mit einem Summenzeichen „Σ“ vor dem Massensymbol m, der Dämpfung d oder der Steifigkeit c versehen sind, werden mittels der FE-Methode eingebunden.

Körper ohne Summenzeichen sind als Starrkörper anzusehen. Durch Kombination von FE- und MKS-Methoden kann sehr flexibel und bedarfsgerecht auf den Anwendungsfall abgezielt werden. Die Darstellung der belagseitigen Parameter des Reibkontaktes Rückplatte/Belagführungsbolzen erfolgt nur je einmal pro Seite. Auf eine tangentielle Betrachtung wird aus Simplifizierungsgründen verzichtet. Das Anwendungsspektrum des Modells sollte möglichst umfangreich sein, d. h. neben der offbrake-Phase soll auch ein Abbremsvorgang im Bereich einer rubbelkritischen Bremsung abgebildet werden können. Für die Analyse des RBMs werden zwei Modellvarianten eingesetzt. Eine Variante mit starrer Scheibe, starrem Halter und teilflexiblem Sattel wird bei der Abbildung der Sattelaufweitung und dem sich daraus ergebenden Nachstellvorgang des Kolbens bzw. eines sich selbst einstellenden Lüftspiels verwendet. Hierzu erfolgt eine Dreiteilung des Sattels in Hydraulikkörper, Brücke und Finger. Die Verbindung ist über die so genannte Einstellung „bonded“, d. h. verbundener Kontakte realisiert. Sämtliche Kontakte dieser Art sind mit einem breiten Verbindungsstrich in Abbildung 116 markiert. Für die reine Analyse des RBMs mit voreingestelltem Lüftspiel kommt eine Variante mit starrer Scheibe, Halter und Sattel zum Einsatz. Die Abweichungen bei den RBM-Werten zwischen teilflexiblem und starrem Sattel kann an dieser Stelle mit weniger als 2 % bezüglich des maximalen RBM-Wertes als marginal und nicht relevant ermittelt werden.

Für die Anwendung der FE-Methode wird darauf geachtet, dass verformungsrelevante Elemente aus originalen, nicht relevante aus simplifizierten Geometrien abgebildet werden. Zu den verformungsrelevanten Geometrien zählen beispielsweise der Belagträger, die Brücke, der Hydraulikkörper und der Bremskolben. Durch derart vorgenommene Vereinfachungen nimmt die Rechenintensität generell ab und Simulationsergebnisse liegen nach kürzerer Zeit vor. Beispiele für eine Vereinfachung von nicht relevanten Elementen ist die Entfernung diverser Fasen und Verrundungen, für die Simulation nicht funktionsrelevante Bohrungen, verschiedene Bauteilabsätze, integrierte Halteelemente, etc.

Abbildung einer DTV

Die Schädigung einer Bremsscheibe ist in der 1. Ordnung realisiert, indem eine Reibringfläche nicht planparallel, sondern in einem definierten Winkel im CAD-System bearbeitet wird. Im Querschnitt betrachtet erfolgt die Austragung eines Dreiecks linear aus dem Reibring. Abbildung 117 verdeutlicht dies am Beispiel einer massiven Bremsscheibe mit überspitzt dargestellter DTV.

Erzeugung des Runouts

Die Abbildung des ROs wird durch die Verkippung der Scheibe um einen Winkel α gegenüber der Drehachse realisiert. Die Winkelberechnung erfolgt über die trigonometrische Beziehung:

$$\sin \alpha = \frac{RO}{2 * d} \quad (6.1)$$

mit d als Scheibendurchmesser. Der Winkelwert wird nach dieser Beziehung für die jeweils entsprechenden ROs ermittelt und im Programm implementiert.

Abbildung der fingerseitigen Federklammer

Die Federklammer dient dazu, den Sattel fingerseitig über die Beläge mit dem Halter kraftschlüssig zu verbinden bzw. vorzuspannen und somit ein Abheben in radialer Richtung zu vermeiden. Da die Feder per se programmtechnisch recht aufwändig ist, wird im Modell auf zwei vereinfachte Federelemente zurückgegriffen, wie sie in Abbildung 118 zu sehen sind. Somit lässt sich vor allem die Federvorspannung sehr einfach realisieren.

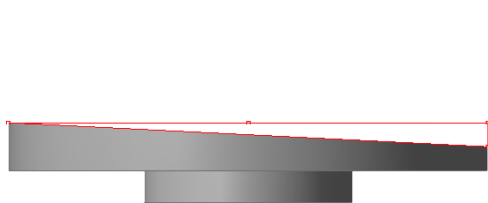


Abbildung 117: Realisierung einer DTV

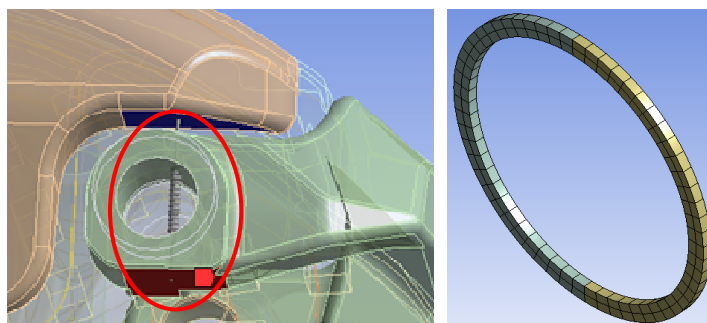


Abbildung 118: Darstellung der Ersatzmodellierung der Federklammer und des Kolbendichtrings

Vernetzung

Der Prozess der Vernetzung ist grundsätzlich das Zerlegen einer Geometrie in endlich große (finite) Elemente. Die Vernetzung besitzt entscheidenden Einfluss auf den Rechenaufwand und die Ergebnisqualität. Für die Vernetzung wurde eine Kombination aus automatischen Funktionen von ANSYS und manuellen Einstellungen gewählt. Auf eine detaillierte Darstellung der Vernetzungsmethodik wird an dieser Stelle aufgrund der umfangreichen Thematik nicht näher eingegangen.

Kontaktdefinitionen

Für alle Körper der Radbremse, zwischen denen Kontakt besteht oder bei denen es zu einem Kontakt kommen kann, müssen so genannte Kontaktdefinitionen bestimmt werden. Das Programm ANSYS ist nur teilweise in der Lage, die Kontakte automatisch zu detektieren. Alle Kontaktbereiche werden dabei zunächst als „bonded“ definiert, d. h. ein Abheben der Partner als auch ein Durchdringen wird unterbunden. Da jedoch an der modellierten Radbremse in großem Umfang Reibkontakte modelliert werden müssen (siehe auch Abbildung 116, S. 112), sind diese manuell einzustellen. Die jeweils verwendeten Werte basieren auf Erfahrungen und messtechnischer Bestimmung und werden an Hand der Validierungsmessungen optimiert (siehe nächster Abschnitt).

6.2.2 Parametrisierung des Modells

Die im Hinblick auf ein zu simulierendes RBM wichtigsten zu parametrisierenden Werte sind die Sattelverschiebungskräfte, d. h. die Slidepinreibungskraft, die Federklammer- und die Bremskolbenreibungskraft. Der Messaufbau entspricht der Anordnung aus 4.4.4, S. 68. Abbildung 119 visualisiert in einer vereinfachten Darstellung die im Rahmen der Arbeit parametrisierten Werte, die aus Abbildung 116 abgeleitet sind. Rot dargestellt werden alle durch praktische Messungen gewonnenen Werte. Orangefarben markiert sind Erfahrungswerte bzw. Parameter aus der Literatur.

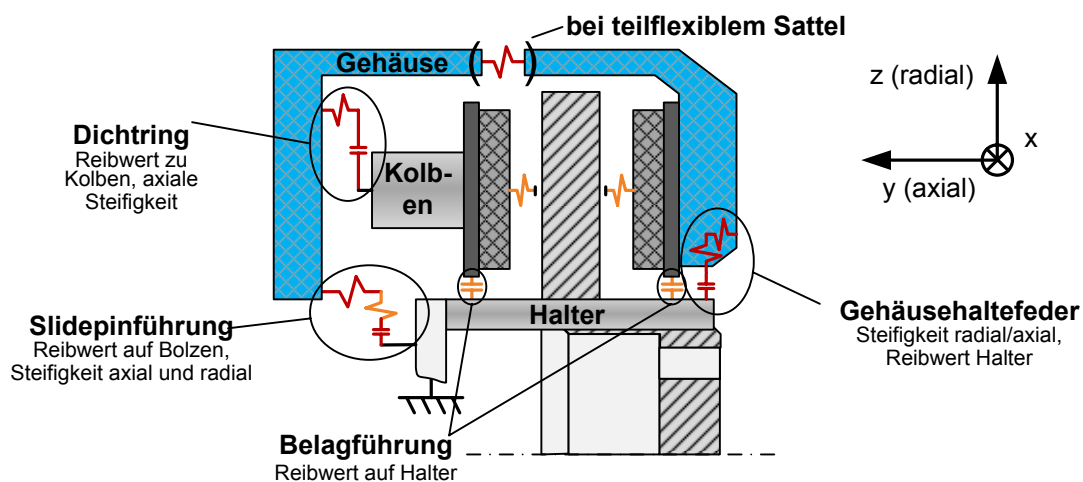


Abbildung 119: Graphische Übersicht über die Parametrisierung des Modells (eigene Darstellung basierend auf (Schumann 2006))

Die hinterlegten Materialdichten der Komponenten ergeben in Verbindung mit dem CAD-Volumen bei Vergleich der Bauteilmassen zwischen real gemessenem und virtuellem Wert Abweichungen von weniger als 6 %. Der Reibwert zwischen Belagmatrix und Brems Scheibe basiert auf einem Durchschnittswert aus einem so genannten AK-Master-Test¹⁴. Die Quantifizierung der Reibwerte für den Kontakt Belagrückenplatte und Belagführungsbolzen erfolgt über Standarderfahrungswerte.

Bremskolbenreibungskraft

Als Bremskolbenreibungskraft wird die Reibkraft zwischen dem Kolbendichtring und dem Bremskolben bezeichnet. Für die Entstehung des RBMs ist diese Reibkraft nur dann von Bedeutung, wenn durch den dynamischen RO der Kolben über den elastischen Bereich (Pushback) entgegen seiner eigentlichen Wirkrichtung verschoben wird. Die in der Parametrisierung vorzugsweise verwendete Verschiebegeschwindigkeit für den Prüfzylinder, der den Bremskolben anregt, beträgt 2 mm/s und entspricht in etwa der Zustellgeschwindigkeit des Bremskolbens am verwendeten Schwungmassenprüfstand im Testbetrieb. Abbildung 80,

¹⁴ Das Schwungmassenprüfstands-Programm AK-Master dient der Ermittlung des Reibwertverhaltens eines Reibmaterials im Hinblick auf Druck-, Temperatur- und Geschwindigkeitseinfluss.

S. 76 zeigt eine Zusammenstellung für verschiedene Zustellgeschwindigkeiten. Für alle wesentlichen RBM-Untersuchungen wird mit einem Wert von 225 N gerechnet.

Slidepin-Reibkraft

Der Sattel wird stirnseitig mittels zweier Gummiführungen an den beiden Slidepins formschlüssig geführt, topfseitig kraftschlüssig über eine Federklammer. An beiden Kontaktstellen entstehen Reibkräfte, die bei einer Verschiebung des Sattels zu überwinden sind. Der Hydraulikzylinder greift hierzu über eine mit dem Sattelgehäuse kraftschlüssig verbundene Haltevorrichtung an und verfährt das Gehäuse mit den voreingestellten Parametern. Um die Reibkräfte für die Slidepins und die Federklammer getrennt und somit vollständig zu charakterisieren, wird das Prüfprozedere mit und ohne Sattelfederklammer durchgeführt. Im Simulationsmodell erfolgt jedoch die Abbildung der gesamten Reibkraft über die Slidepins. Als Wert wird hier 64 N festgelegt.

Federsteifigkeitsermittlung der Federklammer

Nachfolgend ist in einer 3D-Darstellung der Messaufbau zur Ermittlung der Federklammersteifigkeit gezeigt. Die Federcharakteristik ist aus nebenstehendem Diagramm ablesbar. Diese Werte werden auch im Simulationsmodell verwendet.

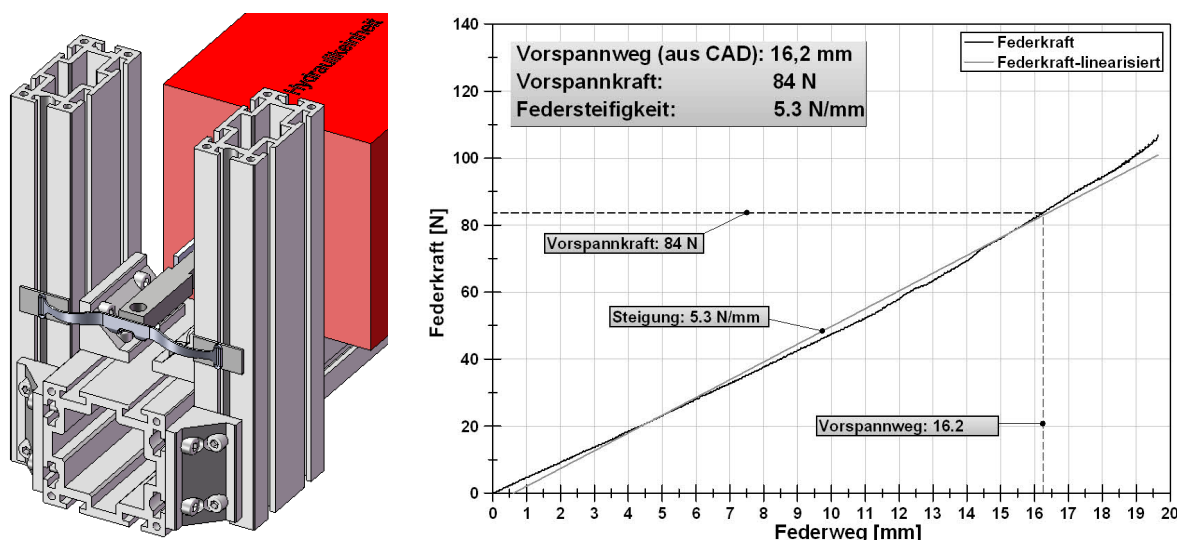


Abbildung 120: Ermittlung der Federklammercharakteristik

Die Ersatzfederelemente werden auf eine Steifigkeit von 5,3 N/mm und einer Vorspannkraft von 84 N bei ca. 16 mm Vorspannweg ausgelegt.

Sonstige wichtige Parametrisierungswerte wie Materialdichten, E-Module oder Reibkoeffizienten werden aus der Literatur oder aus Erfahrungswerten abgeleitet. Einzelne nicht bekannte Materialien wurden vorab im Prüflabor bestimmt, woraus dann die Kennwerte abgeleitet werden konnten.

6.3 Modellvalidierung

Die Ergebnisse von Mehrkörper- und FEM-Simulationen sind im Allgemeinen Vorhersagen, die auf gegenüber der Realität vereinfachten Modellen beruhen, die je nach Berechnungsparametern zu variierenden Ergebnissen führen (Rill und Schaeffer 2010). Die Verwendung eines Simulationsmodells für die Ableitung der Systemeigenschaften und des Systemverhaltens ist nur dann sinnvoll, wenn es vorher validiert und somit der Abgleich zwischen realen Messdaten und den Modellergebnissen vorgenommen wurde. Für das verwendete Radbremsmodell werden hierbei verschiedene Kriterien verwendet.

Abbildung des Lüftspielverhaltens

Von hoher Relevanz für die Funktion des Radbremsmodells ist die Abbildung des Rollback-Verhaltens des Kolbendichtrings in Verbindung mit dem kolbenseitigen Belag. Der Rollback wird bestimmt durch das Steifigkeitsverhalten des Kolbendichtrings (in Verbindung mit der Geometrie), die Reibung zwischen den betreffenden Radbremskomponenten und den Steifigkeitseigenschaften des Brems sattels. Mit steigendem Bremsdruck verformt sich der Sattel bzw. weitet sich zunehmend auf, weshalb als Reaktion auf diesen elastisch bedingt verlängerten Kolbenweg bei Zustellung der Beläge oder Bremsapplikation ein größerer Weg zurückgelegt werden muss. Dieser Verformungsweg hebt den Rückstellweg des Kolbendichtrings ab einem bestimmten Wert auf, d. h. das Lüftspiel wird zunehmend geringer.

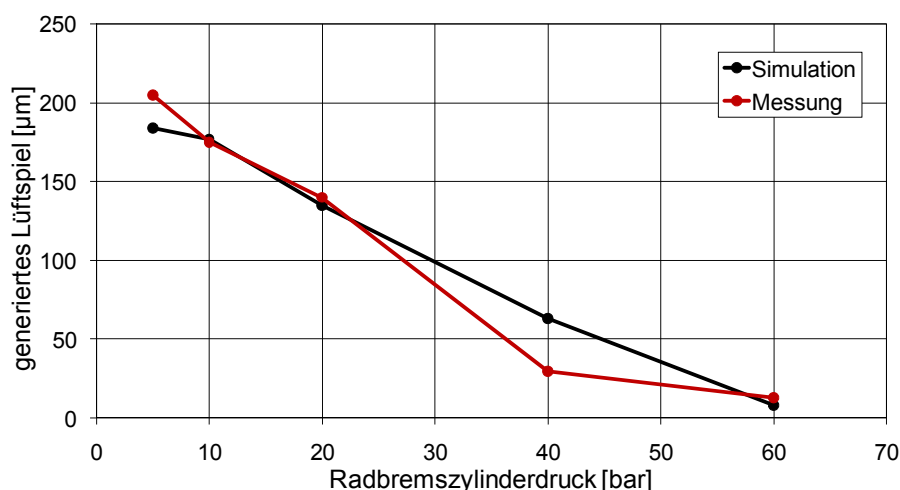


Abbildung 121: generiertes Lüftspiel durch den KDR in Abhängigkeit des RBZ-Druckes

Als Validierung soll deshalb an dieser Stelle ein Vergleich der Lüftspielgenerierung der realen Bremse und dem Simulationsmodell im statischen Fall (stehende Bremse) herangezogen werden. Abbildung 121 verdeutlicht das Lüftspielgenerierungsverhalten über einem RBZ-Druckbereich von 60 bar. Der Sattel ist im Modell für diesen Anwendungsfall teilflexibel ausgelegt. Das reale Generierungsverhalten wird annähernd wiedergegeben. Die Kolbendicht-ringcharakteristik ist somit im Simulationsmodell sehr gut abgebildet und die Systemeigenschaft der realen Radbremse qualitativ und quantitativ in hohem Maße wiedergegeben.

Größe und Verlauf des Restbremsmomentes

Bei Übereinstimmung von simulierten und gemessenen RBM-Verläufen kann auf die Korrektheit von Reibwert sowie auf die korrekte Modellerstellung bzw. Parametrisierung geschlossen werden. Dabei wird eine Messreihe eines RBMs bei einem RO von 250 μm bei identischen Randbedingungen mit den Simulationsergebnissen verglichen. Abbildung 122 zeigt die Ergebnisse. Sowohl von den erreichten Maxima-Werten als auch von der Phasenlage kann das Ergebnis als sehr gut beurteilt werden. Der erste Anstieg der Kurve ist mit einem fingerseitigen Kontakt begründet, der zweite durch ein Touchieren der Kolbenseite.

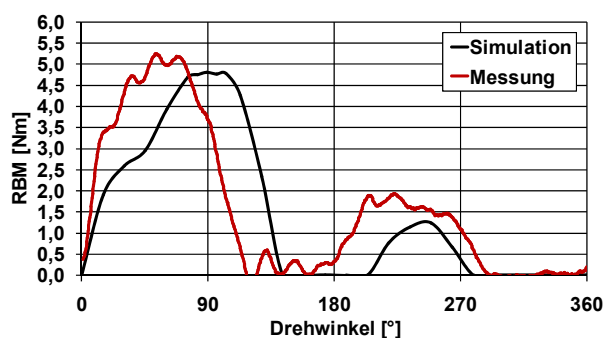


Abbildung 122: RBM bei RO = 250 μm (Vergleich Messung und Simulation)

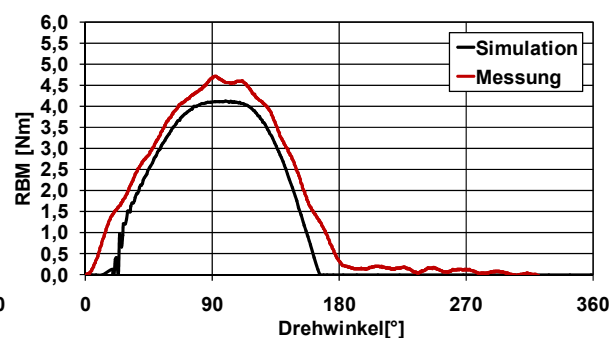


Abbildung 123: RBM bei RO = 95 μm (Vergleich Messung und Simulation)

Der RO verursacht je nach Ausprägung und vorhandenem Lüftspiel durch Touchieren zwischen Scheibe und Belag eine axiale Verschiebung des Bremssattels. Sind die Lüftspielbedingungen gleich, d. h. die Wechselwirkung zwischen RO und dem vorhandenem Lüftspiel zwischen Belag und Scheibe, sollten die zu erwartenden axialen Bremskomponentenbewegungen ebenfalls in gleichem Maße ausfallen. Abbildung 124 zeigt die axiale Verschiebung des Sattels während einer Umdrehung. Zunächst ist die Auslenkung des Sattels um ca. 17 μm zur Fingerseite zu erkennen. Danach zeigt sich ein gleichbleibender Kurvenverlauf für einen Winkelbereich von ca. 50°, der auf eine Scheibenbewegung zwischen den Belägen ohne Berührung hindeutet. Bei ca. 145° Scheibendrehwinkel erfolgt ein Kontakt zwischen Scheibe und kolbenseitigem Belag, der zu einer maximalen Verschiebung des Sattels um ca. 10 μm führt (bei einem Drehwinkel von ca. 180°). Ab einer Position von ca. 210° deutet der geradlinige Verlauf wiederum auf eine berührungslose Bewegung der Scheibe zwischen den Belägen hin. Die jeweils kolben- und fingerseitige teilreversible Auslenkung des Sattels ist mit der elastischen Lagerung im Bereich der Slidepins in speziellen Gummiführungen zu begründen. Als Vergleich hierzu zeigt die rote Kurve die reale Messung. Vergleicht man nun beide Kurvenverläufe, so sind die absoluten Verschiebungswerte nahezu identisch. Abweichungen sind lediglich in der Phasenlage bei kolbenseitiger Berührung nach Erreichen des Maximums zu verzeichnen. In der Realität hält der Kolbenbelag für einen längeren Winkelbereich den Maximalwert. Dies kann jedoch auch auf gegebene Randbedingungen, z. B. kurzzeitige Verklemmung an den Kontaktstellen von Belagrückenplatte und

Belagführungsbolzen, zurückgeführt werden.

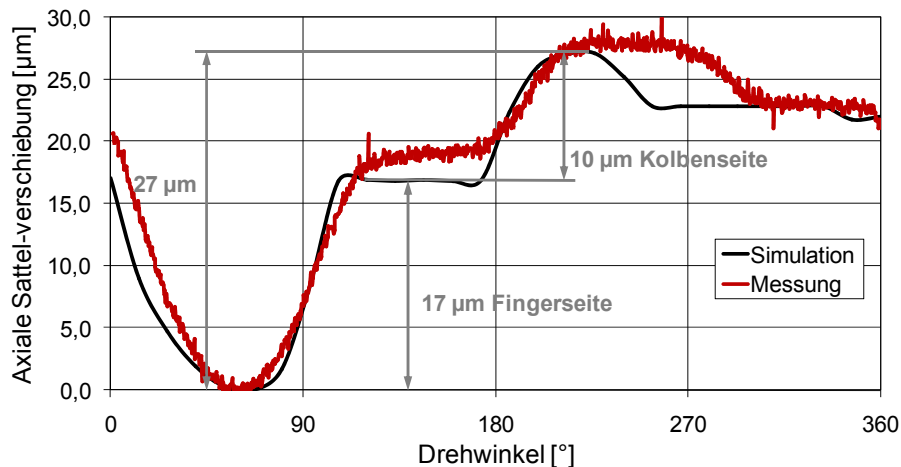


Abbildung 124: Axiale Sattelverschiebung bei RO = 250 µm (Vergleich Messung und Simulation)

Für eine weitere Validierung wird daher noch ein Vergleich bei einem RO-Wert von 95 µm durchgeführt. Die Besonderheit des Modells besteht in der automatischen Lüftspielgenerierung. Vor Drehen der Scheibe erfolgt für bestimmte Testabläufe eine kurze Druckapplikation mit 5 bar, infolgedessen sich ein konstruktionsbedingtes Lüftspiel einstellt. Wie Abbildung 123 zeigt, stimmen Simulation und Messung sehr gut überein und weisen vom Betrag eine maximale Abweichung von ca. 0,5 Nm auf. Insbesondere der Kurvenverlauf ist nahezu deckungsgleich.

Zur Überprüfung der Modellgüte soll auch für einen RO-Wert von 95 µm nochmals die Sattelverschiebung verwendet werden, die aus den Messpunkten an den Slidepins abgeleitet wird. Abbildung 125 zeigt hierzu einen Vergleich von Messung und Simulation bei einem RO von 95 µm. Die Übereinstimmung der axialen Verschiebung ist als sehr gut zu bezeichnen. Zusammengefasst lässt sich dieser Sachverhalt dahingehend deuten, dass identische Sattelauslenkungen, bedingt durch den RO, zu einem annähernd gleichen RBM bei Simulation und Messung führen. Gleichbedeutend hiermit sind identische Lüftspielbedingungen bei Messung und Simulation. In diesem Fall erzeugt nur der fingerseitige Kontakt ein RBM. Ein kolbenseitiger Kontakt erfolgt nicht, da hier das Lüftspiel ausreichend groß ist. Leichte Unterschiede gibt es lediglich im Kontaktwinkel. Während bei der Simulation eine Verschiebung des Sattels etwa 120° umfasst, erfolgt dies am realen Radbremssystem über ca. 180°. Dies ist im Wesentlichen auf die unterschiedliche Form des ROs zurückzuführen, der im Realen über einen weiteren Bereich zu dieser Auslenkung des Sattels führt. Anzumerken ist jedoch, dass der Sattel mit seinen Reibeigenschaften und den Steifigkeitseigenschaften der Gummiführung einen Widerstand gegenüber einer Auslenkung durch die Scheibe darstellt. Hierdurch entstehen Kontaktkräfte zwischen Scheibe und Belag, die wiederum in einem RBM resultieren. Der Vergleich zeigt nun, dass die ermittelten RBMe bezüglich Phasenverlauf und Maximum nahezu gleich sind. Daher kann auf die korrekte Abbildung der Reibeigenschaften

(Belag/Scheibe, Bremskomponenten) und der Steifigkeitseigenschaften der Gummiführung im Modell geschlossen werden.

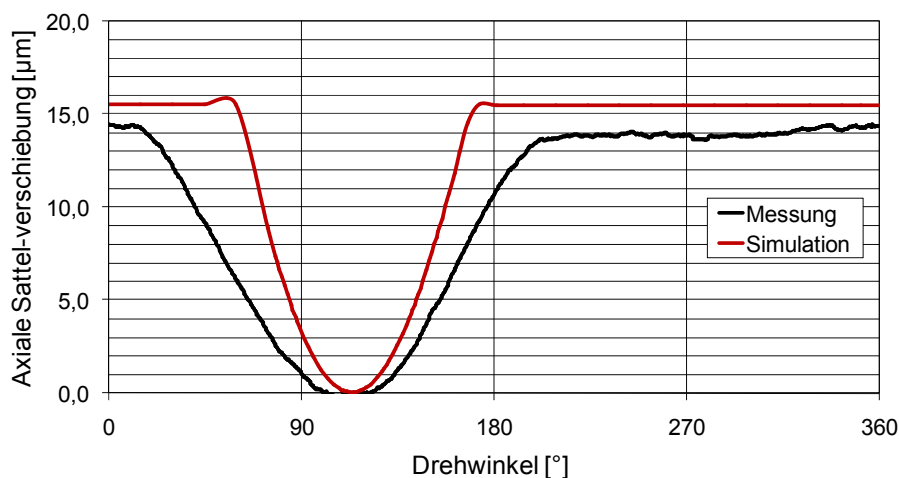


Abbildung 125: Axiale Sattelverschiebung bei $RO = 95 \mu\text{m}$ (Vergleich Messung und Simulation)

Anpressdruckverteilung

Um zu überprüfen, ob das FE-Modell bei dynamischen Simulationen das reale Bremssystem abbildet, wird als ein qualitatives Kriterium die Anpressdruckverteilung der Beläge während eines Bremsvorganges analysiert. Abbildung 126 zeigt die Druckverteilung des finger- und kolbenseitigen Belages bei einem Bremsdruck von 40 bar.

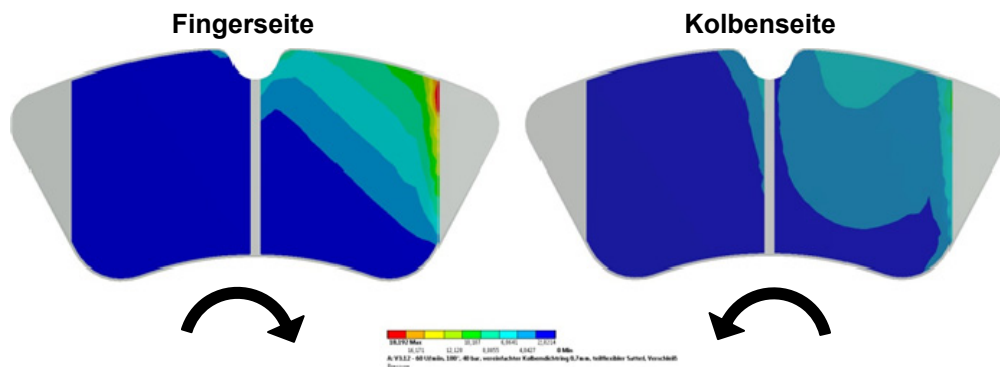


Abbildung 126: Anpressdruckverteilung während einer Bremsapplikation

Zu erkennen ist im dynamischen Fall eine Verschiebung des Druckpunktes auf der Fingerseite zur Auslaufseite hin, auf der Kolbenseite zur Einlaufseite hin. Die schwarzen Rundpfeile verdeutlichen hierbei die Scheibendrehrichtung. Bereiche mit höherer Druckbelastung unterliegen generell einem höheren Verschleiß. Somit kann geschlussfolgert werden, dass für diese Bremse bei Bremsungen in einem ähnlichen Druckbereich der Belag kolbenseitig an der Einlaufseite und fingerseitig an der Auslaufseite verschleißt. Betrachtet man nun das Ergebnis des bekannten RBM-Untersuchungszyklus, so zeigt sich ein (überspitzt dargestellt) qualitativ ähnliches Ergebnis, wie Abbildung 127 verdeutlicht. Auf der Kolbenseite ist der Einlauf tangential um gemittelt $360 \mu\text{m}$, auf der Fingerseite um $350 \mu\text{m}$ mehr verschliffen. Das Schema zur Erfassung der Belagdicke zeigt Abbildung 128. Für die tangentielle Ver-

schleißbestimmung wird die Differenz von 1 und 3 sowie 4 und 6 gemittelt.

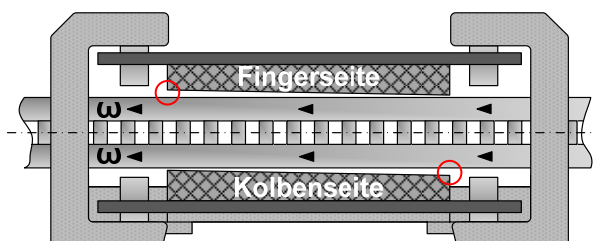


Abbildung 127: Visualisierung des Verschleißes an der untersuchten Radbremse

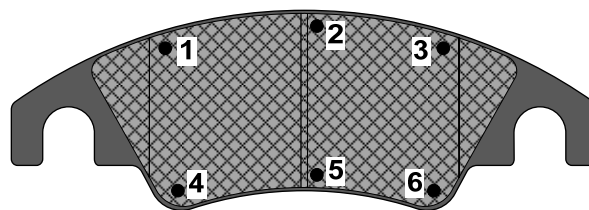


Abbildung 128: Messpunkte auf dem Belag zur Erfassung des geometrischen Verschleißes

Fazit: Die Validierung hat gezeigt, dass eine sinnvolle und verlässliche Ableitung der Systemeigenschaften der Radbremse im Hinblick auf RBM-Analysen unter verschiedenen Einflussparametern in jedem Fall sehr gut gegeben ist. Sowohl betragsmäßig im Hinblick auf die erreichten Min./Max.-Werte als auch bezüglich des Momentenverlaufes der resultierenden RBMe mit den korrespondierenden axialen Verschiebungen der Bremskomponenten wird das reale System hervorragend abgebildet. Im Anschluss an die Validierung erfolgen nun Ermittlungen der Einflussparameter auf das RBM auf Basis des Simulationsmodells.

6.4 Einflussfaktoren auf das Restbremsmoment

Für die Analyse der Einflussfaktoren auf das RBM sollen insbesondere die Wechselwirkung zwischen RO und Lüftspiel und der Einfluss der Reibbedingungen in der Radbremse abgebildet werden. Insbesondere der Einfluss der Reibbedingungen lässt sich durch simulative Analyse im Vergleich zum praktischen Versuch präziser ableiten. Hier besteht die Schwierigkeit, definierte Reibverhältnisse technisch umzusetzen.

Abhängigkeit vom Runout

Von zentraler Bedeutung für die Größe des RBMs ist die Höhe des ROs. Je größer der betragsmäßige Wert, desto höher ist die axiale Auslenkung der Scheibe und somit die Verschiebung der Bremskomponenten, d. h. der Beläge und des Sattels. Bei den Simulationsreihen wurde jeweils ein kolbenseitiges Lüftspiel von 110 μm , fingerseitig von 20 μm voreingestellt. Abbildung 129 zeigt die entsprechenden Kurvenverläufe. Das erste Maximum der Kennlinie bei einem Winkelbereich von ca. 90° wird durch den Kontakt der Scheibe mit dem fingerseitigen Belag hervorgerufen. Das zweite Maximum ist durch den Kontakt im Bereich der Kolbenseite begründet.

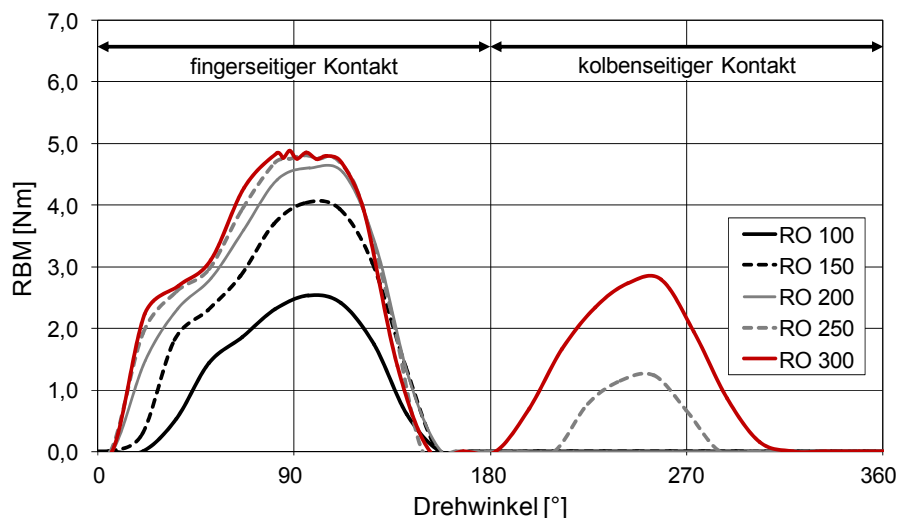


Abbildung 129: RBM in Abhängigkeit des ROs

Durch das voreingestellte Lüftspiel von 110 µm ist ein Kontakt zwischen Scheibe und Kolbenbelag erst ab einem RO von mehr als 220 µm möglich. Dieser Sachverhalt lässt sich in Abbildung 129 nachvollziehen. Die erhöhte Zunahme zwischen 250 und 300 µm ist mit der Steifigkeit des Kolbendichtrings zu begründen, während auf der Fingerseite ein RO in der gleichen Größenordnung eine axiale Verschiebung des Sattels bewirkt, wodurch die Sättigung des RBMs begründet ist. Durch das voreingestellte Lüftspiel und die Variation des ROs ist gleichzeitig eine Wechselwirkung zwischen RO und Lüftspiel gegeben. Abbildung 130 zeigt hierzu auf der x-Achse die Überdeckung, d. h. die axiale Differenz zwischen RO und Lüftspiel. In Abhängigkeit hiervon ist das Peak-Maximum aus Abbildung 129 für die Finger- und Kolbenseite getrennt abgetragen. Fingerseitig ist die beschriebene Sättigung mit zunehmender Überdeckung deutlich zu erkennen.

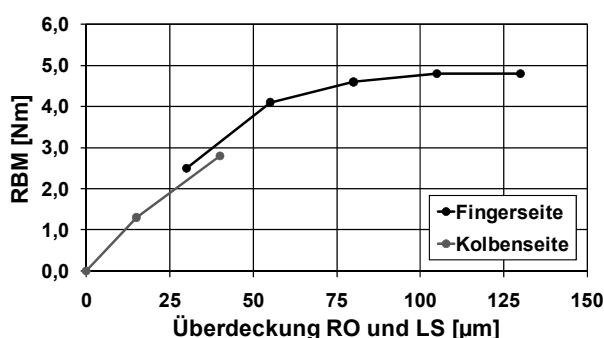


Abbildung 130: Maximum des RBMs auf Finger- und Kolbenseite in Abhängigkeit der Wechselwirkung von RO und Lüftspiel

Abhängigkeit vom Slidepinreibwert

Die Verschiebung des Bremsattels hat eine elastische Verformung der Slidepinummiführungen bis hin zu einer Relativbewegung zwischen diesen beiden Komponenten zur Folge. Den Einfluss einer Variation der Reibwerte um $\pm 0,1$ veranschaulicht Abbildung 131. Prinzipbedingt hat die Änderung der Sattelreibkräfte auf der Fingerseite einen deutlich höheren Einfluss als auf der Kolbenseite. Bei einem geringen Reibwert von 0,1 sinkt

das RBM auf der Fingerseite von 4,8 auf knapp 3,2 Nm ab, was einer Änderung um ca. - 34 % entspricht. Eine Steigerung auf $\mu = 0,3$ ergibt eine Erhöhung auf 6,2 Nm (29 %). Die Variation der Reibwertes um $\pm 0,1$ zwischen Belagführungsbolzen und Belagrückenplatte resultiert in einer Änderung um jeweils ca. ± 1 Nm (ca. ± 21 %).

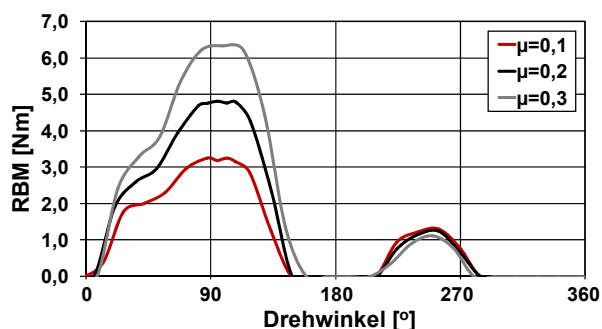


Abbildung 131: RBM in Abhängigkeit des Slidepin-Reibwertes

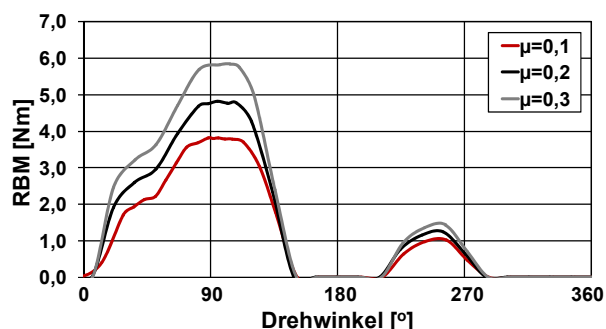


Abbildung 132: RBM in Abhängigkeit des Reibwertes Belagführungsbolzen/Belagrückenplatte

Zum Abschluss der Betrachtungen zeigt das nachfolgende Diagramm nochmals die wirkende Normalkraft bei Variation des Reibwertes zwischen der Belagrückenplatte und dem Führungsbolzen.

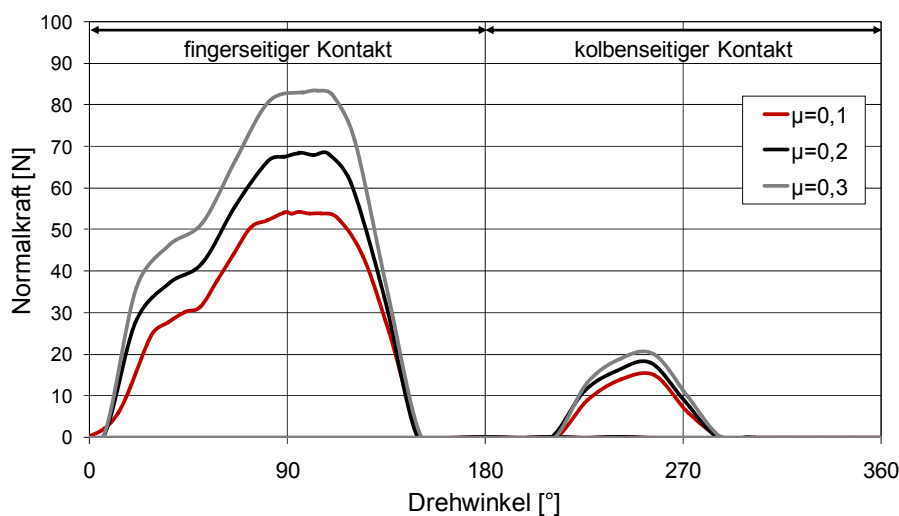


Abbildung 133: Normalkraft in Abhängigkeit des Reibwertes Belagführungsbolzen/Rückenplatte

Die eben beschriebenen Untersuchungen der Auswirkung von Reibkraftänderungen im Führungssystem der Radbremse zeigen deren hohen Einfluss auf das RBM. Eine alterungsbedingte Erhöhung der Reibwerte (Korrosion, etc.) ist im praktischen Einsatz der Bremse durchaus gegeben. Prinzipiell muss jedoch abgewogen werden, ob es durch die konstruktive Realisierung geringer Reibwerte zu einer Verschiebung des Sattels durch angreifende Seitenkräfte kommt und somit zu unerwünschten Verschleißmechanismen.

Abhängigkeit vom Reibwert Belag/Scheibe

Ein weiterer Einflussfaktor auf das RBM, der mit dem vorhandenen Modell untersucht werden soll, ist die Größe des Reibwertes zwischen Scheibe und Belag. Hier werden zwei Wer-

te, 0,35 und 0,45 vorgegeben. 0,45 ist charakteristisch für einen Hochreibwertbelag, während 0,35 mehr auf den Komfortbereich abzielt. Geräuschverhalten und Bremsstaub sind hier in vermindertem Maße zu erwarten. Abbildung 134 zeigt die Auswirkungen. Fingerseitig sinkt das RBM-Maximum von 4,8 Nm um ca. 23 % auf 3,7 Nm ab, kolbenseitig von 1,2 Nm um ca. 33 % auf 0,8 Nm.

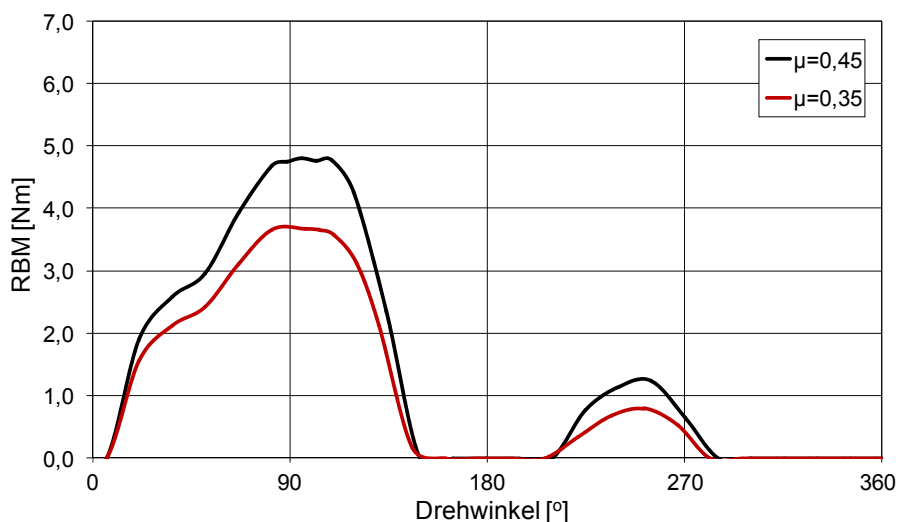


Abbildung 134: RBM in Abhängigkeit des Reibwertes Belag/Scheibe

Einfluss der Scheibendrehzahl

Das RBM kann bei steigender Drehzahl aufgrund eines geschwindigkeitsabhängigen Reibwertes oder aufgrund einer erhöhten Normalkraft durch Massenkräfte der Bremskomponenten, d. h. insbesondere Sattel und Beläge, ansteigen. Die nachfolgende Tabelle 5 zeigt hierzu den Anstieg der Normalkraft zwischen Scheibe und Belag und verdeutlicht, dass in der Realität eine Erhöhung des RBMs durch eine erhöhte Normalkraft gegeben ist.

Tabelle 5: Darstellung der Normalkräfte in Abhängigkeit der Scheibendrehzahl

Brems-scheiben-drehzahl	Normalkraft Fingerseite		Normalkraft Kolbenseite	
	[N]	[%]	[N]	[%]
60	68,4	-	17,6	-
120	69,1	1,0%	18,9	7,4%
240	71,3	4,2%	19,0	8,0%

Einfluss DTV

Abbildung 135 zeigt für unterschiedliche DTV-Ausprägungen das RBM für ein voreingestelltes Lüftspiel von je 20 µm auf der Kolben- und Fingerseite. Hier lässt sich qualitativ die Wechselwirkung zwischen DTV und Lüftspiel und somit die Funktion des Radbremsmodells verdeutlichen, da bei 40 µm und einem Lüftspiel von beidseitig 20 µm kein Reibkontakt erfolgt. Ein signifikantes RBM ist erst ab einer Schädigung von 60 µm zu erkennen. Das Lüftspiel wird im Bereich der minimalen Scheibendicke (DTV) voreingestellt, so dass ein

Touchieren möglich ist (Abbildung 137). Die Aufteilung des RBMs auf Kolben- und Fingerseite ist unterschiedlich. Für $60\ \mu\text{m}$ beträgt der maximale Peak ca. $1,6\ \text{Nm}$, wobei kolbenseitig ca. 30% , fingerseitig ca. 70% davon generiert werden. Die eingestellten DTV-Werte sind praktisch gesehen eher nicht relevant, da die entsprechend resultierenden Bremsmomentenschwankungen den Bremskomfort erheblich einschränken würden. Durch die Darstellung der Wechselwirkung zwischen DTV und Lüftspiel (Abbildung 136) wird daher das RBM in Abhängigkeit der Überdeckung dargestellt. Der Anstieg dieser Kurve hängt neben dem Reibwert zwischen Belag und Scheibe insbesondere von der axialen Steifigkeitskennlinie des finger- und kolbenseitigen Belages ab.

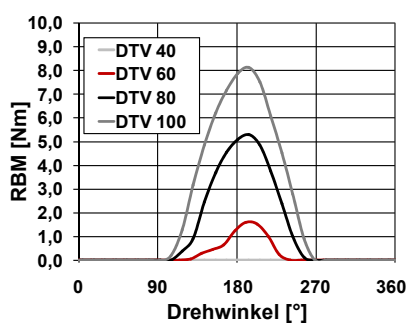


Abbildung 135: RBM in Abhängigkeit der DTV-Höhe

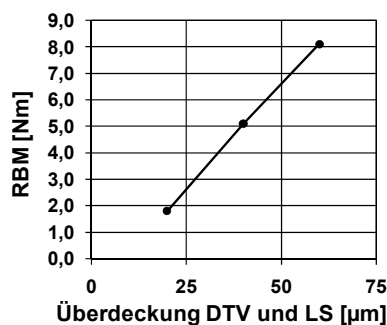


Abbildung 136: Maximum des RBMs in Abhängigkeit der Wechselwirkung von DTV und Lüftspiel

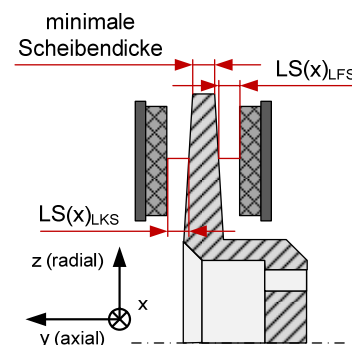


Abbildung 137: Lüftspieleinstellung für DTV-Analyse

In den folgenden zwei Diagrammen bildet die Basis die Analyse einer DTV von $40\ \mu\text{m}$ mit einem Lüftspiel von kolbenseitig $80\ \mu\text{m}$ und fingerseitig $8\ \mu\text{m}$. Variiert wird hierbei der Reibwert zwischen Belagrückenplatte und Belagführungsbolzen. Abbildung 138 zeigt den Einfluss auf das RBM, Abbildung 139 auf den Normkraftverlauf zwischen Scheibe und Belag. Für das RBM fällt der Wert gegenüber einem Reibwert von $\mu = 0,2$ um ca. 33% ab. Für $\mu = 0,3$ steigt der Wert um ca. 22% an.

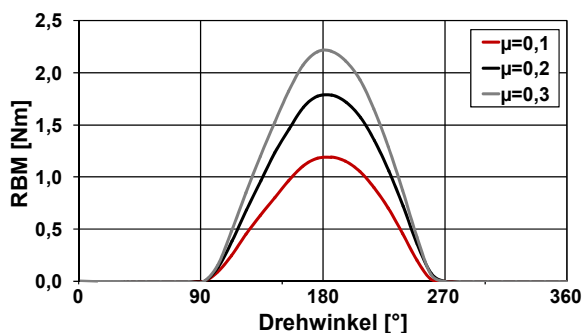


Abbildung 138: RBM in Abhängigkeit einer Reibwertvariation zwischen Belagführungsbolzen und Belagrückenplatte

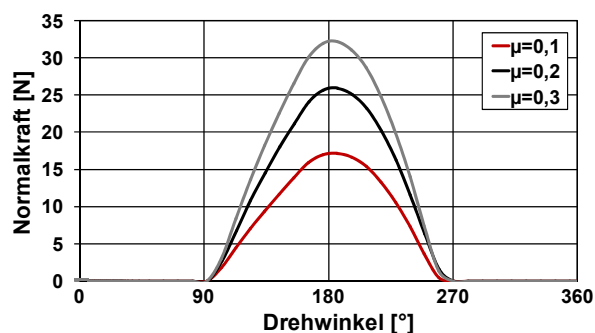


Abbildung 139: Normalkraft zwischen Belag und Scheibe in Abhängigkeit einer Reibwertvariation zwischen Belagführungsbolzen und Belagrückenplatte

Einfluss DTV und Runout

Abbildung 140 zeigt zusammenfassend für unterschiedliche Lüftspielvoreinstellungen (des Kolben- und Fingerbelags (In der Legende ist die jeweilige Kombination in μm zu sehen) das Ergebnis für den RBM-Verlauf bei einer Scheibe mit einem RO von $150\ \mu\text{m}$ und einer DTV von $20\ \mu\text{m}$. Der Legendeneintrag $K = 30, F = 90$ steht hier für eine Lüftspielvoreinstellung auf der Kolbenseite von $30\ \mu\text{m}$, auf der Fingerseite von $90\ \mu\text{m}$. Deutlich zu erkennen ist wiederum die geringe Ausprägung bei Touchieren an der Kolbenseite.

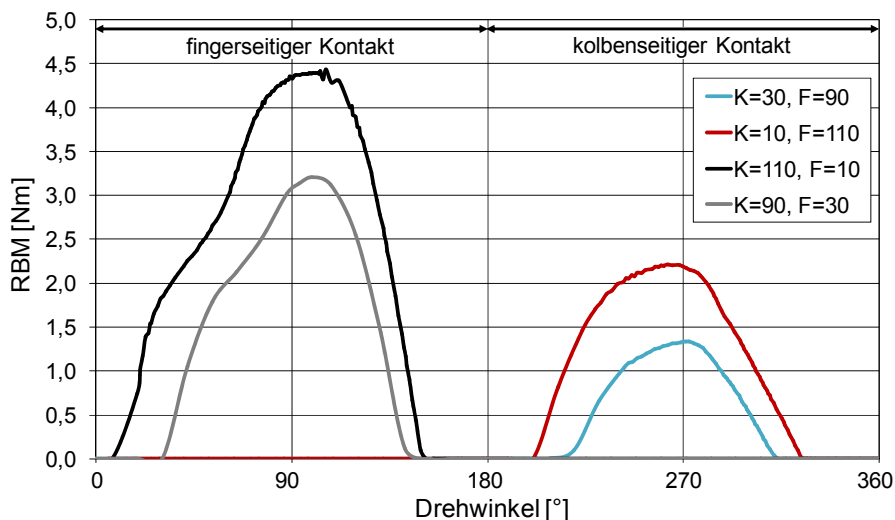


Abbildung 140: RBM in Abhängigkeit eines definierten Lüftspiels bei einer DTV von $20\ \mu\text{m}$ und einem RO von $150\ \mu\text{m}$

6.5 Fazit theoretische Restbremsmomentanalysen

Für die Analyse der RBM-Problematik wird ein kombiniertes FE-/MKS-Simulationsmodell auf Basis einer Radbremse für den Bereich der oberen Mittelklasse erstellt. Hierfür werden insbesondere Untersuchungen

- zur Wechselwirkung des dynamischen ROs und des Lüftspiels,
- zur Wechselwirkung der DTV und des Lüftspiels,
- sowie den Reibverhältnissen in der Bremse
 - insbesondere dem Reibwert zwischen Belag und Scheibe,
 - dem Reibwert zwischen Belagrückenplatte und Belagführungsbolzen,
 - sowie dem Reibwert zwischen Slidepin und Sattelführung

durchgeführt. Das Modell wird entsprechend validiert und lässt sich für die wirkseitenbezogene Einflussgrößendarstellung auf Größe und Verlauf des RBM-Wertes bei Touchieren von Finger- und Kolbenseite verwenden. Die Fingerseite verursacht stets einen höheren maximal-Peak im Kurvenverlauf. Insbesondere optimierte Reibverhältnisse im Sattel beeinflussen das RBM positiv. So sinkt das fingerseitige RBM bei Verringerung des Slidepinreibwertes um 0,1 von der ursprünglichen Ausgangslage um 34 % ab (Abbildung 131, S. 123). Inwieweit der

Sattel durch Querkräfte dann ausgelenkt wird, muss abgewogen werden. Auch die Wechselwirkungen, d. h. eine Überschneidung von dynamischen RO und (zu geringem) Lüftspiel zeigen die RBM-(und auch DTV-) Sensitivität der Radbremse und verdeutlichen die Bedeutung des RBMs als Verlustwiderstand bei einer Abweichung von optimierten Radbremsbetriebsbedingungen.

Für die Einflussgrößenuntersuchung wird ein Modell einer definierten Radbremse abgebildet. Die Untersuchungsmethodik und die Vorgehensweise bei der Modellstrukturerstellung kann jedoch beliebig auf andere Bremsentypen übertragen werden.

7 Simulationsmodell zur Bestimmung der CO₂-Mehremission aufgrund von Restbremsmomenten

In der vorliegenden Arbeit wurden bereits praktische und simulative Methoden vorgestellt, um das RBM in einer kurz- und mittelfristigen, zeitlichen Betrachtung in Abhängigkeit verschiedener Einflussparameter zu charakterisieren. Dieser Abschnitt soll nun klären, wie sich ein RBM auf den Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs in Abhängigkeit verschiedener Fahrprofile auswirkt. In Kapitel 1.2 erfolgte bereits eine Berechnung der Fahrwiderstandsverlustleistung aufgrund eines konstant angenommenen RBMs an allen vier Rädern in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit. Diese Verlustleistung wird den insgesamt wirkenden Fahrwiderstandsleistungen gegenübergestellt. Der Kraftstoffverbrauch steigt jedoch i. d. R. nicht linear mit der Verlustleistung, da der Verbrennungsmotor in Abhängigkeit von Drehzahl und Last, dem Drehmoment, erheblich variierende spezifische Verbräuche aufweist (gemessen in g/kWh). Diese Abhängigkeit wird in so genannten Verbrauchs- bzw. Muschelkennfeldern dargestellt. Über das Schaltgetriebe werden bei bestimmten Geschwindigkeiten definierte Betriebspunkte im Diagramm eingestellt (Augsburg, Grundlagen Verbrennungsmotoren 2010). Abbildung 141 zeigt das für die spätere Verbrauchssimulation zu Grunde liegende Verbrauchskennfeld. Darin ist die Last prozentual zum Maximalmoment bei der jeweiligen Drehzahl aufgetragen.

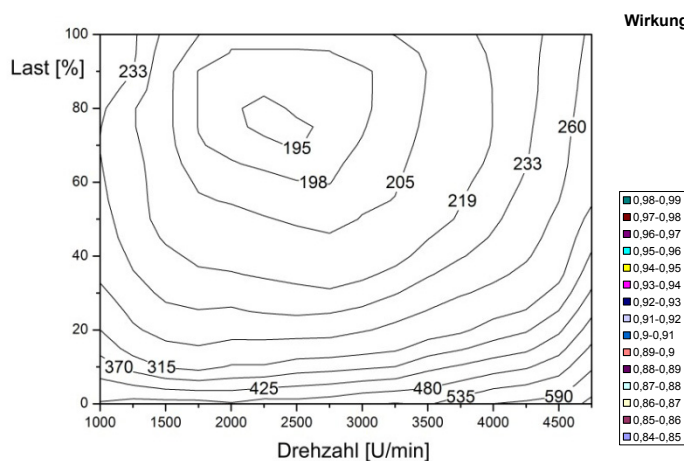


Abbildung 141: Verbrauchskennfeld des modellierten Basisfahrzeugs (Körner 2009)

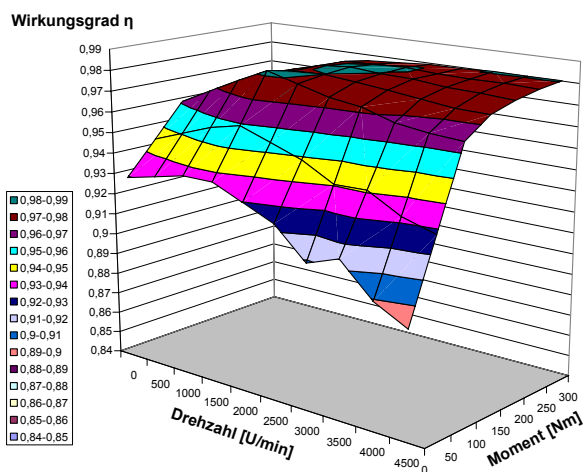


Abbildung 142: Wirkungsgradkennfeld eines Achsgetriebes

Zusätzlich ändert sich der Wirkungsgrad des Antriebsstranges in Abhängigkeit der abgeforderten Antriebsleistung sowohl in der jeweiligen Schaltstufe als auch im Achsgetriebe. Im Teillastbereich ist der Wirkungsgrad deutlich geringer als im höheren Lastbereich, wie aus dem in Abbildung 142 dargestellten Wirkungsgradkennfeld deutlich abzulesen ist. Um deshalb die Wirkung eines RBMs auf den Kraftstoffverbrauch rechnerisch zu ermitteln, ist eine ganzheitliche Betrachtungsweise erforderlich, in der einerseits sämtliche Fahrwiderstände bei definierten Fahrprofilen berücksichtigt werden, andererseits die Effizienz des Antriebes

und des Antriebsstranges bei diesen bestimmten Fahrleistungsabforderungen bewertet wird. Um einzelne Einflussgrößen, wie beispielsweise das RBM, direkt zu bestimmen, bietet sich insbesondere eine rechnerische, d. h. simulative Methode an, da hier jeder Einflussparameter genau definiert ist. Dagegen können im praktischen Fahrversuch Streuungen auftreten, weil beispielsweise nicht erfasste, erheblich variierende Windverhältnisse auftreten, die messtechnisch nicht erfasst werden, jedoch zu veränderten Bedingungen führen und somit das Messergebnis verfälschen. Um den Einfluss dieser zufälligen Fehler in der Ergebnisbewertung zu minimieren, sind daher zur statistischen Absicherung Wiederholungsmessungen erforderlich, die jedoch zeit- und kostenaufwändig sind.

7.1 Programmbeschreibung und Aufbau des Modells

Für die Quantifizierung des Kraftstoffverbrauchseinflusses eines definierten RBMs wurde ein eindimensionales Simulationsmodell in LMS Imagine.Lab AMESim erstellt. Dieses Simulationsstool weist ein breites Anwendungsspektrum auf, das für die Abbildung von signalverarbeitenden, elektrischen, hydraulischen und mechanischen Systemen verwendbar ist. Zur Simulation des Kraftstoffverbrauchs steht hier die mechanische Anwendung im Vordergrund, insbesondere die Bibliotheken des Antriebsstranges und des IFP Drives, eine von Imagine speziell entwickelte Bibliothek zur Analyse des Kraftstoffverbrauchs und der Emissionen. Abbildung 143 zeigt das Modellschema. Rot eingekreist ist die Implementierung des RBMs zu sehen, das als konstanter Wert eingegeben wird. Sämtliche fahrwiderstandsrelevante Fahrzeugdaten sind der entsprechenden Produktspezifikation entnommen.

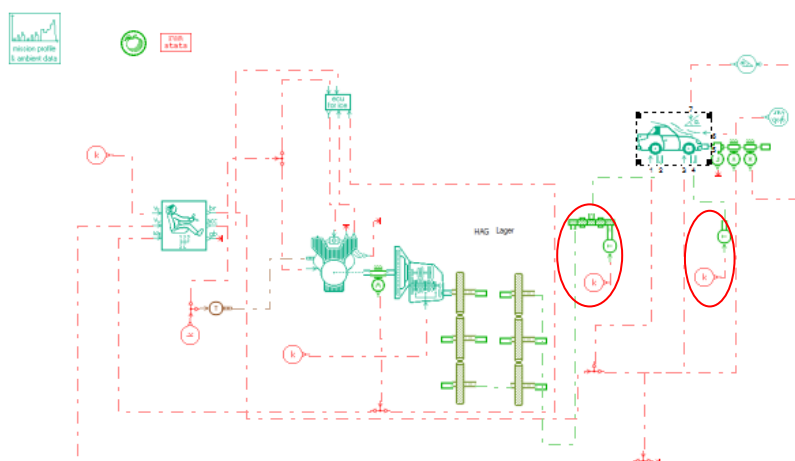


Abbildung 143: Darstellung des Simulationsmodells (Modifizierung auf Basis des Modells von (Körner 2009))

Das Simulationsmodell basiert auf einem Großraumvan mit 2,0 l Turbodieselmotor mit einer Leistung von 103 kW und wurde im Rahmen von praktischen Fahrversuchen validiert. Hierzu ist in der näheren Umgebung von Ilmenau ein bestimmter Streckenabschnitt von ca. 35 km Länge mit Stadt-, Überland- und Autobahnanteilen von mehreren Fahrertypen mehrmals befahren und dabei der Geschwindigkeitsverlauf, die Fahrzeugbeschleunigungen, die

Schaltzeitpunkte, der Verbrauch etc. aufgenommen worden. Diese Daten sowie die Schaltstrategie sind im Simulationsmodell hinterlegt und abgebildet. Tabelle 6 zeigt den Vergleich von Simulation und realem Verbrauch mit jeweiliger prozentualer Abweichung. Daneben ist noch der genormte Verbrauch im NEFZ mit einer genormten Schaltstrategie dargestellt. Insgesamt lässt sich festhalten, dass das Modell die Realität sehr gut abbildet und zur Analyse der Mehrverbräuche aufgrund der Energieverluste eines RBM verwendet werden kann.

Tabelle 6: Darstellung der simulierten und realen Kraftstoffverbräuche zur Validierung des Modells (Körner 2009)

Fahrer	Verbrauch [L/100 km]	simulierter Verbrauch [L/100 km]	Abweichung [%]
1	6,5	6,610	1,69
1	6,4	6,206	-3,03
1	6,9	6,660	-3,47
2	7,2	7,040	-2,22
2	6,9	6,880	-0,28
genormte Schaltpunkte	6,0	5,900	-1,50

7.2 Fahrzeugmehrverbrauch aufgrund von Restbremsmomenten

Als Basis für die Quantifizierung eines Kraftstoffmehrverbrauchs aufgrund eines RBMs an der Radbremse dienen der genormte NEFZ sowie eine einfache Konstantfahrt bei verschiedenen, definierten Fahrzeuggeschwindigkeiten. Abbildung 144 veranschaulicht die absoluten Kraftstoffmehrverbräuche bei 80, 100, 130 und 180 km/h, Abbildung 145 den Mehrverbrauch im NEFZ.

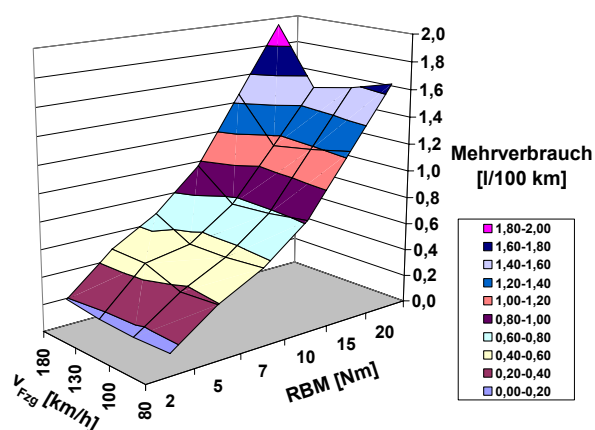


Abbildung 144: Kraftstoffmehrverbrauch durch RBM-Verluste bei Konstantfahrt

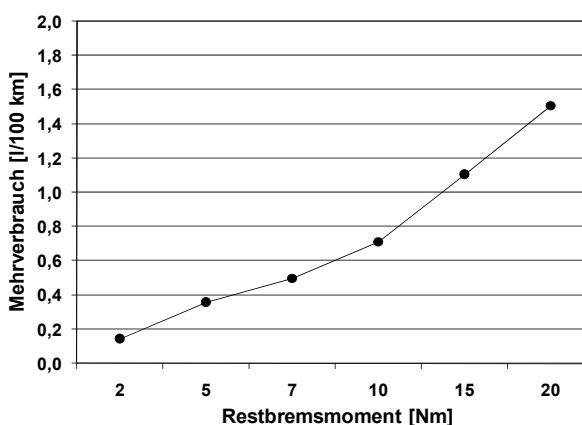


Abbildung 145: Kraftstoffmehrverbrauch durch RBM-Verluste im NEFZ-Zyklus

Im Zuge der Charakterisierung des RBMs hat sich herausgestellt, dass bestimmte Bremsentypen durchaus kurzfristig RBMe von ca. 15 - 20 Nm erzeugen können. Diese werden jedoch relativ schnell abgebaut. Als realer Bereich, auch in Bezug auf eine langfristige, alterungsbe-

dingte Erhöhung des RBMs, ist somit ein Wert bis zu ca. 7 Nm anzusehen, was Untersuchungen anderer Autoren wie (Yinsan 1984) bestätigen. Bei diesen Annahmen werden absolute Mehrverbräuche bei 80 - 180 km/h zwischen 0,56 und 0,67 l/100 km erreicht, im NEFZ 0,5 l. Dies entspricht nach dem Umrechnungsfaktor für Dieselmotoren aus Kapitel 1.1 einem CO₂-Emissionswert von 14,6 g/km bei 80 km/h, 17,5 g/km bei 180 km/h und im NEFZ 13,0 g/km.

Tabelle 7 zeigt umgerechnet den prozentualen Mehrverbrauch und zusätzlich zur expliziteren Darstellung nochmals den absoluten Mehrverbrauch bei Konstantfahrt im NEFZ. Auf Basis der oben getroffenen Annahmen werden während einer konstanten Fahrzeuggeschwindigkeit mit 80 km/h bis zu 13,9 % zusätzlich verbraucht, bei 130 km/h, der Autobahnrichtgeschwindigkeit, 8,0 %. Im NEFZ fallen die RBM-Verluste mit einem Mehrverbrauch von 8,3 % ebenfalls deutlich ins Gewicht.

Tabelle 7: Darstellung des absoluten/prozentualen Kraftstoffmehrverbrauchs durch RBM-Verluste

Kraftstoffmehrverbrauch absolut [l/100km]/ prozentual							
Konstantfahrt*		RBM					
		2 Nm	5 Nm	7 Nm	10 Nm	15 Nm	20 Nm
Fahrgeschwindigkeit	80 km/h	0,16	0,40	0,56	0,82	1,24	1,67
		3,9%	9,8%	13,9%	20,3%	30,8%	41,4%
	100 km/h	0,15	0,37	0,54	0,78	1,18	1,58
		3,0%	7,5%	10,7%	15,6%	23,6%	31,7%
	130 km/h	0,16	0,48	0,53	0,76	1,13	1,52
		2,4%	7,1%	8,0%	11,3%	16,8%	22,6%
	180 km/h	0,19	0,48	0,67	0,97	1,46	1,95
		1,6%	4,1%	5,7%	8,2%	12,4%	16,6%
NEFZ*							
NEFZ*		RBM					
		2 Nm	5 Nm	7 Nm	10 Nm	15 Nm	20 Nm
		0,14	0,36	0,50	0,71	1,10	1,51
		2,4%	5,9%	8,3%	11,8%	18,3%	25,0%

*jeweiliger RBM-Wert an allen 4 Rädern als konstant wirkend angenommen

Da aktuell insbesondere die CO₂-Emission im Vordergrund steht und deren Angabe für die Effizienz von Fahrzeugen vornehmlich verwendet wird, ist in der nachfolgenden Tabelle die Mehremission dieses klimarelevanten Gases dargestellt. Der Wert von 15 und 20 Nm erscheint zunächst als durchaus überhöht, doch sind durch ungünstige Konstellationen, wie Yinsan bereits bestätigt hat, solche RBMe durchaus erreichbar. Auch am Prüfstand konnten solche Werte mit einer erheblich DTV-geschädigten Scheibe und kleinem Lüftspiel nach einem Fadingzyklus erreicht werden.

Tabelle 8: Darstellung der CO₂-Mehremission durch RBM-Verluste

CO ₂ -Mehremission [g/km]							
Konstantfahrt*		RBM					
		2 Nm	5 Nm	7 Nm	10 Nm	15 Nm	20 Nm
Fahrge- schwindig- keit	80 km/h	4,1	10,3	14,6	21,2	32,3	43,4
	100 km/h	3,8	9,7	13,9	20,2	30,7	41,1
	130 km/h	4,1	12,4	13,9	19,7	29,5	39,6
	180 km/h	5,0	12,5	17,5	25,2	38,0	50,8
NEFZ*		RBM					
		2 Nm	5 Nm	7 Nm	10 Nm	15 Nm	20 Nm
		3,7	9,3	13,0	18,6	28,7	39,3

*jeweiliger RBM-Wert an allen 4 Rädern als konstant wirkend angenommen

In den Simulationsergebnissen aus Kapitel 6.4, S. 121 zeigte sich ein höherer Maximalpeak des RBMs auf der Fingerseite im Vergleich zu Kolbenseite. Dies bestätigte sich auch in den praktischen Prüfungen. Entscheidend für den Gesamtverbrauch ist jedoch das arithmetische Mittel bzw. der Wert aus einer Integration des RBMs über eine Scheibenumdrehung. Datenbasis sind die Ergebnisse aus Abbildung 129, S. 122. Zur Verdeutlichung des Sachverhaltes sei nochmals auf Abbildung 96, S. 89 verwiesen.

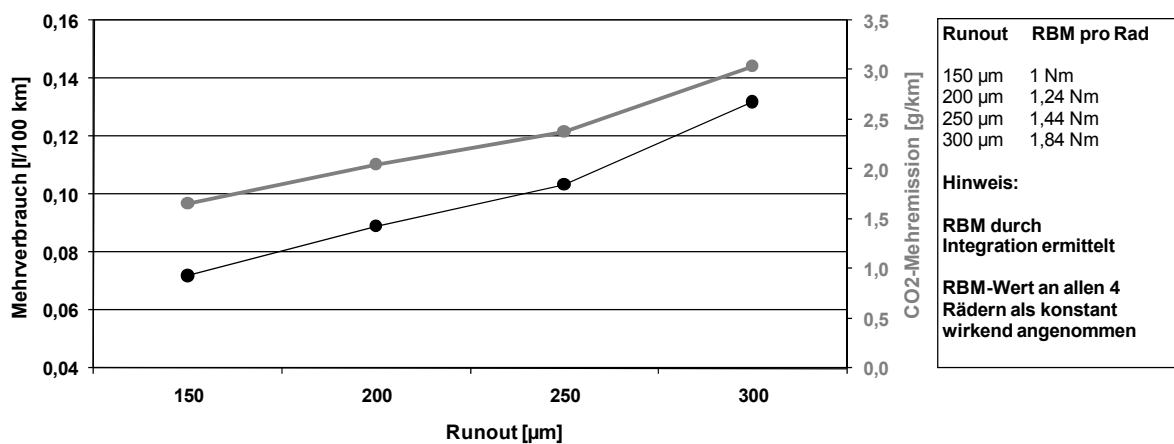


Abbildung 146: Einfluss des ROs auf den Kraftstoffverbrauch im NEFZ (RBM/RO-Zusammenhang aus Simulation)

Bei einem RO von 200 µm mit definiert voreingestelltem Lüftspiel ergibt sich bei entsprechend resultierendem RBM ein Kraftstoffmehrverbrauch von ca. 0,09 l/100 km. Bei 300 µm sind es im NEFZ ca. 0,13 l/100 km. Auch wenn diese RO-Werte für heutige moderne Bremsanlagen und Fahrwerke bei sachgerechter Wartung über eine NEFZ-charakteristische Zeitspanne von ca. 20 min eher unwahrscheinlich sind, soll gezeigt werden, welche Auswirkung dieser praxisrelevante Einflussparameter aufweisen kann.

7.3 Auswirkung des Restbremsmomentes als variable Größe in Verbrauchszyklen

Die bisherigen Analysen zum Kraftstoffmehrverbrauch und zur CO₂-Mehremission beschrän-

ken sich auf eine Konstantfahrt mit definierten Fahrgeschwindigkeiten und den NEFZ mit jeweils konstant angenommenen RBMn. Beide Szenarien sehen darüberhinaus nur den Bereich der Längsdynamik vor. Die Untersuchung der RBMe hat gezeigt, dass eine hohe betriebsbedingte Abhängigkeit der RBM-Werte gegeben ist. Dazu gehört ebenfalls der Einfluss der Querdynamik. Die Analysen werden daher auf diese Aspekte ausgedehnt, wozu der unter Kapitel 5.4, S. 79 dargestellte „Ilmenau-Zyklus“ (Abbildung 83) als Basis dienen soll. Für die Ableitung eines realitätsnahen Zyklus mit zeitveränderlichem RBM erfolgt die Verarbeitung der bisher gewonnenen Ergebnisse über

1. den Einfluss der Seitenkräfte,
2. den Einfluss der Sattelverlagerung durch Seitenkräfte (Löseverhalten),
3. ein erhöhtes RBM aufgrund vorhergehender erhöhter Druckapplikation.

Für die Berechnung des RBMs aus den Seitenkräften nach den Basisdaten des „Ilmenau-Zyklus“ wird ein Polynom (RBM in Abhängigkeit der Seitenkräfte) aus den Ergebnissen von Kapitel 5.4 abgeleitet (Punkt 1). Die Erkenntnisse aus Kapitel 5.6 „Löseverhalten“ fließen in die Festlegungen von Punkt 2 ein. Hier hat sich gezeigt, dass geringe Querschleunigungen keine Sattelverlagerung implizieren, höhere Querschleunigungen dagegen durch den dynamischen RO zu einem bleibenden axialen Versatz führen können und somit im Normalbetrieb ein erhöhtes RBM zur Folge haben. Der Übergang ist jedoch nicht konkret definierbar. Dieser hängt von mehreren Einflussgrößen ab (Gestaltung der Sattelführung und axiale Kraft-/Wegkennlinie bei axialem Versatz) und ist als fließend zu betrachten. Die Vorgaben zu Punkt 3 werden mit einer Abklingfunktion realisiert, wobei die Zeitkonstante auf den Ergebnissen aus Kapitel 5.9 „Zeitverhalten des Restbremsmomentes“ basiert. Die Größenordnungen der in den experimentellen Analysen ermittelten RBMe werden somit zur Generierung bzw. Ausgestaltung eines beispielhaften, variablen RBM-Verlaufs im „Ilmenau-Zyklus“ berücksichtigt.

Den generierten RBM-Zyklus zeigt Abbildung 147. Neben Fahrzeuggeschwindigkeit, RBZ-Druck, Querschleunigung und Gesamt-RBM aus den radbremsbezogenen Einflussgrößen wird explizit das seitenkraftbedingte RBM dargestellt. Bei Berücksichtigung der Querdynamik im Fahrzyklus wirken neben dem RBM auch noch weitere Einflussgrößen, ein erhöhtes Lagerreibmoment und der Schräglaufwiderstand des Reifens (siehe hierzu nochmals Abbildung 6, S. 5). Die Darstellung und Berechnung der gesamten Radwiderstandsverluste erfolgt im Anhang 12.10, S. 163. Diese Radwiderstandsverlustmomente werden im Verbrauchssimulationsmodell (auf Basis des Großraumvans) jeweils hinterlegt. Abbildung 148 und Abbildung 149 zeigen für folgende vier Szenarien (1 - 4 jeweils in horizontaler Achsenbeschriftung abgebildet) im „Ilmenauzyklus“ den Absolutkraftstoffverbrauch, den Kraftstoffmehrverbrauch,

die prozentuale Änderung und die CO₂-Mehremission:

1. „Ilmenau-Zyklus“ ohne RBM bzw. seitenkraftbedingte Radwiderstandsanteile
2. „Ilmenau-Zyklus“ mit konstantem RBM (0,5 Nm/Rad) und Lagerreibmoment (0,8 Nm/Rad)
3. „Ilmenau-Zyklus“ mit variablem RBM und seitenkraftabhängigem Lagerreibmoment
4. „Ilmenau-Zyklus“ mit variablem RBM, seitenkraftabhängigem Lagerreibmoment und Schräglaufwiderstand

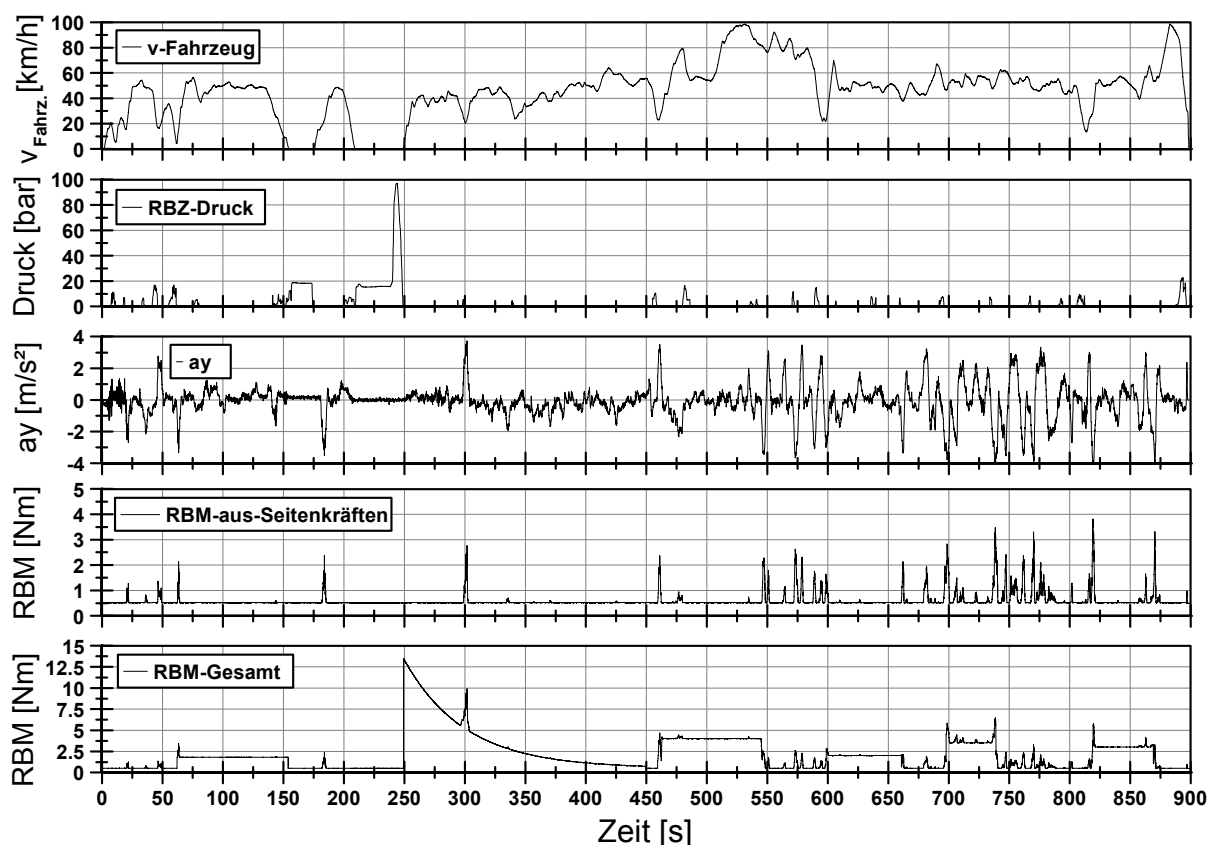


Abbildung 147: Darstellung eines abgeleiteten Zyklus mit variablem RBM

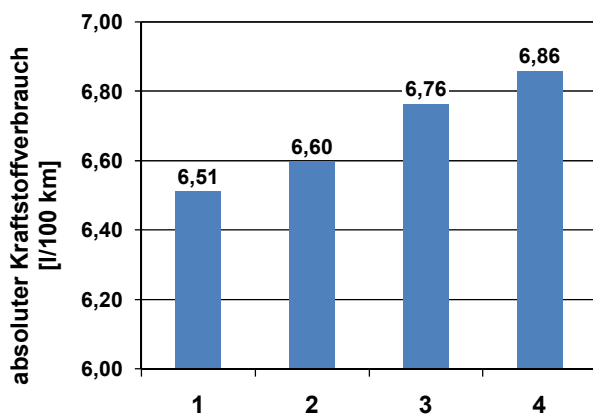


Abbildung 148: absoluter Kraftstoffverbrauch im „Ilmenau-Zyklus“ und bei definierten Verlustwiderständen

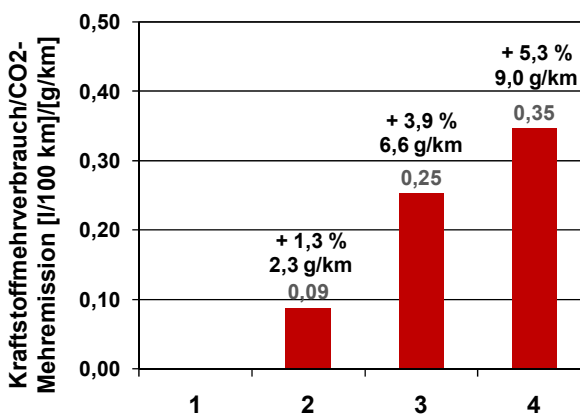


Abbildung 149: Kraftstoffmehrverbrauch / CO₂-Mehremission im „Ilmenau-Zyklus“ bei definierten Verlustwiderständen

Bei der Berücksichtigung eines zeitveränderlichen RBMs und Lagerreibmomentes entstehen Mehrverbräuche von 0,25 l/100 km bzw. Mehremissionen von 6,6 g/km CO₂. Für aussagekräftige Ergebnisse müssen beide Widerstände gemeinsam betrachtet werden. Durch Berechnung der jeweiligen Mittelwerte über dem Zyklus ergibt sich ein rechnerischer Anteil des variablen RBMs von ca. 66 % an den ermittelten Verlusten. Die Berücksichtigung aller querdynamisch bedingten Radwiderstandsanteile führt zu einem Kraftstoffmehrverbrauch von 0,35 l/100 km bzw. einer Mehremission von 9,0 g/km CO₂. Der Anteil des zeitveränderlichen RBMs beträgt ca. 49 %.

7.4 Fazit Verbrauchsanalysen

Die Verbrauchssimulationen haben gezeigt, dass die anfänglich behandelte Diskrepanz zwischen den von den Fahrzeugherstellern angegebenen Normverbräuchen und den tatsächlich real erreichten Werten *nicht nur* auf ein fahrerspezifisches Nutzungsprofil zurück zu führen ist, sondern auch aus zeitlich variierenden RBMn resultieren kann. Die zeitliche Abhängigkeit ist wiederum mit den Radbremsbetriebsbedingungen gleichzusetzen, zu denen vor allem die vorhergehende Abbremsung und der Querdynamikaspekt zählen. Bei einem konstant angenommenen RBM von 2 Nm beträgt die CO₂-Mehremission während einer Konstantfahrt von 80 und 130 km/h jeweils 4,1 g/km, für den NEFZ ergeben sich für diesen RBM-Wert Mehremissionen von 3,7 g/km. Im Rahmen eines kombinierten Stadt-/Überlandzyklus mit Berücksichtigung der Querdynamikeinflüsse auf den Radwiderstand (variables RBM) ergeben sich CO₂-Mehremissionen von 9,0 g/km.

Wie hoch der quantitative Einfluss im Detail ausfällt, hängt vom jeweiligen Radbremstyp (Erzeugung des Verlustwiderstandes) in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen und dem zu Grunde liegenden Fahrzeugmodell (Effizienz des Antriebs, etc.) ab. Festzuhalten bleibt jedoch, dass im Rahmen von detaillierten Kraftstoffverbrauchsanalysen, bedingt durch die erhebliche Betriebsbedingungsabhängigkeit, eine variable Abbildung des RBMs und der jeweiligen Querdynamikradwiderstandsanteile erfolgen sollte. Der signifikante Einfluss ist evident.

8 Bewertung und Diskussion der Ergebnisse

8.1 Einordnung der Ergebnisse im Vergleich zum Stand der Technik

Eine kurze Zusammenfassung der wesentlichen Einflussparameter erfolgte bereits jeweils im „Fazit“ der praktischen und theoretischen RBM-Analyse sowie der Kraftstoffverbrauchssimulation.

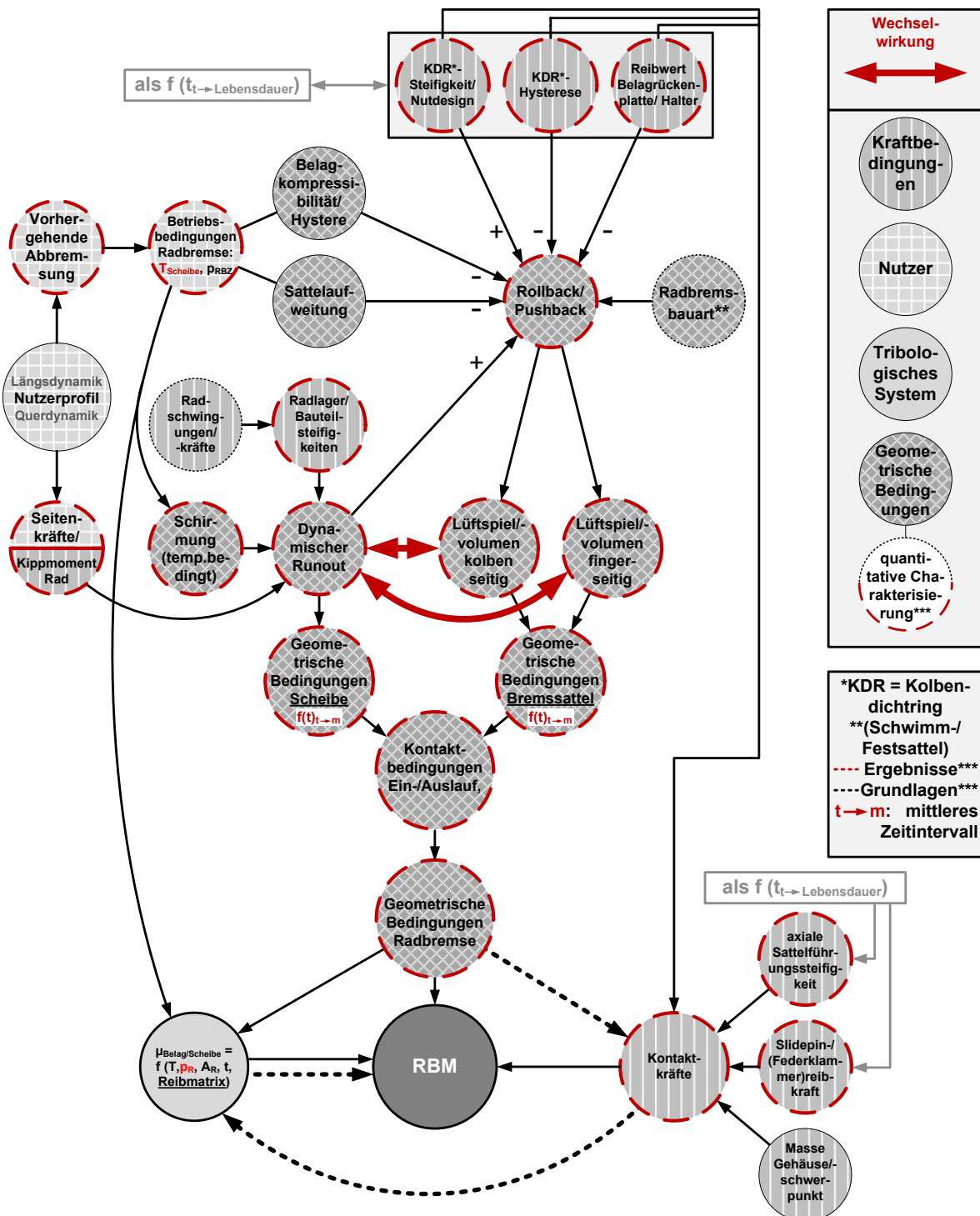


Abbildung 150: Grafische Darstellung der Einflussgrößen auf das RBM-Ergebnisse der messtechnischen und simulativen Analyse

Daher soll an dieser Stelle Abbildung 150 nur den Erkenntnisgewinn (markiert durch rote, grob gestrichelte Linien) bezüglich der Einflussparameter auf das RBM (Min-/Max-Werte, Signalverlauf, Zeitverhalten) gegenüber dem Stand der Technik aus Abbildung 36, S. 35 visualisieren. Als wertvoller Zugewinn zeigt sich die vollständige Darstellung der Einflüsse sämtlicher geometrischer Bedingungen in der Radbremse auf das RBM unter unterschiedlichen Betriebsbedingungen. Das Kontaktkraftmesssystem hat erstmals die Detektion von Normalkräften in der Größenordnung von RBMn zwischen Belag und Scheibe im Betrieb erlaubt. Eine realitätsnahe Prüfkonfiguration am Schwungmassenprüfstand ermöglichte die Einbeziehung der Querdynamik. Ein spezieller Testaufbau hat den Einfluss der Reibkontaktbedingungen von Belag und Scheibe dargestellt. Mit einem weiteren Experimentalprüfstand konnte die Kolbendichtringcharakteristik bezüglich Roll- und Pushback ermittelt werden. Das Simulationsmodell ermöglichte insbesondere die Einflussgrößenanalyse der Kraft- und Reibbedingungen im Sattel sowie zwischen Belag und Scheibe und die (wirkseitenbezogene) Auswirkung auf das RBM.

Es hat sich herausgestellt, dass das RBM eine signifikante zeitliche Abhängigkeit aufweist. Die zeitliche Abhängigkeit ist wiederum gleichbedeutend mit den beschriebenen wechselnden Betriebsrandbedingungen der Radbremse, wie RBZ-Druck, Verschleiß, dynamischem RO – zu dem konsequenterweise auch die Schirmung der Scheibe gezählt werden muss – und damit die ursächliche Scheibentemperatur. Die wechselnden Betriebsbedingungen werden durch die Charakteristik der als Basis verwendeten Prüfprozedur bestimmt. (Mitschke, Restbremsmoment von Scheibenbremsen im Prüfstandsversuch 1983) und darauf aufbauend (Yinsan 1984) haben das RBM in Abhängigkeit der Scheibentemperatur für eine Schwimmsattelbremse ermittelt. Das RBM fällt hier mit der Temperatur degressiv ab. Betrachtet man den Reibwert zwischen Belag und Scheibe, so gibt es auch Kombinationen, die nur eine geringe Reibwertschwankung über der Prozesstemperatur aufweisen. D. h. im Falle der Untersuchungen von (Mitschke, Restbremsmoment von Scheibenbremsen im Prüfstandsversuch 1983) und (Yinsan 1984) wird eine sinkende Scheibentemperatur als ursächlich betrachtet. Die experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit haben jedoch gezeigt, dass temperaturbedingte Reibwertschwankungen von weiteren Effekten überlagert werden. In den durchgeführten Untersuchungen wird das RBM bei Abkühlung ca. vier mal höher (siehe Beispiel in Abbildung 104, S. 98) – allein reibwertbedingte Änderungen können daher nicht zu diesen Schwankungen führen. Hier hat sich der thermische Verzug der Scheibe als reversibler Prozess in Kombination mit dem sich infolge des Conings bei Bremsapplikationen neu ausrichtenden Schwimmsattel als Haupteinflussfaktor erwiesen. Eine temperaturbedingte Reibwertänderung ist sicherlich in einem gewissen Maße vorhanden, kann in diesem Fall aufgrund der niedrigen Scheibentemperaturen vernachlässigt werden. Hier ist

letztlich die axiale, lagebezogene Änderung der Bremskomponenten der Haupteinflussfaktor.

8.2 Analysemethoden und Ableitung von Handlungsempfehlungen

Das Ziel der angewendeten Untersuchungsmethodik bestand in der Betrachtung der zentralen Einflussgrößen auf das RBM, d. h. der Erfassung

1. sämtlicher geometrischer Bedingungen zur Ermittlung der Auswirkung, insbesondere bei deren Veränderung auf das RBM bei kurzer und mittlerer Zeitintervallbetrachtung (eine Umdrehung bis mehrere Stunden bzw. Tage). Im Einzelnen sind das:
 - a. Lüftspiel bzw. Lüftvolumen kolben-/fingerseitig,
 - b. dynamischer RO,
 - c. axiale Auslenkung der Bremskomponenten (Sattel und Beläge).
2. der Reibbedingungen im Sattel,
3. und der Normalkraftbedingungen bei Kontakt von Belag und Scheibe.

Für die Aufnahme der geometrischen Bedingungen wurde das axiale Bremskomponentenlagermesssystem bei wechselnden Betriebsbedingungen der Radbremse im Rahmen eines Testzyklus in einer realitätsnahen Laborprüfumgebung verwendet. Die Detektion der Normalkräfte erfolgte im praktischen Versuch mit dem piezoelektrischen Kraftmesssystem. Das Simulationsmodell wurde darüberhinaus verwendet, um neben den geometrischen Bedingungen die Normalkraftbedingungen und die Reibbedingungen in Sattel und zwischen Belag und Scheibe zu untersuchen.

Die geometrischen Bedingungen der Radbremse lassen sich im Wesentlichen auf das Wechselspiel von kolben- und fingerseitigem Lüftspiel sowie dem dynamischen RO reduzieren. In Abhängigkeit der Radbremsbetriebsbedingungen (Ursache) und der radbremspezifischen Konstruktionseigenschaften (Wirkung) unterliegen beide Zustandsgrößen zeitlichen Änderungen. Die spezifischen Konstruktionseigenschaften sind in Elastizitäten und Reibkräfte im Radbrems- und Radlagerungsverbund sowie den Reibwert zwischen Belag und Scheibe zu subsumieren. Erfolgt eine Berührung zwischen Scheibe und Belag, entstehen Kontaktnormalkräfte. Bei einem reinen kolbenseitigen Kontakt wird zunächst der Kolben durch die Scheibe entgegen der Betätigungsrichtung bewegt. Die Höhe der Kontaktkräfte wird hierbei hauptsächlich durch die Steifigkeit des Kolbendichtrings und den Reibwert zwischen Rückenplatte und Belagführung bestimmt. Ab einem bestimmten Kraftwert wird die Reibkraft der Slidepins und der Federklammer überwunden und der Sattel verändert seine Lage in axialer Richtung. Bei einem reinen fingerseitigen Kontakt entstehen Kontaktkräfte, die entgegen der Federklammer- und Slidepinreibkraft wirken und theoretisch ab Kraftgleichgewicht ein Verschieben des Sattels bewirken. Dieses Wirkschema ist für alle Schwimmsattelbrem-

sentypen gleich. Durch die Verwendung weniger Versuchsbremsen können zwar einzelne quantitative Ergebnisse nicht direkt auf andere Radbremstypen übertragen werden. Eine qualitative Übertragung ist jedoch hinsichtlich aller Untersuchungsergebnisse möglich, da sich die untersuchten Radbremstypen (Schwimmsattel) bezüglich des Wirkschemas lediglich durch die axialen Steifigkeitskennlinien der Bremskomponenten unterscheiden, d. h.

- des Kolbenbelages,
- des Fingerbelages,
- des Sattels.

Betrachtet man den Typus Festsattelbremse, so entfällt i. d. R. der Punkt axiale Steifigkeitskennlinie des Sattels, da dieser nicht schwimmend, sondern fest gelagert ist.

Die hier gezeigte Vorgehensweise bei der Analyse des RBMs hat sich als sinnvoll und allgemein multivalent anwendbar herausgestellt. Neben der praktischen Analyse der zentralen Einflussgröße, der geometrischen Bedingungen sowie der Normalkraftbedingen ist die Verwendung eines Simulationsmodells unabdingbar. Die Arbeiten von (Tao und Chang 2003) und (Tamasho, et al. 2000) haben als erste in der Literatur diese während der Entwicklung kostengünstige Maßnahme für die Untersuchung des RBMs dargestellt. Zusammenfassend schlägt der Autor nach dem erforderlichen CAM-Entwicklungsprozess folgende praktische Analyse-Schritte für Labor- und Prüfstandversuche vor:

1. Vermessung der Anpressdruckverteilung mit Axialkraftmesssystem,
2. Vermessung des Kolbendichtringcharakteristik,
3. Anpassung und Integration eines Messsystems zur Erfassung der axialen Bremskomponentenbewegung,
4. Festlegung und Durchführung der RBM-Analyseprozeduren.

Während die ersten beiden Punkte insbesondere einer Validierung des Simulationsmodells dienen und eine vertiefte Analyse der Funktionselemente der Radbremse erlauben, eignet sich das Messsystem zur Erfassung der axialen Bremskomponentenbewegung insbesondere für die Bestimmung des Lüftspiel- bzw. -volumenverhaltens. Modifikationen und Optimierungen im Messablauf ermöglichen die Erfassung dieser radbrems- und zugleich betriebsbedingungsabhängigen Charakteristik auch während einer deutlich längeren und anspruchsvollen Prüfprozedur. Mit diesen Analyseschritten ist ferner die Durchführung von Benchmarktests mit unterschiedlichen Radbremstypen geeignet. Das verwendete Prüfsetup des Schwungmassenprüfstandes in Corner-Modulanordnung mit Antrieb über den Achswellenstumpf der Nabe und die Seitenkraftapplikation ermöglicht darüberhinaus realitätsnahe Untersuchungsszenarien – jedoch mit dem Vorteil der hohen Reproduzierbarkeit.

Bei der Auswahl der RBM-Prüfprozedur ist zu empfehlen, dass variierende Betriebsbedingungen abgebildet werden. Daneben ist die Applikation eines hohen RBZ-Druckes während des Tests von Bedeutung, um die Auswirkung eines entsprechenden Bremsdruckes auf das Lüftspiel und folglich auf das RBM zu ermitteln sowie den Abbau des RBMs in den sich anschließenden Zyklen zu verfolgen. Eine onbrake-Phase, die zu deutlichen Temperaturerhöhungen der Scheibe führt sowie eine anschließende offbrake-Phase ohne dazwischenliegende Bremsung sollten ebenfalls Bestandteil des Prüfprozedere sein, um den Einfluss eines erhöhten dynamischen ROs durch Scheibenschirmung zu untersuchen. Prinzipiell ist eine Vielzahl von gängigen Prüfzyklen für eine Bewertung des RBMs denkbar. Doch ist hierbei immer eine Vereinheitlichung und Reduktion des Prüfumfanges zu berücksichtigen. Die Verwendung eines ursprünglich für eine DTV-Generierung verwendeten Zyklus ist daher nur konsequent. Der zusätzliche Aufwand für eine softwaretechnische Auswertung der speziellen Anforderung für die RBM-Analyse (beispielsweise kontinuierliche Darstellung des RBMs zu bestimmten definierten Zeitpunkten) ist einmalig vorzunehmen, wenn man von der Verwendung der beschriebenen Messsysteme für geometrische und kraftbedingte Einflussgrößenanalysen absieht und nur auf ein begrenztes Sensorsetup zurückgreift. Dieses sollte mindestens die obligatorische Momenten- und Temperaturmessung sowie eine RO-Erfassung beidseitig umfassen.

8.3 Empfehlung für die konstruktive Gestaltung von Radbremsen

Das RBM entsteht aus der Wechselwirkung zwischen RO und Lüftspiel. Zur Verminderung des RBMs kann daher der dynamische RO verkleinert und das Lüftspiel größer gestaltet werden. Für die Generierung des Lüftspiels sind zahlreiche Patente beschrieben, die durch Ausgestaltung von Kolbendichtring und Nut im Gehäuse das Rückhubverhalten des Kolbens günstig beeinflussen (Langer, et al. 2007). Bezüglich der Lagedefinition der Bremskomponenten ist eine Anbindung von Belag und Betätigungs- bzw. Lagerungselement sinnvoll, d. h. eine Anbindung des Belages jeweils an den Kolben und den Finger (Störzel, et al. 2001). Hierdurch wird ein Touchieren durch eine freie Bewegungsmöglichkeit der Beläge verhindert. Insbesondere eine positive Beeinflussung auf das DTV-Generierungsverhalten ist hierdurch allgemein bekannt und konnte im Rahmen eigener Untersuchungen bestätigt werden. Eine positive Beeinflussung des RBMs ist somit ebenfalls zu erwarten. Weiterhin kann eine elastische Lagerung des Sattels in Kombination mit einem Reibgehemme, wie es (Boll 1993) beschreibt, zu empfehlen. Die elastische Lagerung ist erforderlich, um bei Touchieren von Belag und Scheibe zu hohe Kontaktnormalkräfte zu verhindern. Gummihülsen mit einer abgestimmten Elastizität und Reibkraft zwischen Slidepin und Sattelgehäuse sind hier aufgrund der Einfachheit zu bevorzugen.

Abbildung 102, S. 96 veranschaulicht einen signifikanten Nachstellvorgang des Kolbens mit Beginn des 10. Zyklus und ein gleichzeitiges Abfallen des Lüftspiels um einen Wert von ca. 40 - 50 μm . Gleichzeitig steigt das RBM von ca. 1 auf ca. 2 Nm an. Es zeigt sich, dass diese scheinbar geringe Lüftspieländerung eine Auswirkung auf das RBM aufweist. Es kann daher empfohlen werden, das Lüftspiel generell größer zu gestalten. Das Lüftspiel beeinflusst jedoch direkt die Bremspedalcharakteristik. 50 μm erhöhtes Lüftspiel bedeuten dabei jedoch eine nach Anhang 12.2, S. 154 ermittelte Pedaltotwegverlängerung von ca. 2,5 mm. Die Ausführungen unter Kapitel 2.3.3, S. 22 haben gezeigt, wie die Größe des Totweges in Subjektiv-Objektivuntersuchungen eingeschätzt wird. Größere Totwege führen zu einer Verringerung des Komfort- und Sicherheitsempfindens. Daher ist bei Änderungen der Lüftspelauslegung stets die MMS „Bremspedal“ mit einzubeziehen.

In der Arbeit konnte durch die Erfassung der geometrischen Bedingungen in der Radbremse gezeigt werden, wie diese sich auf das RBM auswirken. Abbildung 103, S. 97 zeigt beispielsweise die RBM-Erhöhung bei Auslenkung des Kolbens um einen definierten Weg mit Angabe eines Steifigkeitskennwertes. In Kenntnis der Auswirkung der geometrischen Bedingungen auf das RBM und der Auswirkung des Lüftspiels auf das Pedalgefühl und Ansprechverhalten der Bremse lassen sich letztlich entsprechende Werte für das Lüftspiel festlegen.

Bezüglich konstruktiver Reduktion des dynamischen ROs lassen sich aus Abbildung 16, S. 14 die Verringerung

1. des statischen ROs (Einzelteilschläge, etc.)
2. der dynamischen Toleranzen der Radlagerung (Nabe und Lager)
3. der thermischen Einflüsse (Schirmung)
4. sowie die Erhöhung der Bauteilsteifigkeit der Radlagerung

anführen. Zur Erhöhung der RO-Steifigkeit des Radträgerverbundes werden Optimierungen beispielsweise durch vierreihige Schrägkugellager als Radlagereinheit erreicht, die gleichzeitig gegenüber herkömmlichen Lagern ein deutlich geringeres Lagerreibmoment aufweisen. Daneben sind kurz und hochbauende so genannte RHM(Rigid Hub)-Module in Verwendung, die die Scheibenauslenkungen bzw. den RO um ca. 40 % verringern (Heißing und Ersoy 2008). Die thermischen Einflüsse auf den dynamischen RO können insbesondere durch die Anbindung von Topf und Scheibe beeinflusst werden. Schwimmend gelagerte Scheiben (Heißing und Ersoy 2008) bei Festsattelbremsen oder spezielle Verbindungsmethoden für Topf- und Scheibe bei Schwimmsattelbremsen bei (Aab, et al. 2007) und (Botsch, et al. 2007) zeigen Möglichkeiten zur Beeinflussung und Optimierung des thermischen Verhaltens.

8.4 Auswirkung des Restbremsmomentes als variable Größe in Verbrauchszyklen

Die in dieser Arbeit dargestellten Untersuchungen zeigen die z. T. erhebliche Betriebsbedingungsabhängigkeit des RBMs. Das RBM kann daher nicht lediglich im Rahmen einer Art (konstanten) Bestpunkt Betrachtung bei Verbrauchssimulationen berücksichtigt werden. Vielmehr muss der Aspekt der Querdynamik und weitere Konstellationen diverser Einflussgrößen auf das RBM betrachtet werden. Im unter Kapitel 7.4, S. 135 dargestellten variablen Radwiderstandsverlauf mit seitenkraftabhängigem RBM sowie Lagerreibmoment wird für alle vier Räder in Summe ein maximales Verlustreibmoment von ca. 60 Nm erreicht. Die Werte beruhen auf realistischen, abgesicherten Annahmen. Geht man von einem Rollwiderstand von $f_R = 0,01$ und den unter Anhang 12.6, S. 160 genannten Fahrzeugdaten aus, so entspricht dieses Verlustreibmoment einem Rollwiderstandskraftäquivalent (statisch betrachtet), das von einem Fahrzeugmehrgewicht von ca. 1870 kg verursacht wird – d. h. die beiden Anteile Lager- und RBM-Widerstand bewirken einen höheren Energieverlust als der Rollwiderstand. Bewertet man die dabei verursachte CO₂-Mehremission von 6,6 g/km so erscheint dieser Wert auf den ersten Blick wenig signifikant. Setzt man diese Menge allerdings in Relation zu den eingangs dargestellten Strafzahlungen von bis zu 95 € für jedes zusätzlich emittierte Gramm CO₂, so zeigt sich die Bedeutung und der Wert von Verbrauchseinsparungen – auch wenn diese Betrachtung eher hypothetisch ist, da Querdynamikaspekte und weitere das RBM erheblich beeinflussende Radbremsbetriebsbedingungen im aktuellen, normierten Verbrauchszyklus keine Berücksichtigung finden.

9 Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden umfangreiche praktische und simulative Analysen zur Charakterisierung des RBMs vorgenommen. Im Vergleich zum Stand der Technik konnte ein erheblicher Erkenntnisgewinn über die Einflussgrößen auf das RBM gewonnen werden. Insbesondere die überwiegenden geometrischen Einflussgrößen wurden detailliert ermittelt. Durch den beschriebenen Prüfaufbau konnten auch praxisrelevante Fahrscenarien abgedeckt werden, wie beispielsweise die Auswirkung einer Seitenkraft auf das RBM. Im Folgenden sind die aus Sicht des Autors darüberhinaus noch offenen Themengebiete aufgeführt.

Weitergehende Analysen mit piezoelektrischem Kraftmesssystem

Mit dem vorgestellten Kraftmesssystem wäre als weiteres Analyseszenario des RBMs die Ermittlung der Kraftverteilung im Belag bei Seitenkraftangriff relevant. Hier könnte insbesondere die postulierte Wirkung des steiferen Sattels (d. h. der Fingerseite im Vergleich zum elastisch gelagerten kolbenseitigen Belag) auf einen erhöhten RBM-Wert mit Normalkraftmesswerten unterlegt werden.

Für einen Ausblick in Richtung onbrake-Analysen wird abschließend das Ergebnis einer Bremsung mit einem RBZ-Druck von 10, 20 und 30 bar bei einer Abbremsung von 130 - 80 km/h dargestellt (Abbildung 151). Zu erkennen ist bei diesem Satteltyp die mittig orientierte Kraftverteilung auf der Kolbenseite und die erhöhten Kraftbeträge im Bereich der Finger auf der Topfseite.

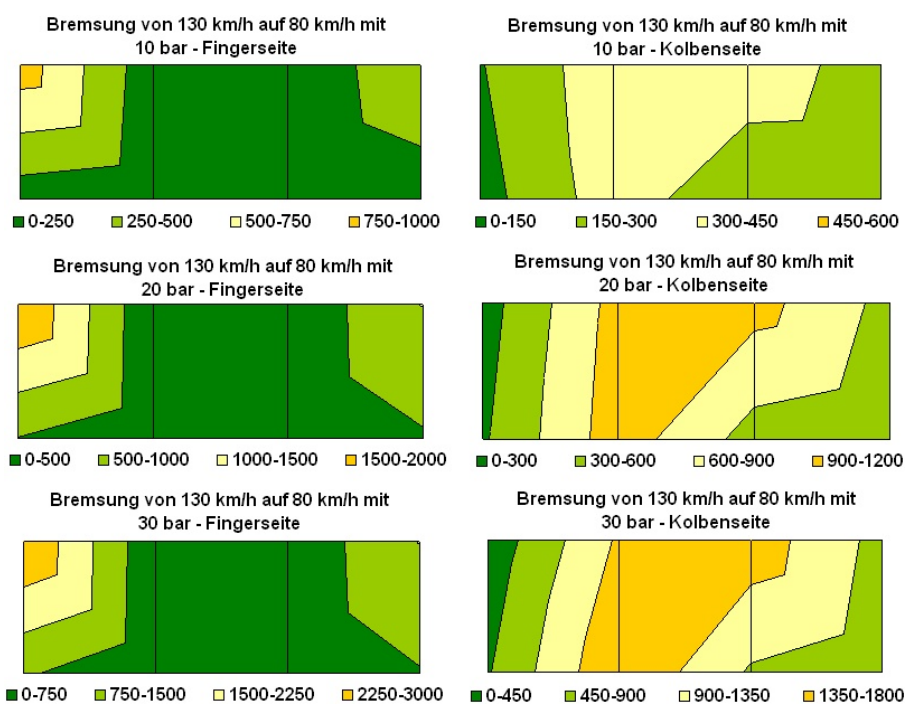


Abbildung 151: Spannkraftverteilung bei Abbremsung von 130 - 80 km/h (Janke 2008)

Das vorgestellte Simulationsmodell wurde bewusst zur Analyse der offbrake- als auch onbrake-Phase konzipiert und kann somit den Analyseprozess auch in der onbrake-Phase unterstützen. Durch Kombination von FE- und MKS-Methoden können die entsprechenden Anforderungen sehr gut erfüllt werden.

Radbremssimulationsmodell

Entsprechend der praktischen RBM-Analyse des RBMs bei Seitenkraftangriff wäre für das Simulationsmodell eine Erweiterung hin zur Umsetzung dieser Radbremsbetriebsbedingung anzudenken.

Ausdehnung des Umfangs der untersuchten Radbremstypen

Der Faustsattel kann bauartbedingt durch die schwimmende Lagerung des Sattelgehäuses Änderung im dynamischen RO besser ausgleichen als der Typus Festsattel. Für weiterführende Untersuchungen mit den in dieser Arbeit vorgestellten Analyseschritten wäre daher die Einbeziehung von Exemplaren mit insbesondere hohem Überdeckungsgrad von Bremsbelag- und Reibringfläche interessant, da hier gerade bei wirkenden Seitenkräften von hohen RBM-Werten auszugehen ist. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden verschiedene Schwimmsatteltypen untersucht.

Prüfzyklen

Für die Entwicklung von Radbremsen haben sich mittlerweile für eine umfassende Bewertung der verschiedenen Zielkriterien einige wenige Prüfzyklen, wie z. B. der so genannte Mojacar-Zyklus, als eine allgemein anerkannte Prüfprozedur herausgebildet. Für den zeit- und betriebsparameterabhängigen RBM-Verlauf sollte daher dieser Zyklus als Bewertungsgrundlage verwendet werden und die Effizienz der Radbremse aufzeigen. Dieser Zyklus könnte auch die Grundlage für eine weiterführende Verbrauchssimulation sein, um einen entsprechenden RBM-bedingten Mehrverbrauch zu ermitteln.

DTV-Generierung versus Restbremsmoment

„Die Höhe des Restbremsmomentes eines Bremssattels, das bei unbetätigter Bremse entsteht, ist ein Maß für die Güte der Lüftspielerzeugung“. Diese Aussage von (Schumann 2006) kann in den Tests eindeutig qualitativ und auch quantitativ bestätigt werden. Weiterhin postuliert (Schumann 2006): „Je geringer das Restbremsmoment, desto geringer fällt der Scheibenverschleiß bei unbetätigter Bremse aus und ebenso geringer wird der Rollwiderstand des Rades sein.“¹⁵ Zu dieser prinzipiellen Aussage wird in Abbildung 152 die DTV-Generierung auf dem äußeren und inneren Radius während eines Tests gemäß den Bedingungen nach Tabelle 17 (S. 165) den durchschnittlichen RBMn jeweils 5 s vor jeder Brem-

¹⁵ siehe Schumann, 2006, S.58

sung in der offbrake-Phase gegenübergestellt. Der Durchschnitts-RBM-Wert ist dabei das arithmetische Mittel aller Werte des gesamten Testzyklus. Für die x-Koordinatenachsenbezeichnung der nachfolgenden Abbildung steht x-1 stellvertretend für die onbrake-, x-2 für die offbrake-Phase.

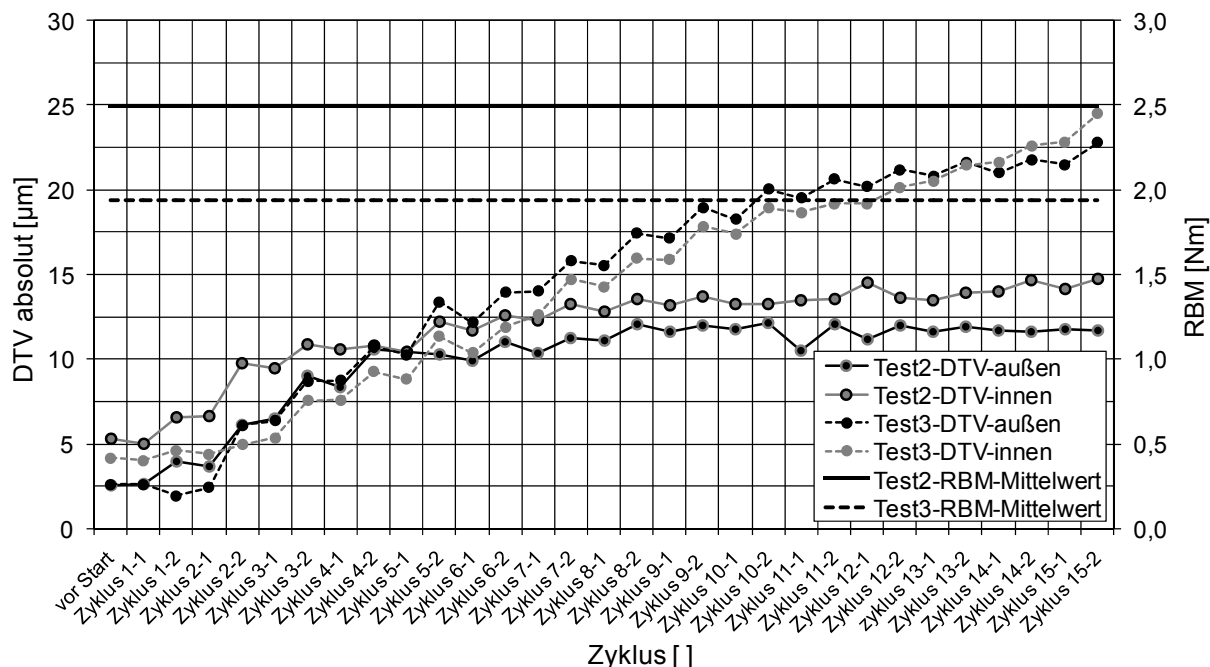


Abbildung 152: Gegenüberstellung der DTV-Generierung auf äußerem und innerem Radius und dem durchschnittlichen RBM während eines vollständigen Test-Zyklus für zwei identische Belag-/Scheibenkombinationen

In diesen Voruntersuchungen zur DTV-Generierung zeigt sich, dass in Test 3 die DTV auf beiden Radien stetig bis Testende steigt und einen Wert von ca. 25 µm erreicht. Das durchschnittliche RBM erreicht lediglich einen Wert von 1,9 Nm. In Test 2 erfolgt nach dem fünften Zyklus auf dem äußeren Radius eine Sättigung der DTV bei ca. 12 µm. Auf dem inneren Radius steigt die DTV ab dem fünften Zyklus noch geringfügig um ca. 2 µm an. Das RBM erreicht dagegen durchschnittlich 2,5 Nm.

Diese kurze Skizzierung der Problematik RBM und DTV-Generierung hat verdeutlicht, dass hier tiefergehende weitere Analysen erforderlich sind, um das Generierungsverhalten in Abhängigkeit des RBMs zu untersuchen. Ziel der Arbeit war es, Einflussgrößen des RBMs zu ermitteln. Die dargestellten Methoden können in weiteren Arbeiten jedoch auch für eine DTV-Generierungsanalyse angewendet werden. Bei der Analyse des RBMs für Tests mit und ohne Seitenkraftsimulation fiel auf, dass eine Berücksichtigung der (realitätsnahen) Querdynamik andere Verschleißmuster auftraten. Für DTV-Generierungsversuche am Prüfstand ist daher die Seitenkraftsimulation zu empfehlen.

10 Zusammenfassung

Die Bedeutung der Energieeffizienzerhöhung von Fahrzeugen, d.h. eine Verminderung sämtlicher Fahrwiderstände, konnte im einleitenden Teil verdeutlicht werden. Das RBM ist dem Radwiderstand zuzuordnen und kann nicht als ein fester, optimierter (Bestpunkt)-Wert betrachtet werden, wie dies bei der Emissionsmessung im Rahmen des allgemeingültigen NEFZ erfolgt. In seiner Charakteristik ist das RBM als dynamisch anzusehen und entsteht als Folge der Wechselwirkung zwischen dem dynamischen Runout (RO) und dem (dynamischen) Lüftspiel. In Abhängigkeit der Radbremsbetriebsbedingungen (Ursache) und der radbremspezifischen Konstruktionseigenschaften (Wirkung) unterliegen beide Zustandsgrößen zeitlichen Änderungen. Die spezifischen Konstruktionseigenschaften sind in Elastizitäten und Reibkräfte im Radbrems- und Radlagerungsverbund sowie den Reibwert zwischen Belag und Scheibe zu subsumieren. Sämtliche Untersuchungen zum RBM wurden an Faustsattelbremsen von Mittelklasse- bzw. obere Mittelklassewagen durchgeführt. Insbesondere quantitative Ergebnisse sind per se nicht direkt auf andere Radbremstypen übertragbar. Qualitative Aussagen sind jedoch unmittelbar ableitbar. So muss als zentrales Ergebnis der Arbeit die teils signifikante wirkseitenbezogene (*während einer Umdrehung*) und die generelle zeitliche Abhängigkeit des RBMs (*während eines Prüfzyklus*) hervorgehoben werden. Die zeitliche Abhängigkeit ist wiederum gleichbedeutend mit wechselnden Betriebsrandbedingungen der Radbremse, wie RBZ-Druck, dynamischem RO – zu dem konsequenterweise auch die Schirmung der Scheibe gezählt werden muss – und damit die ursächliche Scheibentemperatur. Das eingesetzte System zur Bremskomponentenbewegungsmessung hat sich als wertvolles Analysewerkzeug erwiesen. Es erlaubt die Messung und Darstellung des Lüftspiel- bzw. -volumenverlaufes während eines Untersuchungszyklus, einschließlich der Sattelposition, und deren Auswirkung auf das RBM. Hierbei stellte sich eine sehr gute Korrelation heraus. D.h., das RBM kann aus der Erfassung der geometrischen Bedingungen in der Radbremse abgeleitet werden. Umfangreiche Korrelationen haben dies im Rahmen der experimentellen Untersuchungen bestätigt. Weitere Einflussgrößen auf das RBM, wie beispielsweise die bereits angesprochene Seitenkraftabhängigkeit, konnten ebenfalls durch Verwendung eines realitätsnahen Prüfstandaufbaus mit hochgenauer, dem Messbereich angepasster Momentenmesswelle, der die Abbildung querdynamisch bedingter Änderungen des dynamischen ROs ermöglicht, verdeutlicht werden. Untersuchungen zum Löseverhalten zeigten außerdem, dass durch seitenkraftbedingte Variationen des dynamischen ROs das Touchierverhalten zwischen Belag und Scheibe durch lagebedingte Änderungen der Beläge erheblich und sehr dynamisch beeinflusst wird. Weiterhin können vorangegangene, deutlich erhöhte Druckwerte in einer (definierten) Radbremse und der damit verbundenen Lüftspielverringern zu einem anschließenden hohen radlastbezogenen Verlustwiderstand führen, der ca. zwei Drittel des Reifenrollwiderstandes erreicht. Abgebaut wird dieses gerin-

ge Lüftspiel dann nur durch Verschleiß, im Wesentlichen am Belag.

Der Begriff Lüftspiel muss nach den Ergebnissen mit dem Bewegungserfassungssystem überdacht und bewertet werden. Bisher wurde Lüftspiel immer als kleinster axialer Abstand zwischen Belag und Scheibe betrachtet. Es hat sich jedoch herausgestellt, dass je nach Belagstellung bei Überwindung des kleinsten Lüftspiels noch ein erheblicher Freiraum oder auch Lüftvolumen existiert. Das Lüftspiel wird im Testbetrieb durch den lagebezogenen Unterschied zwischen offbrake-Phase und der Position bei einem definierten Anlegedruck ausgewertet. Der Anlegedruck zur Bestimmung des Lüftspiels variiert hierbei in einem gewissen Rahmen und erreicht Werte, die nach den bisherigen Vorstellungen schon längst zu einem vollständigen Anlegen der Beläge geführt haben müssen.

Die Kontaktbedingungen zwischen Belag und Scheibe und deren Auswirkung auf den RBM-Verlauf waren ebenfalls Untersuchungsgegenstand der Arbeit. In diesem Zusammenhang stellte sich auf Basis von Messungen mit einer speziellen Prüfkfiguration heraus, dass ein einlaufseitiger Reibkontakt stets ein signifikant höheres RBM zur Folge hat als ein auslaufseitiges Touchieren. Im realen Testbetrieb konnte mit Hilfe des axialen Wegmesssystems nachgewiesen werden, dass beim Auslenkungsmaximum des Belages durch den dynamischen RO der Scheibe im Einlauf der maximale Peak im RBM-Verlauf erreicht wird. Zum Zeitpunkt der maximalen Auslenkung des Belages im Auslauf (fingerseitig oder kolbenseitig) ist der RBM-Verlauf bereits signifikant abgefallen.

Im Rahmen der Arbeit gelang es, neben einem Messsystem zur Erfassung der geometrischen Bedingungen, auch ein Kraftmesssystem zur Analyse der Kontaktnormalkräfte zu entwickeln. Dabei werden hochsensitive piezoelektrische Kompositsensoren in speziell applizierten Belägen verwendet. Hierdurch lassen sich insbesondere Normalkraftschwankung im Belag und die Druckverteilung darstellen. Durch eine einfache Anpassung des Messbereiches kann dieses System auch zur Analyse der onbrake-Phase verwendet werden.

Das für diese Arbeit erstellte und validierte Simulationsmodell zur Analyse der RBM-Problematik ist eine kostengünstige Lösung, um Detailoptimierung eines unter weiteren Zielkriterien entwickelten Radbremstypen vorzunehmen. Hierbei wurden insbesondere reibkraftbedingte Variationen im Bereich der Sattelführung sowie dem Reibwert zwischen Belag und Scheibe und deren Auswirkung auf das RBM untersucht. Diese lassen sich durch experimentelle Untersuchungen nur schwer nachbilden, da eine definierte Beeinflussung der Reibkräfte an den relevanten Kontaktstellen unverhältnismäßigen Aufwand erfordern. Daneben erfolgten Betrachtungen der Wechselwirkung zwischen Lüftspiel und dynamischen RO.

Die vorliegende Arbeit hat erstmals eine ganzheitliche Betrachtung der RBM-Problematik

vorgenommen. Neben der Definition von Einflussgrößen auf das RBM erfolgten darauf aufbauend Simulationen zur Auswirkung des RBMs auf den Energieverbrauch, d. h. die Bewertung des Verlustwiderstandes, der durch ein RBM hervorgerufen wird. Im Gegensatz zu der für die Radbremsentwicklung erforderlichen seitenbezogenen (Stirn- bzw. Topfseite) Auflösung des RBM-Verlaufes während einer Scheibenumdrehung ist für die Verlustwiderstandsbewertung der integrierte Verlauf über einer Scheibenumdrehung erforderlich. Die Verbrauchssimulationen mit konstantem und variablem RBM haben gezeigt, dass die anfänglich behandelte Diskrepanz zwischen den von den Fahrzeugherstellern angegebenen Normverbräuchen und den tatsächlich real erreichten Werten nicht nur auf ein fahrerspezifisches Nutzungsprofil mit erhöhten Beschleunigungswerten oder Geschwindigkeiten zurückzuführen ist, sondern auch aus zeitlichen, sprich betriebsbedingungsabhängigen, variierenden RBMn resultieren kann.

11 Literaturverzeichnis

- Aab, M., K. Häsler,
O. Lembach, E. Nonnen-
macher, A. Pachner,
H. Schlitz
Alfred Teves GmbH
Bremsenhandbuch-Berechnung, Funktion, Prüfung, Wartung
und Instandsetzung. Ottobrunn bei München: Autohaus Verlag
GmbH, 1993.
- Anwana, O. D.,
C. Hao
Augsburg, K.
Augsburg, K.
Augsburg, K.
Bittner, C.
BMU
BMU
BMW
Boll, W.
Botsch, S., S. Quinger,
K. Jäckel, D. Wilke
Braess, H.-H., U. Seiffert
Brake, M.
Breuer, B.
- Bremsscheibe für eine Scheibenbremse. Deutschland Patent
DE102007010487A1. 03. 03. 2007.
- Analytical Prediction of the Brake Caliper Seal-Groove Perfor-
mance. ABAQUS Users' Conference. 2003.
- Bremssysteme 2. Vorlesung. TU Ilmenau, 2010.
- Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik. Vorlesung. TU Ilmenau,
2010.
- Grundlagen Verbrennungsmotoren. Vorlesung. TU Ilmenau,
2010.
- Reduzierung des Bremsenrubbels bei Kraftfahrzeugen durch
Optimierung der Fahrwerkslagerung. Dissertation. TU Mün-
chen, 2006.
- Die EU-Verordnung zur Verminderung der CO₂-Emissionen
von Personenkraftwagen. 23. 04. 2009.
- Kraftfahrzeugbestand. Dezember 2010. [http://www.umweltbun-
desamt-daten-zur-umwelt.de/umweltdaten/public/theme.do-
?nodeIdent=2332](http://www.umweltbun-
desamt-daten-zur-umwelt.de/umweltdaten/public/theme.do-
?nodeIdent=2332) (Zugriff am 03. 08. 2011).
- Energie in Deutschland - Trends und Hintergründe zur Energie-
versorgung. Berlin: Bundesministerium für Wirtschaft und Tech-
nologie, August 2010.
- Scheibenbremse für die Räder eines Kraftfahrzeuges. Deutsch-
land Patent DE4304616. 16. 02. 1993.
- Bremsscheibe. Deutschland Patent DE102007035829A1. 31.
07. 2007.
- Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Wiesbaden: Vieweg, 2007.
- Mobilität im regenerativen Zeitalter- was bewegt uns nach dem
Öl. Hannover: Heise, 2009.
- Bremsenhandbuch-Grundlagen, Komponenten, Systeme. Wies-

-
- baden: Vieweg, 2010.
- Degenstein, T. Kraftmessung in Scheibenbremsen. Dissertation. TU Darmstadt, 2007.
- Gebhardt, C. Konstruktionsbegleitende Berechnung mit Ansys DesignSpace-FEM-Simulation für Konstrukteure. München: Carl Hanser, 2009.
- Gleißner, M. Experimentelle Untersuchung der Einflussfaktoren auf den Kaltverschleiß an PKW-Bremsscheiben. Diplomarbeit. Fh Regensburg, 1991.
- Grochowicz, J. Experimentelle und theoretische Untersuchungen zu Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen an PKW-Scheibenbremsen. Dissertation. TU Dresden, 1997.
- Heidrich, L. Entwicklung einer Prüfvorschrift für die Beurteilung von Bremsmomentschwankungen an einer Radbremse. Diplomarbeit. Ilmenau, 2009.
- Heimann, S.,
K. Augsburg,
M. Engel
Heißing, B.,
M. Ersoy
Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven. Wiesbaden: Vieweg und Teubner, 2008.
- Hoheisel, J. Brake Systems for Now Powertrain Concepts. Kongress Automobil Elektronik. Ludwigsburg, 2011.
- Hohmann, C. Simulation von Verschleiß an Scheibenbremsbelägen. Dissertation. Siegen, 1999.
- Janke, M. Entwicklung eines neuartigen piezoelektrischen Kraftmesssystems und applikative Umsetzung an PKW-Scheibenbremsen. Diplomarbeit. TU Ilmenau, 2008.
- Kemmer, H. Investigation of the Friction Behavior of Automotive Brakes through Experiments and Tribological Modeling. Dissertation. Universität Paderborn, 2002.
- Körner, M. Längsdynamikmodell zur Optimierung der Energieeffizienz von PKW. Bachelorarbeit. TU Ilmenau, 2009.
- Kratz, S. Energie der Zukunft – Bausteine einer nachhaltigen Energie-

-
- versorgung. Marburg: Metropolis, 2007.
- Krust, M. Auslaufmodell NEFZ-Zyklus. 26. 07. 2010. <http://www.automobilwche.de/apps/pbcs.dll/article?AID=/20100726/HEFTARCHIV/100839953/1132/specials> (Zugriff am 27. 04. 2011).
- Langer, W., H. Olms, T. Adam, F. Stretz Bremssattel. Deutschland Patent WO2007125086. 27. 04. 2007.
- Matek, W., D. Muhs, H. Wittel, M. Becker Maschinenelemente – Normung, Berechnung Gestaltung. Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg, 1995.
- Meyer, M. Rekuperation und Auswirkung auf die Bremsanlage. XXX. Internationales μ -Symposium. Bd. Fortschrittsbericht VDI Reihe 12. Nr. Nr. 745. Bad Neuenahr: VDI Verlag, 04. 11. 2011.
- Micro-Epsilon Laser-Wegsensoren (Triangulation). 2010. <http://www.micro-epsilon.de/download/products/cat--optoNCDT--de.pdf> (Zugriff am 30. 11. 2010).
- Micro-Epsilon TechNote - Präzise berührungslose Wegsensoren. 2010. <http://www.micro-epsilon.de/download/products/T001--de-Praezise-beruehrungslose-Sensoren.pdf> (Zugriff am 04. 12. 2010).
- Mitschke, M. Dynamik der Kraftfahrzeuge. Berlin: Springer, 2004.
- Mitschke, M. Restbremsmoment von Scheibenbremsen im Prüfstandsversuch. TU Braunschweig, 1983.
- Müller, M. Zur Topographie- und Grenzschichtdynamik in Bremssystemen. Dissertation. TU Braunschweig, 2007.
- N.N. Autofahren in Deutschland 2009. Stuttgart: Motor Presse Stuttgart, 2009.
- N.N. Weltonline. 15. 01 2008. http://www.welt.de/welt_print/article-1561636/2010_fahren_weltweit_eine_Milliarde_Autos.html (Zugriff am 29. 09. 2010).
- Oehl, K.-H., H.G. Paul Bremsbeläge für Straßenfahrzeuge – Entwicklung und Erprobung. Herausgeber: Die Bibliothek der Technik. Bd. 49. Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie, 1990.
- Reiser, C., H. Zellbeck, C. Härtle, T. Klaiß Kundenverhalten im Fokus der Fahrzeugentwicklung. Automobiltechnische Zeitschrift, 07/08 2008: 684 - 694.
- Rill, G., T. Schaeffer Grundlagen und Methodik der Mehrkörpersimulation. Wiesbaden: Vieweg und Teubner, 2010.

-
- Robert Bosch GmbH Sicherheits- und Komfortsysteme. Wiesbaden: Friedrich Vieweg & Sohn Verlag, 2004.
- Schroeder, C. Dynamischer und effizienter bremsen durch Integration. Herausgeber: ATZ-online. 2011. <http://www.atzonline.de/Aktuell/-Nachrichten/1/14630/Dynamischer-und-effizienter-bremsen-durch-Integration.html> (Zugriff am 3. Dezember 2011).
- Schumann, M. Analysemethode zur Beurteilung des ungleichförmigen Brems-scheibenverschleißes an PKW-Scheibenbremsen. Dissertation. TU Darmstadt, 2006.
- Störzel, K., H. Krug,
R. Platzer Teilbelagscheibenbremse sowie zugehöriger Bremsbelag mit einer Haltevorrichtung für den Bremsbelag. Deutschland Patent DE10136235A1. 25. 07 2001.
- Swift, R.A., M. Walmsley Multi-body Dynamic Simulation for the Evaluation of Disc Brake Slide Force. SAE International, 2001.
- Tamasho, T., K. Doi,
T. Hamabe, N. Koshimizu Technique for reducing brake drag torque in the non-braking mode. JSAE Review, 2000: 67 - 72.
- Tao, J., und T. Chang A system approach to the drag performance of disc brake cali-per. Hollywood Florida: SAE International, 2003.
- Trautenberg, R. Bidirektionale Kopplung zwischen CAD- und Mehrkörpersimula-tionssystemen. Dissertation. TU München, 2001.
- Trutschel, R. Analytische und experimentelle Untersuchung der Mensch-Ma-schine-Schnittstellen von PKW-Bremsanlagen. Dissertation. TU Ilmenau, 2007.
- VDA Kfz-Bestand. 24. 02. 2011. http://www.vda.de/de/zahlen/jahres-zahlen/kfz_bestand/ (Zugriff am 03. 08 2011).
- Wallentowitz, H.,
A. Freialdenhoven Strategien zur Elektrifizierung des Antriebsstanges. Wiesbaden: GWV Fachverlage GmbH Vieweg + Teubner, 2010.
- Weid, D., J. Noack,
J. Sauter, C. Bangert Schnelle und kostengünstige Entwicklung eines Vorderachs-Radbremmen-Konzept unter konsequenter Anwendung von CAE-Analysewerkzeugen und innovativen Optimierungsmetho-den. Herausgeber: VDI-Gesellschaft. Berechnung und Simula-tion im Fahrzeugbau. Würzburg: VDI, 2004.
- Yinsan, C. Restbremsmomente von Scheibenbremsen. Automobiltechni-sche Zeitschrift, 1984: 345 - 349.

Zomotor, A. Fahrwerktechnik: Fahrverhalten. Herausgeber: RE und J. Reimpell. Würzburg: Vogel, 1991.

Im Rahmen der Tätigkeit als wissenschaftlicher Assistent am Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik betreute Studien-, Projekt-, Diplom-, Bachelor- und Masterarbeiten, die mit der Thematik der Arbeit im Zusammenhang stehen:

Engel, Martin Modifizierung eines neuartigen piezoelektrischen Kraftmesssystems mit applikativer Umsetzung an PKW-Scheibenbremsen, Diplomarbeit; Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, TU Ilmenau, 2010.

Getschmann, Adrian Entwicklung eines kombinierten FE-/MKS-Modells einer Radbremse, Masterarbeit; Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, Technische Universität Ilmenau, 2010.

Janke, Michael Entwicklung eines neuartigen piezoelektrischen Kraftmesssystems und applikative Umsetzung an PKW-Scheibenbremsen, Diplomarbeit; Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, TU Ilmenau, 2009.

Müller, Markus Grundlagenuntersuchungen der Restbremsmomente von Scheibenbremsen und der ungleichmäßigen Brems Scheibenschädigung, Diplomarbeit; Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, TU Ilmenau, 2009.

Rose, Johannes Konstruktion eines Systems zur hochgenauen Bestimmung des Restbremsmomentes an Scheibenbremsen, Studienarbeit; Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, TU Ilmenau, 2009.

Rose, Johannes Konstruktion einer Radbremse mit variablen physikalischen Parametern, Projektarbeit; Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, TU Ilmenau, 2009.

Schneider, Sebastian Detaillierte Analyse der Restbremsmomente von Radbremsen, Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, TU Ilmenau, 2011.

Schneider, Sebastian Ermittlung der Einflussgrößen auf die Offbreak-Scheibenschädigung mit Hilfe von kapazitiven Abstandssensoren und Bildverarbeitung, projektarbeit; Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, TU Ilmenau, 2009

12 Anhang

12.1 Berechnung der Fahrwiderstandsleistung

Die Formeln zur Fahrwiderstandsberechnung entstammen der gängigen Fahrzeugtechnikliteratur. Die Dichte der Luft ergibt sich aus folgender zugeschnittenen Größengleichung:

$$\frac{\rho}{\left[\frac{kg}{m^3}\right]} = \frac{348,7 * \frac{p}{[bar]}}{273,2 + \frac{\vartheta}{[^{\circ}C]}}^{16}$$

Folgende Fahrzeugdaten liegen der Fahrwiderstandsleistungsberechnung zu Grunde:

Tabelle 9: Basisdatensatz zur Fahrwiderstandsleistungsberechnung

ρ_{Luft} [bar]	1,0133	ρ_{Luft} [kg/m ³]	1,1929
T_{Luft} [°C]	23	m_{ges} [kg]	1485
A_q [m ²]	2,19	f_R [dimensionslos]	0,01
c_w -Wert [dimensionslos]	0,27	Steigung [%]	4

12.2 Berechnung einer Pedalwegänderung bei gegebenem Lüftspiel

Nachfolgende Berechnungen unter den gegebenen Annahmen verdeutlichen, wie sich rechnerisch eine konkrete Lüftspieländerung auf den Pedalweg auswirkt.

Annahme:

$i_{Pedal} = 3$; $d_{KRBZVA} = 57$ mm; $d_{KRBZHA} = 38$ mm; $d_{KHBZ} = 23,8$ mm $\rightarrow A_{KRBZVA} = 25,52$ cm²;
 $A_{KRBZHA} = 11,34$ cm²; $A_{KHBZ} = 4,45$ cm²

Lösung:

Wegübersetzung $i_{gesVA} = s_{Pedal}/s_{kVA} = i_{Pedal} * i_{hydraulischVA} = i_{Pedal} * A_{KRBZVA}/A_{KHBZ} = 3 * 5,73 = 17,2$

Wegübersetzung $i_{gesHA} = s_{Pedal}/s_{kHA} = i_{Pedal} * i_{hydraulischHA} = i_{Pedal} * A_{KRBZHA}/A_{KHBZ} = 3 * 2,55 = 7,65$

Lüftspieländerung 100 µm an einer Radbremse (VA) $\rightarrow s_{Pedal} = 17,20 * 100$ µm = 1,720 mm

Lüftspieländerung 100 µm an einer Radbremse (HA) $\rightarrow s_{Pedal} = 7,65 * 100$ µm = 0,765 mm

Beispielsweise resultiert aus einer Lüftspieländerung von 100 µm an jeder Radbremse eine Pedalwegänderung unter den gegebenen Annahmen von 4,97 mm.

¹⁶ siehe (Augsburg, Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik 2010)

12.3 Anforderung an das Messsystem zur Erfassung des Bewegungsverhaltens von Radbremskomponenten

Forderung an die Gestalt

Um das Bewegungsverhalten der Radbremskomponenten möglichst realitätsnah analysieren zu können, soll das Messsystem ohne größere Modifikationen der Radbremse implementierbar sein. Das System sollte daher sehr kompakt ausfallen. Ferner sollte es möglich sein, die mit dem System modifizierte Bremse an einem originalen Radträger bzw. Schwenklager an einem Schwungmassenprüfstand zu montieren. Weiterhin ist zu gewährleisten, dass die Sensoren reproduzierbare Ergebnisse liefern und stets an den konstruktiv vorgesehenen Positionen von einem definierten Punkt aus messen.

Forderungen und Randbedingungen der Einsatzumgebung

Das Messsystem sollte in einer aktuellen, modernen Schwimmsattelbremse (Faust- oder Faustrahmensattelbremse) integriert werden. Geeignete Radbremstypen hierfür sind auszuwählen. Als Einsatzort ist der Schwungmassenprüfstand des Fachgebiets Kraftfahrzeugtechnik der TU Ilmenau vorgesehen. Weiterhin ist ein Einsatz im Fahrzeug denkbar, um gegebenenfalls Vergleiche zwischen Fahrversuch und Prüfstandbetrieb ziehen zu können. Tabelle 10 fasst die Anforderung an das Messsystem unter Berücksichtigung der Unterteilung in Fest- (F) und Wunschforderungen (W) zusammen.

Tabelle 10: Anforderung an das Wegmesssystem

Art der Forderung	Beschreibung	Forderung
F	Messgröße	Wegänderung der Radbremskomponenten (Belag, Sattel, Scheibe)
F	Aufgabe	Messung der axialen Bewegung (Auslenkung) der Bremskomponenten <ol style="list-style-type: none"> 1. Beläge (Kolbenseite, Fingerseite) 2. Sattelgehäuse 3. Scheibe
W	Aufgabe	Messung der radialen Bewegung (Auslenkung) der Bremskomponenten
F	Einsatzort	Schwungmassenprüfstand
W	Einsatzort	Fahrversuch (für eine Radbremse)
F	Messauflösung	2 μm
W	Messauflösung	1 μm
F	Verhalten	Keine Beeinflussung des axialen Bewegungsverhaltens in der on- und offbrake-Phase
F	Geometrie	Geringe Beeinflussung der Originalabmessungen der Bremsanlage
W	Geometrie	Beibehaltung der Originalabmessungen der Bremsanlage

F	Thermische Belastbarkeit	Umgebungstemperaturen von -20 - 200°C an der Sensorstelle
---	--------------------------	---

Auswahl eines geeigneten Messprinzips

Aufgrund der beengten Platzverhältnisse am Prüfstand und an der Bremse selbst sind optische Tracking Systeme eher ungeeignet, vor allem weil diese auch bei einem eventuellen Einsatz im Fahrzeug nicht verwendet werden können. Zu bevorzugen ist daher der Einsatz von marktüblichen Sensoren, die durch konstruktive Integration an der Radbremse axiale oder auch radiale Bewegungen der Bremskomponenten erfassen. Damit die Bremskomponenten möglichst nicht durch das Messmittel selbst beeinflusst werden, sind berührend arbeitende Verfahren ungeeignet. Folgende berührungslos arbeitende Messprinzipie sind für das vorhandene Messsystem denkbar:

1. Kapazitiv
2. Wirbelstrom
3. Triangulation (Laser-optisch)
4. Konfokal

Nach dem Triangulationsprinzip arbeitende und konfokale Sensoren kommen aufgrund der Einsatzbedingungen an der Radbremse nicht in Frage, da die Messaufnehmer verhältnismäßig groß sind, den geforderten Temperaturbereich nicht abdecken und zudem empfindlich auf Schmutz reagieren. Prinzipiell wäre ein Einsatz für die Erfassung der Scheibenbewegung denkbar, wenigstens in der offbrake-Phase – im Bereich der Radbremse können diese Sensoren jedoch aus den eben genannten Gründen nicht eingesetzt werden. Da der Einsatz marktüblicher Sensoren geplant ist, die zudem in der Bremsenentwicklungsbranche allgemein anerkannt ist, soll hier ein Vergleich eines bekannten Anbieters zwischen den Sensordaten nach kapazitivem und dem Wirbelstrommessprinzip erfolgen.

Tabelle 11: Technische Daten von Längenmesssensoren bei unterschiedlichen Messprinzipien (basierend auf (Micro-Epsilon, TechNote - Präzise berührungslose Wegsensoren 2010))

Prinzip	Wirbelstrom	Kapazitiv
Messbereiche [mm]	0,4 - 80	0,05 - 10
Linearität [% d. M*]	± 0,2	< ± 0,05
Erzielbare Auflösung [% d. M]	0,005	0,000075
Bandbreite [analog, kHz]	bis 100	bis 50
Temperaturbereich [°C]	-50 ... 150	-50 ... 200
Temperaturstabilität [d. M./°C]	< ± 0,015	< 0,0005

*d. M.: des Messbereichs

Aufgrund der höheren Linearität und des größeren Temperaturbereiches fällt die Wahl auf kapazitive Sensoren. Diese werden dazu genutzt, um das Bewegungsverhalten der Brems-

beläge, des Sattelgehäuses und der Scheibe (Messung des ROs) zu erfassen.

12.4 Beschreibung der Bremskomponentenbewegungsschemata

Die nachfolgende Tabelle beschreibt das aus den erfassten Signalverläufen abgeleitete Bremskomponentenschemata. Der Begriff Sensorbasis beschreibt hier den Ort der Sensorbefestigung.

Tabelle 12: Beschreibung der Bremskomponentenbewegungsrichtung aus den erfassten Signalverläufen

Sensor-signal	Sensorbasis	Signalverlauf	Bewegungsrichtung	
			Beschreibung	Koordinaten
K-E, K-A	Belagträger	steigend	Belag bewegt sich zur Scheibe	y
		fallend	Belag bewegt sich von Scheibe weg	-y
K-M	Sensorbefestigungsgestell	steigend	Belag bewegt sich zur Scheibe	y
		fallend	Belag bewegt sich von Scheibe weg	-y
F-E, F-M, F-A	Sensorbefestigungsgestell	steigend	Belag bewegt sich zur Scheibe	-y
		fallend	Belag bewegt sich von Scheibe weg	y
S-o/-u	Sattelgehäuse	steigend	Sattel bewegt sich zur Fahrzeuginnenseite (kolbenseitiger Belag von Scheibe weg, fingerseitiger Belag zur Scheibe)	-y
		fallend	Sattel bewegt sich zur Fahrzeugaußenseite (kolbenseitiger Belag zur Scheibe, fingerseitiger Belag von Scheibe weg)	y
SA _{SL}	Schwenklager	steigend	Scheibe bewegt sich zur FahrzeugAußenseite, zum <i>fingerseitigen Belag</i>	y
		fallend	Scheibe bewegt sich zur Fahrzeuginnen-seite, zum <i>kolbenseitigen Belag</i>	-y
TA, TI	Gestell Prüfaufbau	steigend	Scheibe bewegt sich zur Fahrzeuginnen-seite, zum kolbenseitigen Belag	-y
		fallend	Scheibe bewegt sich zur Fahrzeugaußen-seite, zum <i>kolbenseitigen Belag</i>	y
SA, SI	Gestell Prüfaufbau	steigend	Scheibe bewegt sich zur FahrzeugAußen-seite, zum <i>fingerseitigen Belag</i>	y
		fallend	Scheibe bewegt sich zur Fahrzeuginnen-seite, zum <i>kolbenseitigen Belag</i>	-y

12.5 Berechnung des Lüftvolumens

Das Lüftvolumen wird über ein Bereichsintegral aus der Belaggrundfläche und der Ebene, die durch die drei Messwerte der belagseitigen Sensoren aufgespannt wird, berechnet. Die Grundfläche des Bremsbelages ist vereinfachend als ein Hohlkreissegment anzusehen. Die Originalgeometrie des Testbelages weist annähernd diese Form auf. x- und y-Koordinate legen jeweils die Positionen der Sensoren fest, die z-Koordinate wird durch die ermittelten Lüftspielwerte bestimmt. Abbildung 153 zeigt die Zusammenhänge.

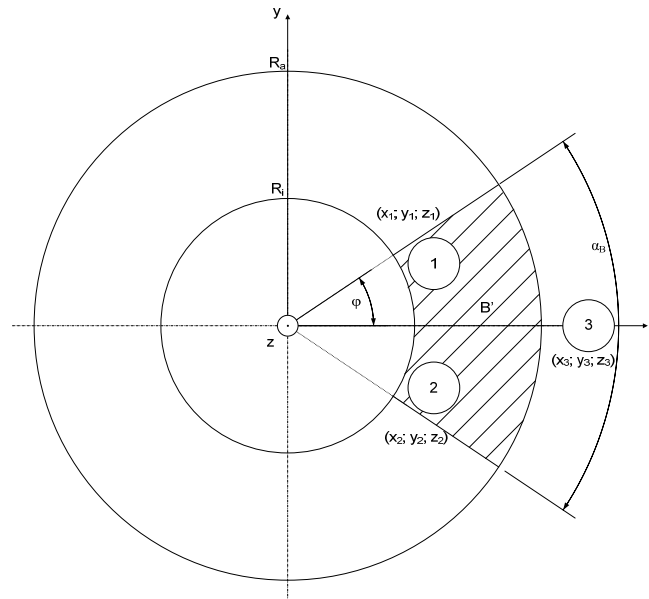


Abbildung 153: Scheibenreibung mit simplifizierter Grundfläche des Reibbelages und Position der Abstandssensoren

Der Ansatz lautet wie folgt:

$$V_{LV} = \iiint_V f(x, y, z) dx dy dz \quad (12.1)$$

Durch die Annahme einer homogenen Dichteverteilung im Reibbelag, ist die Gewichts- oder Dichtefunktion $f(x, y, z)$ gleich 1, daher vereinfacht sich oben genannte Gleichung zu:

$$V_{LV} = \iiint_V dx dy dz \quad (12.2)$$

Die das Volumen bei der Lüftspielwertermittlung begrenzende Ebene wird durch eine Gleichung der Form

$$z = ax + by + c \quad (12.3)$$

beschrieben. Zur Bestimmung der unbekannt Parameter a, b und c wird ein Gleichungssystem aufgestellt,

$$A + Bx + Cy + Dz = 0 \quad (12.4)$$

$$A + Bx_1 + Cy_1 + Dz_1 = 0 \quad (12.5)$$

$$A + Bx_2 + Cy_2 + Dz_2 = 0 \quad (12.6)$$

$$A + Bx_3 + Cy_3 + Dz_3 = 0 \quad (12.7)$$

das in Matrizenform wie folgt dargestellt wird:

$$\begin{pmatrix} 1 & x & y & z \\ 1 & x_1 & y_1 & z_1 \\ 1 & x_2 & y_2 & z_2 \\ 1 & x_3 & y_3 & z_3 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (12.8)$$

Die Koeffizientenmatrix dieser nicht trivialen Lösung muss gleich null sein:

$$\begin{vmatrix} 1 & x & y & z \\ 1 & x_1 & y_1 & z_1 \\ 1 & x_2 & y_2 & z_2 \\ 1 & x_3 & y_3 & z_3 \end{vmatrix} = 0 \quad (12.9)$$

Explizit berechnet ergibt sich für die Lösung der „Lüftvolumen“-Determinante (LV) folgender Zusammenhang:

$$\begin{aligned} DetLV &= x_1y_2z_3 - x_1y_3z_2 + x_2y_3z_1 - x_2y_1z_3 + x_3y_1z_2 \\ &\quad - x_3y_2z_1 - xy_2z_3 + xy_3z_2 - x_2y_3z + x_2y_2z_3 \\ &\quad - x_3yz_2 + x_3y_2z + xy_1z_3 - xy_3z_1 + x_1y_3z \\ &\quad - x_1yz_3 + x_3yz_1 - x_3y_1z - xy_1z_2 + xy_2z_1 \\ &\quad - x_1y_2z + x_1yz_2 - x_2yz_1 + x_2y_1z \end{aligned} \quad (12.10)$$

Die Determinante wird mit Null gleich gesetzt und zum Ermitteln der Ebenengleichung aus (12.4) nach x, y und z aufgelöst. Mit

$$A = x_1y_2z_3 - x_1y_3z_2 + x_2y_3z_1 - x_2y_1z_3 + x_3y_1z_2 - x_3y_2z_1 \quad (12.11)$$

$$B = -y_2z_3 + y_3z_2 + y_1z_3 - y_3z_1 - y_1z_2 + y_2z_1 \quad (12.12)$$

$$C = x_2z_3 - x_3z_2 - x_1z_3 + x_3z_1 + x_1z_2 - x_2z_1 \quad (12.13)$$

$$D = -x_2y_3 + x_3y_2 + x_1y_3 - x_3y_1 - x_1y_2 + x_2y_1 \quad (12.14)$$

und umgestellt nach z ergibt sich folgender Gleichungszusammenhang:

$$z = -\frac{B}{D}x - \frac{C}{D}y - \frac{A}{D} \quad (12.15)$$

D. h. für

$$a = -\frac{B}{D}, b = -\frac{C}{D} \text{ und } c = -\frac{A}{D} \quad (12.16)$$

Mit diesen eben dargestellten mathematischen Zusammenhängen ist die Ebenengleichung der Bremsbelagoberfläche, die sich durch die Messwerte ergibt und das Volumen begrenzt, bestimmt.

Für die Lüftvolumenermittlung ist weiterhin die Berechnung des räumlichen Bereichsintegrals vorzunehmen:

$$LV = \iint_B \int_0^{z=ax+bx+c} dx dy dz \quad (12.17)$$

$$LV = \iint_B (ax + bx + c) dx dy \quad (12.18)$$

Die Grundfläche des Belages wird vereinfacht aus einem Kreisring mit innerem und äußeren Radius R_i und R_a gebildet. Zur Berechnung des Kreissektors erfolgt eine Koordinatentransformation, d. h.:

$$x = r \cdot \cos \varphi \quad (12.19)$$

$$y = r \cdot \sin \varphi \quad (12.20)$$

Der transformierte Bereich hat nun die Grenzen $R_i \leq R \leq R_a$ und $-\alpha \leq \varphi \leq \alpha$ (siehe hierzu Abbildung 153) und das Flächenelement bildet sich um zu:

$$dxdy = r dr d\varphi \quad (12.21)$$

Nach der Koordinatentransformation ergibt sich für das Verschleißvolumen des Reibbelages nun das Integral:

$$LV = \int_{R_i}^{R_a} \int_{-\alpha}^{\alpha} (a r \cos \varphi + b r \sin \varphi + c) r dr d\varphi = \quad (12.22)$$

$$= \int_{R_i}^{R_a} \int_{-\alpha}^{\alpha} (a r^2 \cos \varphi + b r^2 \sin \varphi + c r) dr d\varphi = \quad (12.23)$$

$$= \int_{R_i}^{R_a} (2 a r^2 \sin \alpha + 2 c r \alpha) dr \quad (12.24)$$

Als Integral in den Grenzen von R_a und R_i ergibt sich das Lüftvolumen zu:

$$LV = \frac{2}{3} a \sin \alpha (R_a^3 - R_i^3) + c \alpha (R_a^2 - R_i^2) \quad (12.25)$$

Die Messwerte z_1 , z_2 und z_3 sind in den Parametern a und c enthalten und müssen für die Berechnung an dieser Stelle eingesetzt werden. Aufgrund der Winkelangabe von α im Bogenmaß im zweiten Teil der Formel (12.25) wird diese wegen der leichteren Handhabbarkeit in Grad umgerechnet. α wird zudem durch $\alpha_B/2$ ersetzt.

$$LV = \frac{2}{3} a \sin \left(\frac{\alpha_B \cdot \pi}{360^\circ} \right) (R_a^3 - R_i^3) + c \left(\frac{\alpha_B \cdot \pi}{360^\circ} \right) (R_a^2 - R_i^2) \quad (12.26)$$

Der Vorteil des räumlichen Bereichsintegrals liegt in der Beschreibung eines Verschleißvolumens, dessen Größe abhängig von den Sensormesswerten gebildet wird. Die Basisfläche des Belages bleibt konstant.

12.6 Anforderung an das Kraftmesssystem

Forderung an die Gestalt

Die Originalabmessung der Bremse soll erhalten bleiben und die Integration in eine heutige

moderne Scheibenbremse möglich sein. Für einen Betrieb am Schwungmassenprüfstand sind alle Verkabelungen und Anschlüsse so zu konzipieren, dass kein Schaden im Betrieb auftritt. Ferner ist ein symmetrischer Aufbau der eingesetzten Sensoren in radialer Richtung erforderlich, um Messergebnisse ohne Umrechnungen direkt ableiten zu können. Gewährleistet werden muss außerdem der feste Sitz der Sensorik an einer definierten Position.

Forderung und Randbedingungen der Einsatzumgebung

Das Messsystem ist für die Integration in eine moderne Schwimmsattelbremse (Faust- bzw. Faustrahmensattel) der Mittel- oder gehobenen Mittelklasse zu konzipieren. Vorteil hierbei sind die per se größeren Abmessungen der Beläge, aber auch von Sattelgehäuse und Halter, wodurch eine Integration leichter fällt. Einsatzort ist der am FG Kraftfahrzeugtechnik verfügbare Bremsenprüfstand mit rein mechanisch einstellbaren Schwungmassen. Wünschenswert wäre allerdings auch ein Einsatz im Fahrversuch.

Tabelle 13: Anforderung an das Kraftmesssystem

Art der Forderung	Beschreibung	Forderung
F	Messgröße	Normalkräfte zwischen Belag-/Scheibe in der offbrake-Phase
F	Art der Messung	Direkt im Kraftschluss
F	Mechanische Belastbarkeit	Normalkräfte bis 7655 N
F	Aufgabe	Messung statischer/quasistatischer Kräfte bei stehende/drehender Bremscheibe
W	Aufgabe	Messung dynamischer Kraftschwankungen bis 400 Hz
F	Einsatzort	Schwungmassenprüfstand
F	Ortsauflösung	Mindestens 4 Messpunkte
F	Messauflösung	mindestens 3,5 N
W	Messauflösung	1,7 N
F	Geometrie	Beibehaltung der Originalabmessung der Radbremse, symmetrische Sensorelementanordnung
W	Sensorik	Piezoelektrische Kompositsensoren aus Forschungsprojekt des FG KFT
F	Verhalten	Keine systembedingte Beeinflussung des Reibprozesses

12.7 Fahrzeugdatensatz

Zur Berechnung des radlastbezogenen RBM-Widerstandes und zur Ermittlung des Zusammenhanges zwischen am Prüfstand eingestellter Seitenkraft und der daraus simulierten Querbeschleunigung wird folgender nachfolgender Basisdatensatz verwendet.

Tabelle 14: Fahrzeugbasisdatensatz eines PKW der oberen Mittelklasse

r_{dyn} [m]	0,327		m_{ges} [kg]	1750		Ψ [--]	0,45
----------------------	-------	--	-----------------------	------	--	-------------	------

12.8 Lüftspiel bei Seitenkraftuntersuchungen

Tabelle 15: Lüftspiel- bzw. -volumendaten vor und nach der Seitenkraftapplikation (Abbildung 86, S.81)¹⁷

	LS innen [μm]	LS Belag [μm]	Lüftvolumen [mm ³]		LS innen [μm]	LS Belag [μm]	Lüftvolumen [mm ³]
Kolben	163	120	819	Kolben	97	72	491
Finger	16	18	120	Finger	30	35	230
	gesamt:	139	939		gesamt:	107	721

12.9 Zusammenhang Restbremsmoment und Lüftvolumen

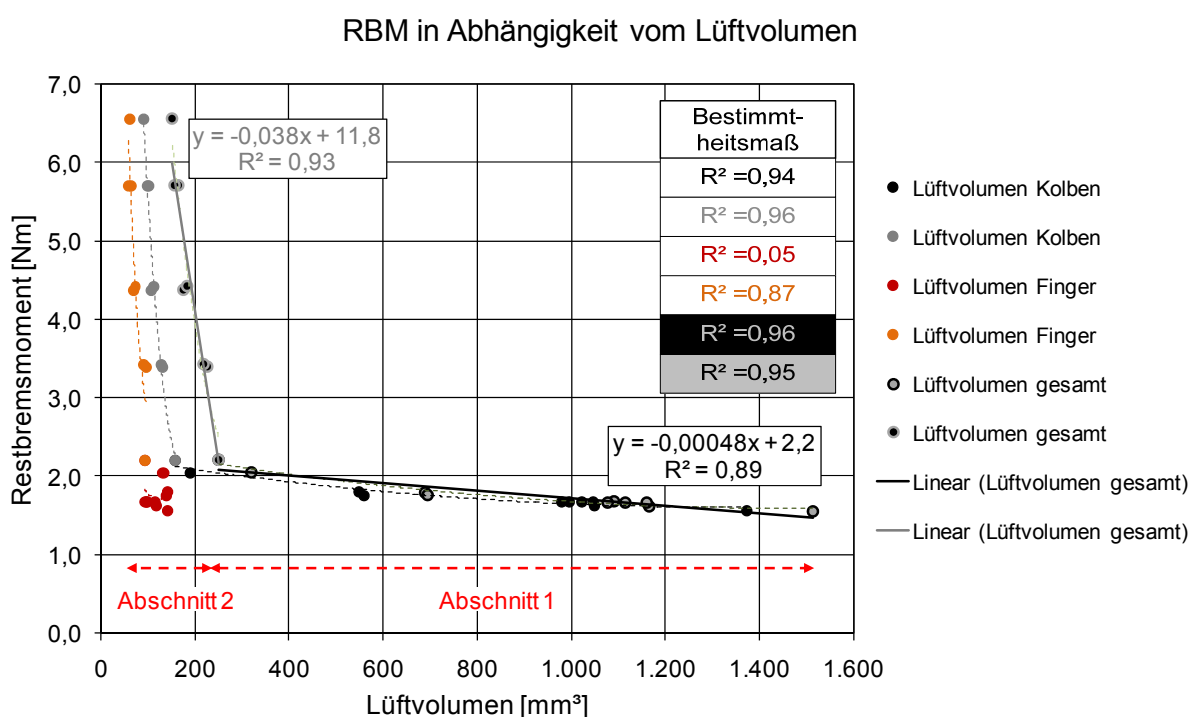


Abbildung 154: RBM in Abhängigkeit des Lüftvolumens (Versuchsbremse 2)

Bei Vergleich der beiden unabhängigen Variablen Lüftspiel (siehe Abbildung 101, S.94) und Lüftvolumen ist ein Vorteil in der Korrelation zwischen RBM und Lüftvolumen auffällig. Das Bestimmtheitsmaß zeigt hier geringfügig höhere Werte im Bereich von Kolben und Gesamtlüftspiel.

¹⁷ LS innen: arithmetischer Mittelwert der Zustellung der beiden inneren Belagsensoren; LS Belag: Mittelwert der Zustellung aller drei Belagsensoren; gesamt: Summe aus beiden Lüftspielwerten

12.10 Fahrzyklus mit variierendem Restbremsmoment

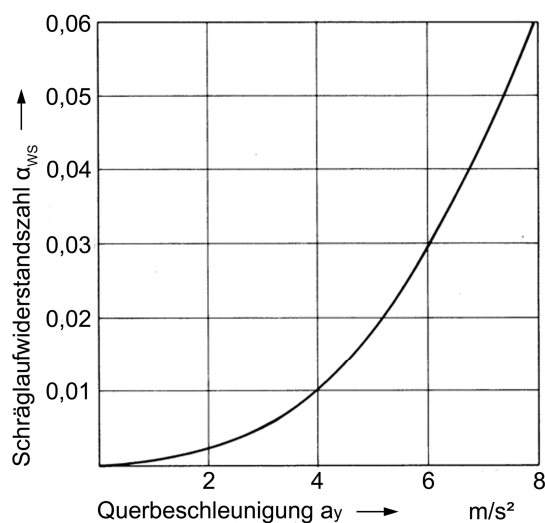


Abbildung 155: Darstellung der Schräglaufwiderstandszahl in Abhängigkeit der Querbeschleunigung (Zomotor 1991)

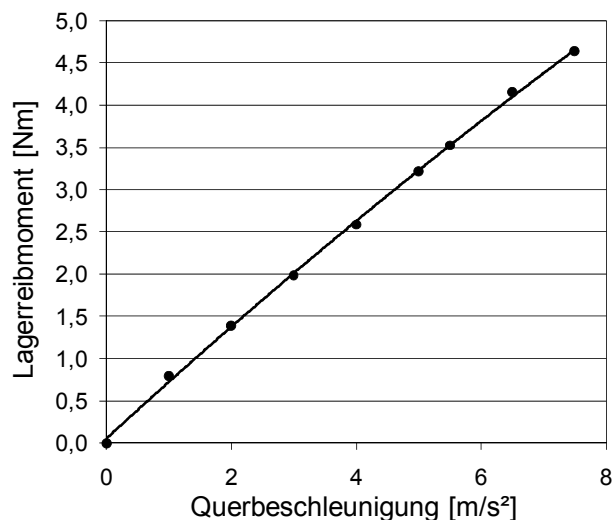


Abbildung 156: Darstellung des Lagerreibmomentes über der Querbeschleunigung für Radbrems-/ Radträgartyp von Versuchsbremse 2

Der Schräglaufwiderstand wird beispielhaft aus Literaturangaben abgeschätzt (Abbildung 155). Hierfür wird ein Ausgleichspolynom durch einzelne Stützpunkte gelegt, das in Abhängigkeit der Querbeschleunigung die entsprechende Schräglaufwiderstandszahl α_{ws} ausgibt (siehe (12.27)).

$$y = 0,0002x^3 - 0,0004x^2 + 0,0012x \quad (12.27)$$

Mit Radlast und dynamischen Radhalbmesser lässt sich somit ein Schräglaufwiderstandsmoment WM_α berechnen. Das Radlagerreibmoment wurde experimentell bestimmt und wird durch ein für einen bestimmten Drehzahlbereich durchschnittliches Ausgleichspolynom bestimmt (in Abhängigkeit der Querbeschleunigung).

$$y = -0,0138x^2 + 1,0861x \quad (12.28)$$

Der Lüfterwiderstand der Felge wird hier vernachlässigt. Die Ergebnisse ergeben dann in Summe das Gesamtradwiderstandsmoment, das, neben allen weiteren genannten Widerstandsmomenten, in Abbildung 157 für den generierten RBM-Zyklus bzw. „Ilmenau-Zyklus“ dargestellt ist. Abbildung 158 stellt für die einzelnen Widerstandsmomenten deren Anteil am Gesamtradwiderstandsmoment dar. Der Schräglaufwiderstand erreicht Anteile von bis zu ca. 70 % des Gesamtradwiderstandsmomentes, das Radlagerreibmoment bis zu ca. 60 % und das RBM bis zu ca. 90 %.

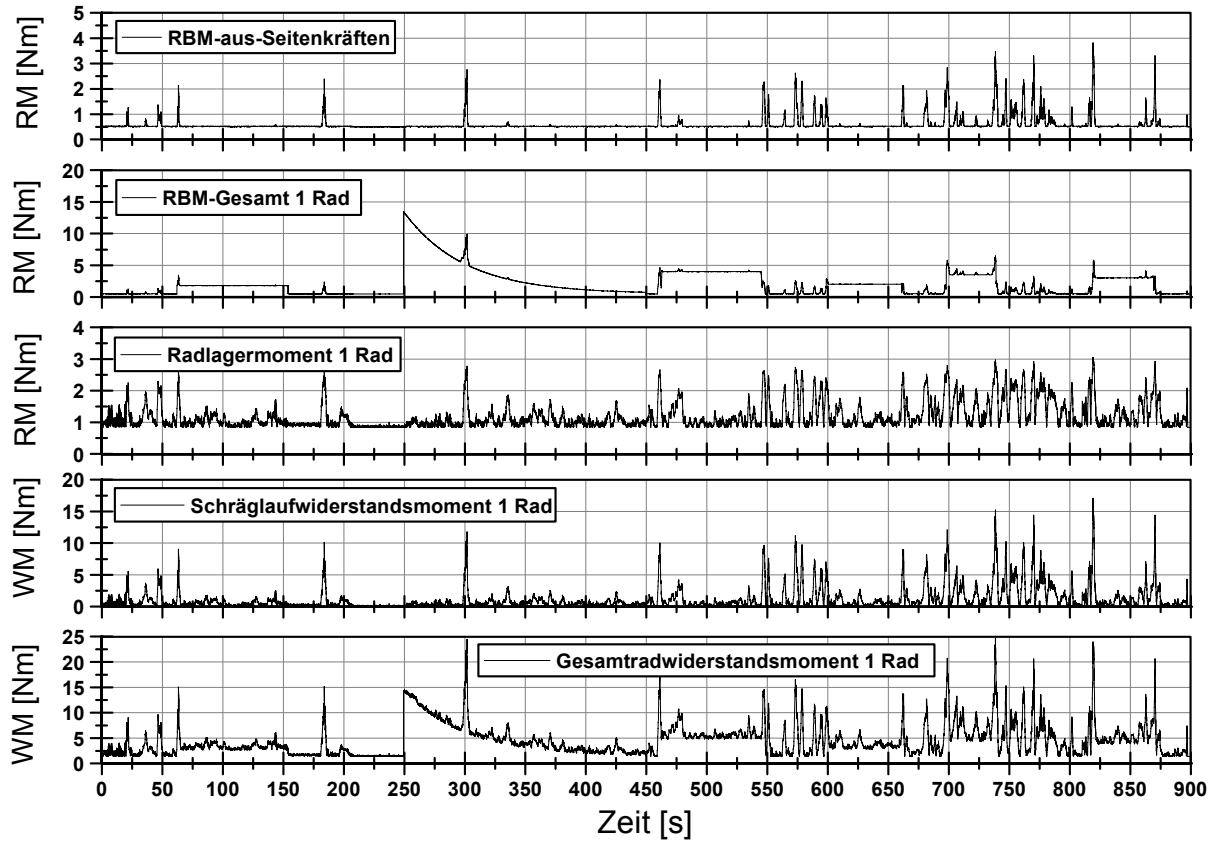


Abbildung 157: Darstellung der einzelnen Radwiderstände im Bereich der Querdynamik

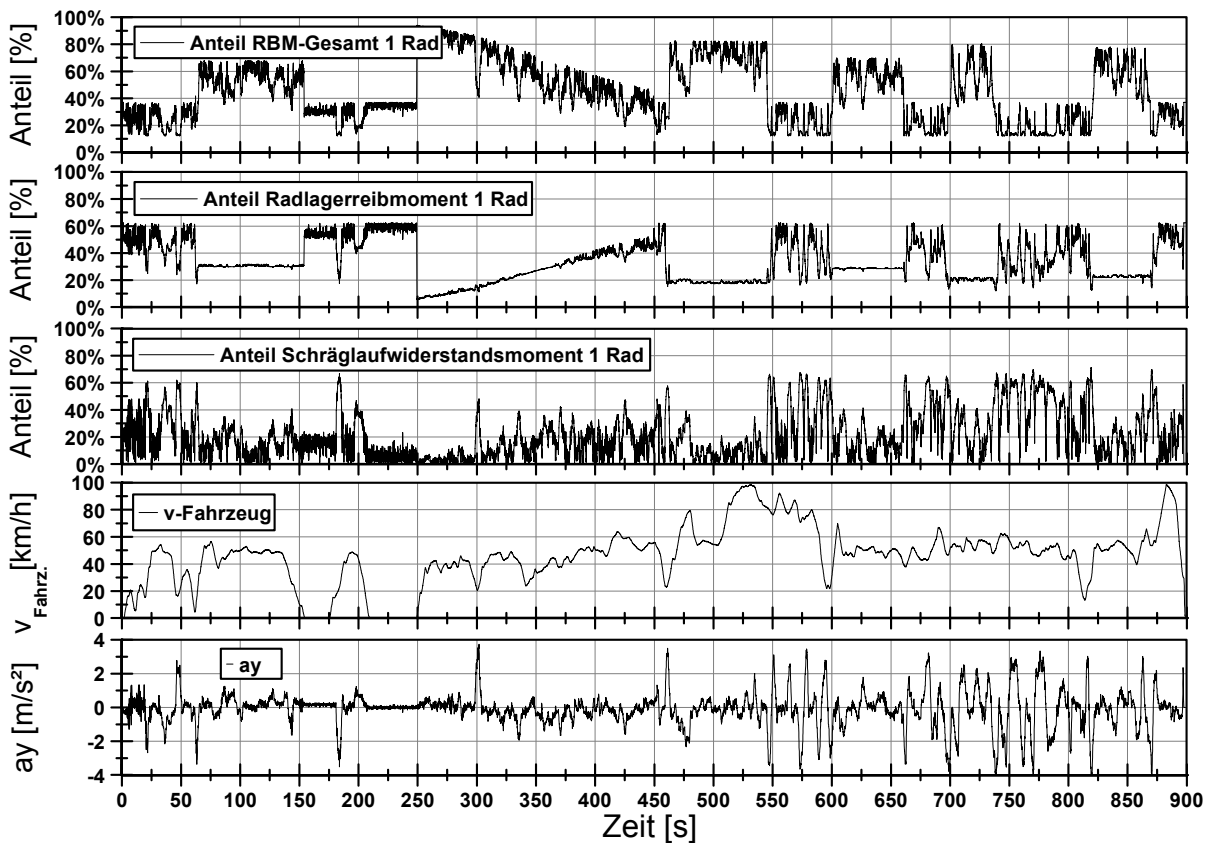


Abbildung 158: Anteile der einzelnen Radwiderstände am Gesamtradwiderstand

12.11 Festlegung der Einrichtbedingungen eines RBM-Untersuchungszyklus

Tabelle 16: Ablauf des Einrichtbetriebes der RBM-Untersuchungszyklen

1.	Montage des Sattels mit Messbrücke; Einstellen der Sensorik auf Initialabstand mit Fühlerlehre
2.	Dichtigkeitstest, 100 bar; Demontage des Sattels, Kolben zurückdrücken, 5 bar Anlegedruck
3.	Montage der Testbrems Scheibe, "Abschleifen" des Scheibenschutzlackes durch 5 Bremsungen, 4 x 10 bar, 50 - 0 km/h, 1 x Bremsung 20 bar
4.	Aufnahme einer Initial-DTV/RO-Scheibenvermessung
5.	Einstellen des RO auf $45 \mu\text{m} \pm 5 \mu\text{m}$
6.	Bremsungen 3 x 80 km/h mit 20 bar
7.	Aufnahme einer 2. DTV/RO-Scheibenvermessung (gegebenenfalls Wiederholung ab Punkt 5 bei festgestellter RO-Veränderung)

12.12 Prüfablauf

Tabelle 17: Prüfablauf des RBM-Untersuchungszyklus

Nr.	Prozedur	V_{init} [km/h] ([U/min])	V_{end} [km/h] ([U/min])	z [g]	Intervall [s]	Mess- dauer	T_{init}	T_{end}	F_y	Anzahl Brem- sungen
A	onbrake- Phase	50 (406)	2,4 (20)	0,25	offen	-	\leq 35°C	\leq 200°C	nein	30
B	RBM- Messung	20 (162)	-		-	15 s	\leq 35°C	Offen	nein	-
C	DTV- Messung	7,4 (60)	-		-	720°	\leq 35°C	offen	nein	-
D	Offbrake- Phase	100 (811)	90 (730)	0,35	900	-	\leq 35°C	offen	ja	20
E	RBM- Messung	20 (162)	-		-	15 s	\leq 35°C	Offen	nein	-

ein Zyklus = A-E, insgesamt 16 Zyklen

12.13 Definition der Sensorbezeichnung

Tabelle 18: Zuordnung der Bewegungssensoren

Sensorname Mess- wernerfassung	Abk.	Beschreibung
Slidepin-o	S-o	Slidepinsensor Auslauf
Slidepin-u	S-u	Slidepinsensor Einlauf
Kolben-E	K-E	Kolbensensor innen, Einlauf
Kolben-A	K-A	Kolbensensor innen, Einlauf
Kolben-M	K-M	Kolbensensor außen, mittig
Finger-E	F-E	Fingersensor innen, Einlauf
Finger-A	F-A	Fingersensor innen, Auslauf
Finger-M	F-M	Fingersensor außen, mittig
Stirn-a	SA	Stirnseitiger, äußerer Scheibensensor
Stirn-i	SI	Stirnseitiger, innerer Scheibensensor

Topf-a	TA	Topfseitiger, äußerer Scheibensensor
110 Topf-i	TI	Topfseitiger, innerer Scheibensensor
115 Runout FS	SA _{SL}	Stirnseitiger, äußerer Scheibensensor, schwenklagerfest (SL)

12.14 Messmittel- und Sensorkonfiguration

Sensortyp	Sensorbeschreibung	Sensorname in DAQ	MB [...]
Momentenmesswelle Schenck	Bremsmoment	03 Moment	± 4 kNm
Momentenmesswelle ETH DRFL-II-30-n	Reibmoment / RBM	RBM_1	± 30 Nm
Drucksensor Kistler	Druck Radbremszylinder	02 Druck RBZ	0 - 210 bar
Drucksensor hochauflösend Kulite ETL-173-190 M - 5 bar	Druckschwankungen bei RBM	Druck-fein	0 - 5 bar
Inkrementaler Drehzahlsensor	Prüfstandsrehzahl	04 Drehzahl	0 - 2000 U/min
Linearpotentiometer	Messung HBZ-Weg	00 Weg HBZ	0 - 50 mm
Thermoelement Typ K	Temperatur topfseitig schleifend	17 Temp. schleifend/ Topf	0 - 1100°C
Thermoelement Typ K	Temperatur Stirnseitig schleifend	16 Temp. schleifend/ Stirn	0 - 1100°C
Kapazitiver Sensor Micro Epsilon CS1	Sattel Slidepin Auslauf	100 Slidepin-o	0 - 2 mm
Kapazitiver Sensor Micro Epsilon CS1	Sattel Slidepin Einlauf	101 Slidepin-u	0 - 2 mm
Kapazitiver Sensor Micro Epsilon CS05	Belagbewegung Kolbenseite Einlauf	102 Kolben-E	0 - 0,5 mm
Kapazitiver Sensor Micro Epsilon CS05	Belagbewegung Kolbenseite Auslauf	103 Kolben-A	0 - 0,5 mm
Kapazitiver Sensor Micro Epsilon CS1	Belagbewegung Kolbenseite Mitte (Belagebene)	104 Kolben-M	0 - 0,5 mm
Kapazitiver Sensor Micro Epsilon CS05	Belagbewegung Fingerseite Einlauf	105 Finger-E	0 - 1 mm
Kapazitiver Sensor Micro Epsilon CS05	Belagbewegung Fingerseite Auslauf	106 Finger-A	0 - 2 mm
Kapazitiver Sensor Micro Epsilon CS1	Belag Fingerseite Mitte (3D-Erfassung)	107 Finger-M	0 - 0,5 mm
Kapazitiver Sensor Micro Epsilon S600/601	RO Bremsscheibe Stirnseite, äußerer Radius	111 Stirn-a	0 - 1 mm
Kapazitiver Sensor Micro Epsilon S600/601	RO Bremsscheibe Stirnseite, mittlerer Radius	112 Stirn-m	0 - 1 mm
Kapazitiver Sensor Micro Epsilon S600/601	RO Bremsscheibe Stirnseite innerer Radius	113 Stirn-i	0 - 1 mm
Kapazitiver Sensor Micro Epsilon S600/601	RO Bremsscheibe Topfseite äußerer Radius	108 Topf-a	0 - 1 mm
Kapazitiver Sensor Micro Epsilon S600/601	RO Bremsscheibe Topfseite mittlerer Radius	109 Topf-m	0 - 1 mm
Kapazitiver Sensor Micro Epsilon S600/601	RO Bremsscheibe Topfseite innerer Radius	110 Topf-i	0 - 1 mm
Kapazitiver Sensor Micro	RO Bremsscheibe Stirnseite,	115 Runout FS	0 - 1 mm

Epsilon CS1	Befestigung am Schwenklager, 12.00 Uhr Position		
Thermoelement Typ-K	Lagertemperatur Seitenkraft- zeugung	26 Temp. eingeschlagen. / Stirn	0 - 1000°C
Kraftsensor Seitenkraft HBM U2B 5 KN	Ermittlung der aufgebrauchten Seitenkraft	114 Seitenkraft	-5 - 5 kN
Pyrometer Micro Epsilon CTF-SF-10- C3	Stirnseitige Scheibentemperatur (Reibring außen Stirnseite)	118 T-Pyrometer	0 - 600°C (auf 300°C eingest- stellt) Abstand zum Messobjekt 12 mm, mit Vor- satzlinse (CF- Optik) D:S = 1,5:1
Triangulationslasersensor optoNCDT ILD1700-2LL	Messung RO nichtverschleiß- ender Radius der Scheibe Topf außen	116-Laser-Master-Topf-a	-1000 - 1000 µm bei Messabstand 24 mm zum Messobjekt
Triangulationslasersensor optoNCDT ILD1700-2LL	Messung RO nichtverschleiß- ender Radius der Scheibe Topf innen	117-Laser-Slave-Topf-i	-1000 - 1000 µm bei Messabstand 24 mm zum Messobjekt
Hallsensor	Anzeige einer Umdrehung der Prüfstandswelle, Starttrigger	Hall	Highpeak 1 Lowpeak 0
Kupplungssignal	Anzeige des Zustands Geschlos- sen/Offen	Kupplung	Highpeak 1 Lowpeak 0
Seilzugpotentiometer SP2-25	Messung des Torsionswinkels an der Scheibe		0 - 635 mm

* auf Umgebungsdruck eingestellt, so dass momentaner Atmosphärendruck angezeigt wird
(zum Zeitpunkt des Einbaus)

** für Winkelmessung auf Außenrand Bremsscheibe

ERKLÄRUNG GEMÄß ANLAGE 1 DER PROMOTIONSORDNUNG

Ich versichere, dass ich die vorliegende Arbeit ohne unzulässige Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe. Die aus anderen Quellen direkt oder indirekt übernommenen Daten und Konzepte sind unter Angabe der Quelle gekennzeichnet.

Bei der Auswahl und Auswertung von im Rahmen der Dissertation verwendeten Materialien haben mir die nachstehend aufgeführten Personen im Rahmen der Anfertigung von studentischen Arbeiten unentgeltlich geholfen:

1. Sebastian Schneider (Detaillierte Analyse der Restbremsmomente von Radbremsen, Diplomarbeit, Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, Technische Universität Ilmenau, 2011)
2. Adrian Getschmann (Entwicklung eines kombinierten FE-/MKS-Modells einer Radbremse, Masterarbeit; Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, Technische Universität Ilmenau, 2010)
3. Martin Engel (Modifizierung eines neuartigen piezoelektrischen Kraftmesssystems mit applikativer Umsetzung an PKW-Scheibenbremsen, Diplomarbeit; Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik, Technische Universität Ilmenau, 2010)

Weitere Personen waren an der inhaltlich-materiellen Erstellung der vorliegenden Arbeit nicht beteiligt. Insbesondere habe ich hierfür nicht die entgeltliche Hilfe von Vermittlungs- bzw. Beratungsdiensten (Promotionsberater oder anderer Personen) in Anspruch genommen.

Niemand hat von mir unmittelbar oder mittelbar geldwerte Leistungen für Arbeiten erhalten, die im Zusammenhang mit dem Inhalt der vorgelegten Dissertation stehen. Die Arbeit wurde bisher weder im In- noch im Ausland in gleicher oder ähnlicher Form einer Prüfungsbehörde vorgelegt.

Ich bin darauf hingewiesen worden, dass die Unrichtigkeit der vorstehenden Erklärung als Täuschungsversuch angesehen wird und den erfolglosen Abbruch des Promotionsverfahrens zu Folge hat.

Ilmenau, 8. Dezember 2011

THESEN

1. Das Restbremsmoment (RBM) ist eine konstruktionsbedingte Eigenschaft von axial zugespannten Bremsen und hat insbesondere Auswirkungen auf das Geräuschverhalten, den (partiellen) Bremsscheibenverschleiß (DTV) und die CO₂-Emission durch höheren Bewegungsenergiebedarf des Fahrzeugs.
2. Da noch keine systematischen Untersuchungen des RBMs bekannt sind, ist es notwendig, neue methodische Ansätze zur Einflussgrößenanalyse anzuwenden.
3. Diese beziehen sich auf die Betrachtung der dynamisch geometrischen Bedingungen und der (dynamischen) Zuspännkraftverteilungen. Für die Untersuchung dieser beiden Einflussgrößen wurden entsprechende Messsysteme erarbeitet.
4. Die geometrischen Bedingungen während des Betriebes der Radbremse (Lüftspiel zwischen Belag und Scheibe, beanspruchungsbedingte Lageänderung der Komponenten) stellen einen großen Einflussfaktor auf das RBM dar. Durch deren Erfassung lassen sich Rückschlüsse auf das wirksame RBM ziehen.
5. Die besonderen Anforderungen an ein entsprechendes Messsystem sind die schnelle und hochgenaue Aufnahme der geometrischen Bedingungen der Bremskomponenten im μ -Bereich. Aus punktuellen Aufnahmen des axialen Bewegungsverhaltens lassen sich auch Rückschlüsse auf das Verhalten im Raum ziehen.
6. Mit dem Messsystem kann das dynamische und statische Lüftspiel und die axiale Lage der betreffenden Bremskomponenten aufgenommen werden.
7. Das RBM weist eine hohe zeitliche Abhängigkeit in Bezug auf die Beanspruchungshistorie auf. Diese ist wiederum einhergehend mit den sich aus den zyklischen Betriebsbedingungen der Radbremse ableitenden Parametern, d. h. vorhergehender RBZ-Druck (Verzögerung), Scheibentemperatur (Reibleistung), dynamischer RO der Scheibe, etc..
8. Das RBM kann eine hohe Abhängigkeit bezüglich der Zuordnung der axiale Auslenkung (Scheibe/Belag) aufweisen. Diese muss getrennt bezüglich der Reibseiten betrachtet werden. Daher ist für die Bewertung der konstruktiven Eigenschaften der Radbremse auf das RBM die Betrachtung des RBM-Verlaufes über einer Scheibenumdrehung erforderlich. Für die Ermittlung der Auswirkungen der Reibverluste ist der integrierte Signalverlauf des RBMs zu ermitteln.
9. Die Kontaktbedingungen zwischen Belag und Scheibe beeinflussen das Reibmoment zwischen Belag und Scheibe und sind durch eine Art Mikroselbstverstärkung geprägt. Ein verstärkter einlaufseitiger (auflaufender) Kontakt bewirkt höhere Reibmomente als ein entsprechender auslaufseitiger (ablaufender) Kontakt.
10. Mit einem Kraftmesssystem auf Basis von piezokeramischen Sensoren lassen sich die Kraftschwankungen und die Kraftverteilung auf dem Belag bestimmen.

-
11. Die Besonderheit des entwickelten Kraftmesssystems liegt in der extrem hohen kraftseitigen und geometrischen Auflösung. Damit ist dieses Messsystem auch für weitere Eigenschaftsuntersuchungen an der Radbremse einsetzbar.
 12. Zur Abbildung der realen Fahrsituationen ist es erforderlich, die Auswirkung geometrischer Fahrwerksveränderung infolge querdynamischer Effekte zu betrachten. Dafür wurde ein Prüfstandsetup für den Schwungmassenprüfstand entwickelt und erfolgreich eingesetzt. Die Untersuchungen zeigen eine signifikante Relevanz in der Korrelation zwischen Seitenkräften und RBM.
 13. Ein kombiniertes FEM-MKS Modell wurde entwickelt und mithilfe von experimentellen Untersuchungen erfolgreich validiert. Es erlaubt die gezielte Parametervariation und ist damit ein wertvolles Entwicklungswerkzeug.
 14. Mit einem validierten Verbrauchssimulationsmodell lassen sich für die dynamischen RBMe und auch weitere Einflussgrößen die Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch bzw. die CO₂-Emission ermitteln.