

Potenzial der Selbstverstärkung und einer nicht konstanten Getriebekennung  
zur Verminderung der Leistungs- und Energieaufnahme einer elektromechanischen  
Radbremse

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

D i s s e r t a t i o n

vorgelegt von  
Dipl.-Ing. Uwe Dausend  
aus Roßdorf

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

Mitberichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Rainer Nordmann

Tag der Einreichung: 22. Dezember 2005

Tag der mündlichen Prüfung: 25. April 2006



## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugtechnik (*fzd*) der Technischen Universität Darmstadt.

Herrn Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner, dem Leiter des Fachgebiets Fahrzeugtechnik, möchte ich besonders danken für die Betreuung meiner Arbeit. Seine vielen wertvollen Hinweise und Anregungen sowohl fachlich als auch didaktisch trugen wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit bei. Er hatte jederzeit ein offenes Ohr für meine Anliegen, und die offene, kollegiale und engagierte Zusammenarbeit mit ihm habe ich sehr geschätzt.

Mein Dank gilt Herrn Prof. em. Dr.-Ing. Bert Breuer, dem ehemaligen Leiter des Fachgebiets Fahrzeugtechnik, der mir die wissenschaftliche Arbeit an seinem Fachgebiet ermöglichte und mir damit großes Vertrauen entgegen brachte. Er hat nicht nur über seine Vorlesung die Begeisterung der Fahrzeugtechnik in mir geweckt. Seine kompetente fachliche Begleitung und die gewährte Selbstständigkeit bildeten eine gute Basis.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Rainer Nordmann (Leiter des Fachgebiets Mechatronik und Maschinenakustik) möchte ich herzlich für die freundliche und unkomplizierte Übernahme des Korreferats danken.

Der Continental Teves AG & Co. oHG danke ich recht herzlich für die Finanzierung meiner beiden Forschungsprojekte. Besonders erwähnen möchte ich auch die fachlichen Diskussionen mit Herrn Georg Halasy-Wimmer und seinen Mitarbeitern, aus denen viele wertvolle Impulse und Anregungen für meine Arbeit hervor gingen. Herrn Stefan J. Schmitt danke ich überdies sehr für die Unterstützung bei den Simulationen.

Die Zeit bei *fzd* hat mich sehr geprägt. Besonders erwähnenswert ist die einzigartige kollegiale Atmosphäre, in der nicht nur viele fachliche Diskussionen geführt wurden, sondern vor allem das Menschliche im Vordergrund stand. Ebenso die Fachkompetenz und Verlässlichkeit aller Kollegen, einschließlich des Sekretariats und der mechanischen Werkstatt von Herrn Robert Korndörfer, führten zu einer engen Bindung zu *fzd* auch über meine Zeit dort hinaus. Hervorheben möchte ich besonders die herzliche Zusammenarbeit mit meinem geschätzten Freund und Kollegen Martin Semsch, der mir jederzeit sowohl fachlich als auch menschlich mit Rat und Tat zur Seite stand und wie kein zweiter es verstand, meinen Blick auf das Wesentliche zu lenken.

Meine Eltern haben mir meine Ausbildung ermöglicht und damit die entscheidenden Grundsteine gelegt. Mit dieser Arbeit möchte ich mich bei ihnen dafür bedanken.

Vielen Dank an meine liebe Frau Heike, die durch die Übernahme aller Lasten gerade in der Endphase meiner Arbeit mir den nötigen Freiraum geschaffen hat, den ich für die Erstellung meiner Arbeit nutzen konnte.

Ein großes Dankeschön geht an Ingo Buchenau, Michael Fischer, Jens Fronemann, Heiko Hahnebuth, Mathias Helm, Karim Henein, Matthias Jörg, Thorsten Koch, Christoph Krohn, Björn Luckhardt, Christoph Neudörffer, Daniel Sabathil, Markus Schmidt, Roland Schneefuß, Ralf Schroth, Marcus Schumann, Frédéric Spetler, Zhiyuan Wang und Ingo Weber, die im Rahmen ihrer studentischen Arbeiten sehr engagiert und ambitioniert mitgeholfen haben und damit viele Bausteine dieser Arbeit liefern konnten.

# Inhalt

Abkürzungen.....	VIII
Formelzeichen und Indizes .....	IX
1 Einleitung.....	1
1.1 Motivation und Zielsetzung .....	2
1.2 Methodik .....	4
2 Elektromechanische Bremssysteme.....	5
2.1 Funktion .....	5
2.2 Aufbau.....	6
2.2.1 Betätigung.....	6
2.2.2 Radbremse .....	7
2.2.3 Regelung.....	8
2.2.4 Ausführungsbeispiele .....	8
2.3 Hybride elektrische Systeme.....	10
2.3.1 Elektrische Parkbremse .....	10
2.3.2 Hybrid-Bremssystem.....	12
2.4 Entwicklungstendenzen.....	14
2.5 Fazit.....	18
3 Theoretische Betrachtung des Systems Radbremse .....	20
3.1 Reibteil .....	21
3.2 Elektromechanischer Wandler .....	28
3.3 Getriebe .....	31
3.3.1 Gesamtübersetzung.....	32
3.3.2 Aufteilung der Gesamtübersetzung .....	32
3.3.3 Schaltbare Übersetzungsstufen.....	33
3.3.4 Übersetzungsverlauf.....	34
3.3.5 Fazit.....	35
3.4 Gesamtsystem.....	35
3.5 Fazit.....	42
4 Eingesetzte Forschungswerkzeuge .....	43
4.1 Simulationsmodell.....	43
4.1.1 Aufbau .....	43

---

4.1.2	Regelung .....	45
4.1.3	Validierung .....	46
4.1.4	Bewertung des Modells.....	48
4.2	<i>fzd</i> -Rollenprüfstand.....	49
4.2.1	Messtechnik .....	50
4.2.2	Bremsenregler .....	51
4.3	Radbremse mit nichtlinearer Getriebekennung .....	54
4.3.1	Anforderungen .....	54
4.3.2	Konzept.....	56
4.3.3	Nachstellvorrichtung.....	59
4.3.4	Konstruktion .....	60
4.3.5	Sensorik.....	64
4.4	Radbremse mit Selbstverstärkung .....	65
4.4.1	Konstruktion .....	66
4.4.2	Sensorik.....	67
4.5	Fazit .....	67
5	Untersuchungen.....	69
5.1	Nichtlineares Getriebe .....	69
5.1.1	Statische Versuche .....	69
5.1.2	Dynamische Versuche .....	73
5.2	Selbstverstärkung.....	76
5.2.1	Energetische Betrachtung .....	77
5.2.2	Betrachtung der Kräfte.....	83
5.2.3	Dynamik.....	88
5.2.4	Regelbarkeit .....	88
5.3	Vergleich der Lösungswege .....	91
5.4	Fazit .....	93
6	Diskussion der Ergebnisse und Ausblick.....	96
6.1	Diskussion.....	96
6.2	Übertragbarkeit.....	99
6.3	Ausblick.....	100

---

7	Zusammenfassung .....	102
8	Anhang.....	104
8.1	Parameter für die Validierung.....	104
8.2	Parameter für den Getriebevergleich.....	105
9	Literatur .....	107
9.1	Betreute studentische Arbeiten.....	120
9.2	Eigene Veröffentlichungen .....	122

## Abkürzungen

ABS	Anti-Blockier System
ACC	Adaptive Cruise Control
ASR	Antriebsschlupf-Regelung
BA	Bremsassistent
BBA	Betriebsbremsanlage
CAN	Controller Area Network
DAP	Data Acquisition Processor
DFG	Deutsche Forschungsgemeinschaft
DMS	Dehnungs-Messstreifen
EBS	Elektronisches Bremssystem
EBV	Elektronische Bremskraftverteilung
ECE	Economic Commission for Europe
ECU	Electronic Control Unit
EHB	Elektrohydraulisches Bremssystem
EMB	Elektromechanisches Bremssystem
EPB	Elektrische Parkbremse
ESP <sup>®</sup>	Elektronisches Stabilitätsprogramm
FBA	Feststellbremsanlage
FDR	Fahrdynamik-Regelung
FG	Freiheitsgrad
<i>fzd</i>	Fahrzeugtechnik Darmstadt, Fachgebiet der TU Darmstadt
Fzg	Fahrzeug
HBA	Hilfsbremsanlage
HCU	Hydraulic Control Unit
KGT	Kugelgewindetrieb
Pkw	Personenkraftwagen
RGT	Rollengewindetrieb
SMP	Schwungmassenprüffeld der Continental Teves AG & Co. oHG in Frankfurt/Main
StVZO	Straßenverkehrs-Zulassungsordnung
THZ	Tandem-Hauptzylinder
TU	Technische Universität

## Formelzeichen und Indizes

$a$	abstütz~	
$a$	Verzögerung	[m/s <sup>2</sup> ]
$b$	Beschleunigungs~	
$B$	Bremse, Brems	
$Bet$	Betätigungs~	
$C^*$	innere Übersetzung	[-]
$c$	Steifigkeit	[N/m]
$dyn$	dynamisch	
$E^*$	energetischer Bremsenkennwert	[-]
$E$	Energie	[Ws] oder [Nm]
$F$	Kraft	[N]
$Fzg$	Fahrzeug~	
$ges$	gesamt	
$i$	Übersetzung	[-]
$Keil$	Keil~	
$kin$	kinetisch	
$K_T$	Motorkonstante	[Nm/A]
$m$	Masse	[kg]
$M$	Moment	[Nm]
$M$	Motor	
$N$	Normal	
$P$	Leistung	[W]
$r$	Radius	[m]
$r_0$	Nockengrundradius	[m]
$r_{dyn}$	dynamischer Reifenhalmmesser	[m]
$reib$	reib~	
$r_W$	wirksamer Reibradius	[m]
$s$	Weg	[m]
$\dot{s}, v$	Geschwindigkeit	[m/s]
$Sp$	Spann~	
$SV$	Selbstverstärkung	
$t$	Zeit	[s]
$U$	Umfangs~	

---

$W$	Arbeit	[Nm]
$z$	Abbremsung	[%]
$z$	Zusatz~	
$\Theta$	Massenträgheitsmoment	[kgm <sup>2</sup> ]
$\Psi$	dynamische Hinterachslast bezogen auf die Gesamtgewichtskraft	[-]
$\alpha, \beta$	Winkel	[°]
$\varepsilon$	Steigungswinkel des Nockens	[°]
$\eta$	Wirkungsgrad	[-]
$\varphi$	Drehwinkel	[°] oder [rad]
$\dot{\varphi}, \omega$	Winkelgeschwindigkeit	[rad/s]
$\ddot{\varphi}$	Winkelbeschleunigung	[rad/s <sup>2</sup> ]
$\mu$	Reibwert	[-]
$\mu_{Keil}$	Reibwert in der Lagerung des Abstützkeils	[-]
$\mu_{Nocken}$	Reibwert zwischen Nocken und Kniehebel	[-]
$\rho$	relative Häufigkeit	[-]
$\tau$	Anteil der Brems- an der Fahrzeit	[%]
$\omega_{Rad}$	Winkelgeschwindigkeit des Rads	[1/s]
$\zeta$	Ausnutzungsgrad der Motorleistung	[-]

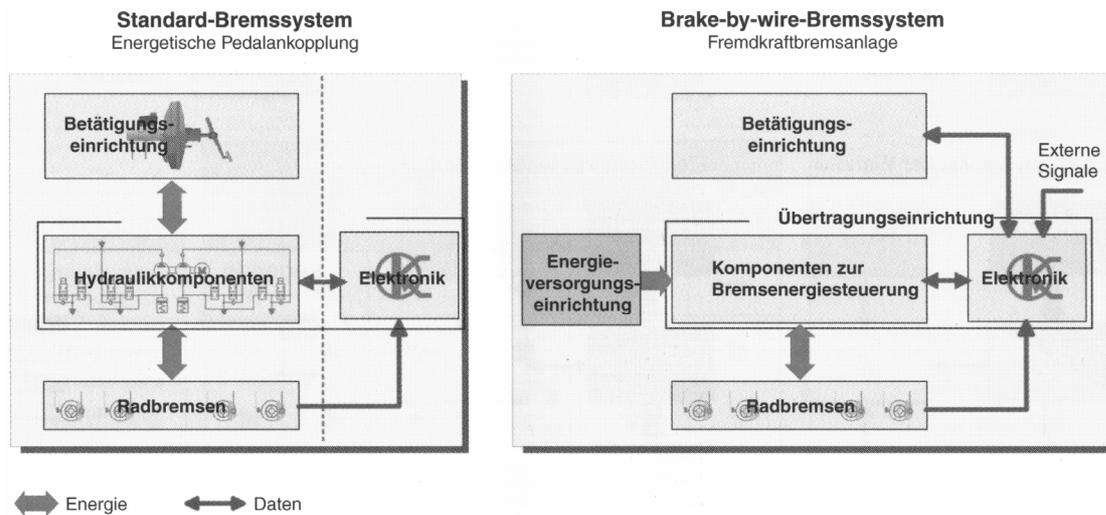
# 1 Einleitung

Mit der Serieneinführung des ABS 1978 begann durch die Regelbarkeit des Bremsmoments die Funktionserweiterung der Bremsanlage nicht nur zur Verkürzung der Brems- und Anhaltewege [173], sondern auch zur Aufrechterhaltung der Fahrstabilität des Fahrzeugs während einer Vollbremsung. Während das ABS ausschließlich bei einer vom Fahrer vollführten Bremsung aktiv ist, erzeugen die weiterentwickelten Regelsysteme (ASR, ESP, ACC, ...) auch ohne einen expliziten Bremswunsch des Fahrers ein Bremsmoment [23]. Letztere erfordern nicht nur zusätzliche Sensoren für die Überwachung des aktuellen Fahrzustands und der Vorgaben des Fahrers, sondern auch Aktoren, die die zur achsweisen oder radselektiven Betätigung der Bremse benötigte Energie bereitstellen [33]. Nur Systeme mit möglichem zentralem Eingriff (ACC) können auch auf die Energie zurückgreifen, die dem Fahrer zur Unterstützung seiner Fußkraft bereitgestellt wird (Bremskraftverstärker) [26].

Parallel zu der Funktionserweiterung erlangt die Schnittstelle zum Fahrer eine immer größere Bedeutung, da der Fahrer während des Bremsenfremdeingriffs unterschiedliche Rückmeldungen bekommt – vom pulsierenden Bremspedal während der ABS-Regelung bis hin zu variierender Pedalkennung und „kurzem“ Pedal im Fall des Einbremsens während eines aktiven ESP- oder ACC-Bremseneingriffs. Darüber hinaus verändern beispielsweise der Beladungszustand des Fahrzeugs oder der Zustand der Radbremsen (Fading) die Bremspedalkennung, in deren Gestaltung sehr viel Entwicklungsaufwand einfließt [12], [33].

Um weitere Freiheitsgrade bei der Fahrer/Fahrzeug-Schnittstelle zu erhalten, bietet sich der Einsatz einer Fremdkraft-Bremsanlage an (**Bild 1–1**), bei der der Fahrer energetisch von der Bremsanlage getrennt ist. Eine Möglichkeit der Realisierung beschreibt das elektrohydraulische Bremssystem EHB [64]. Diese Bremse nutzt die hydraulische Infrastruktur im Fahrzeug für die Energieübertragung und bietet daher eine hydraulische Rückfallebene für einen Fehlerfall in der Betriebsbremsanlage. Die Betätigungsenergie wird von einem hydraulischen Druckspeicher bereitgestellt, der von einer elektrischen Pumpe aufgeladen wird [45]. Obwohl die Hydraulik den Vorteil bietet, dass die Energie an beliebiger Stelle im Fahrzeug gewandelt, gespeichert und mit einem sehr guten Wirkungsgrad an die Radbremsen weitergeleitet werden kann, stellt der Einsatz von Bremsflüssigkeit einen Nachteil dar, da die Bremsanlage bei der Pkw-Produktion befüllt und

entlüftet sowie die Bremsflüssigkeit in regelmäßigen Abständen erneuert werden muss [26].



**Bild 1–1:** Bremssystemvergleich [13]

Eine weitere Möglichkeit zur Realisierung einer Fremdkraftbremsanlage ist die elektromechanische Bremse EMB, die die Betätigungsenergie an jedem Rad erzeugt. Der funktionelle Aufbau ist denkbar einfach und besteht neben Regler und Kabel für den Energie- und Signalfloss aus den wenigen Baugruppen

- zentrales Steuergerät,
- Betätigungseinheit,
- Energieversorgung,
- Radbremsen. [33]

Gegenüber der EHB benötigt die EMB keine Bremsflüssigkeit und kommt somit der Einfachheit bei Montage und Wartung entgegen. Bei allen bekannten Prototypen ist der Antrieb der Radbremse durch einen rotatorischen Elektromotor realisiert, der sowohl in Spann- als auch in Löserichtung gleich große Kräfte aufbringen kann. Dadurch lässt sich die Kraftabbaugeschwindigkeit gerade bei kleinen erforderlichen Bremsmomenten gegenüber der hydraulischen Bremse erhöhen [13] und die Bremse darüber hinaus beispielsweise aktiv lüften, wodurch Verschleiß und Restbremsmomente minimiert werden [33].

## 1.1 Motivation und Zielsetzung

Bei der EMB wird die Betätigungsenergie bei jeder Betätigung der Bremse unmittelbar aus der im Bordnetz des Fahrzeugs gespeicherten elektrischen Energie umgesetzt. Der

hohe Energieumsatz in Verbindung mit einem schnellen Spannkraftaufbau führt zu einer hohen Leistungsanforderung an die Radbremse, die ebenfalls im elektrischen System des Fahrzeugs vorgehalten werden muss.

Der Aktor hat beim Zuspinnen der Bremse die Aufgaben, zu Beginn das Lüftspiel hoch dynamisch zu überwinden (entspricht einer Optimierung auf Geschwindigkeit), daran anschließend eine hohe Spannkraft aufzubauen (entspricht einer Optimierung auf Kraft) und diese dann auch statisch zu halten (entspricht einer Optimierung des Energieverbrauchs). Da aber gerade der Elektromotor zur Bremsenbetätigung diesem Anforderungsprofil nicht entspricht, muss mittels eines mechanischen Getriebes eine Anpassung der Motorcharakteristik an die Bremsenanforderungen erfolgen. Die Erfüllung dieser Aufgaben führt bei der klassischen Auslegung eines EMB-Aktors, d.h. mit einem konstant übersetzenden Getriebe, zu einem Zielkonflikt hinsichtlich der Auslegung des Motors [16]. Die Parameter maximales Motormoment, Leerlaufdrehzahl und Getriebeübersetzung können zur Einhaltung der statischen und dynamischen Anforderungen nicht unabhängig von einander gewählt werden. Der Zielkonflikt kann nur dadurch gelöst werden, dass ein hinsichtlich seiner maximalen Leistungsabgabe überdimensionierter Motor zum Einsatz kommt. Die tatsächlich installierte Motorleistung liegt dann deutlich über der vom Verbraucher geforderten Leistungsabgabe. Das impliziert ein Optimierungspotenzial bei der Getriebeauslegung, die Kennlinien des Verbrauchers und des Wandlers aufeinander anzupassen, um weitere Freiheitsgrade bei der Gestaltung der Eigenschaften der Radbremse zu erhalten. Ein Ziel der Arbeit ist daher die Auslegung eines geeigneten Getriebes sowie die Abschätzung des Potenzials hinsichtlich der Reduktion von Leistungs- und Energieaufnahme des elektrischen Wandlers.

Darüber hinaus sind Ansätze bekannt, über eine Erhöhung der inneren Übersetzung der Bremse die Betätigungsenergie zu reduzieren [132], [133]. Das aus der Trommelbremse bekannte Prinzip der Selbstverstärkung [78] wird auf die Scheibenbremse übertragen und ist durch den Einsatz von Mechatronik in deutlich weiteren Grenzen nutzbar als in herkömmlichen hydraulischen Systemen. Da die zum Einsatz kommenden elektromechanischen Wandler sowohl in Spann- als auch in Löserichtung gleich große Momente aufbringen können, ist die Selbstverstärkung bei entsprechender konstruktiver Gestaltung auch in den bisher kritischen Bereichen nutzbar, die in passiven Systemen zur Selbsthemmung führen. Während in den hydraulisch betätigten Radbremsen die Auslegungsgrenze bei der Radblockade liegt, kann diese Grenze mit elektrischen Bremsen überschritten werden, wodurch sich der Lösungsraum für die Auslegung der Selbstver-

stärkung in einem mechatronischen System vergrößert. Die Beschreibung des Potentials der Selbstverstärkung unter Einbeziehung des vergrößerten Lösungsraums ist eine Zielsetzung der vorliegenden Arbeit. Daraus ergeben sich die weiteren Ziele, die die Bestimmung von Auslegungskriterien für die Höhe der Selbstverstärkung sowie die Möglichkeiten ihrer optimalen Nutzung umfassen.

## 1.2 Methodik

Nach der Vorstellung des Stands der Technik in Kapitel 2 wird das System Radbremse, auf das sich die Betrachtungen innerhalb des Gesamtsystem EMB im Fahrzeug beschränken, auf funktionaler Ebene vorgestellt und in seinen physikalischen Zusammenhängen beschrieben, mit denen sich theoretische Grenzwerte der Leistungsfähigkeit errechnen lassen (Kapitel 3). Hierzu werden neue Kenngrößen definiert, die es ermöglichen, über die Beschreibung der physikalischen Eigenschaften der einzelnen Teilsysteme (z.B. Leistungsaufnahme des elektrischen Antriebs) hinaus das Gesamtsystem zu bewerten. Daraus werden Thesen abgeleitet, wie sich die Energie- und Leistungsaufnahme der Radbremse reduzieren lässt.

Im darauf folgenden Kapitel werden die Werkzeuge beschrieben, die im Rahmen der Arbeit eingesetzt wurden. Dazu zählen ein Matlab<sup>®</sup> Simulink<sup>®</sup> Modell einer elektrisch betätigten Radbremse, in dem die konstruktiven Parameter und Kennlinien in weiten Grenzen frei wählbar sind, sowie zwei Radbremsen-Prototypen. Die Konstruktion der Radbremsen lehnt sich an die Vorgehensweise nach Pahl/Beitz [131] an, in der zunächst Teilfunktionen definiert und Lösungen ermittelt werden, die über einen morphologischen Kasten zu prinzipiellen Gesamtlösungen kombiniert werden können, um sie dann anhand aufgestellter Kriterien zu beurteilen, zu bewerten und die beste Lösung auszuwählen.

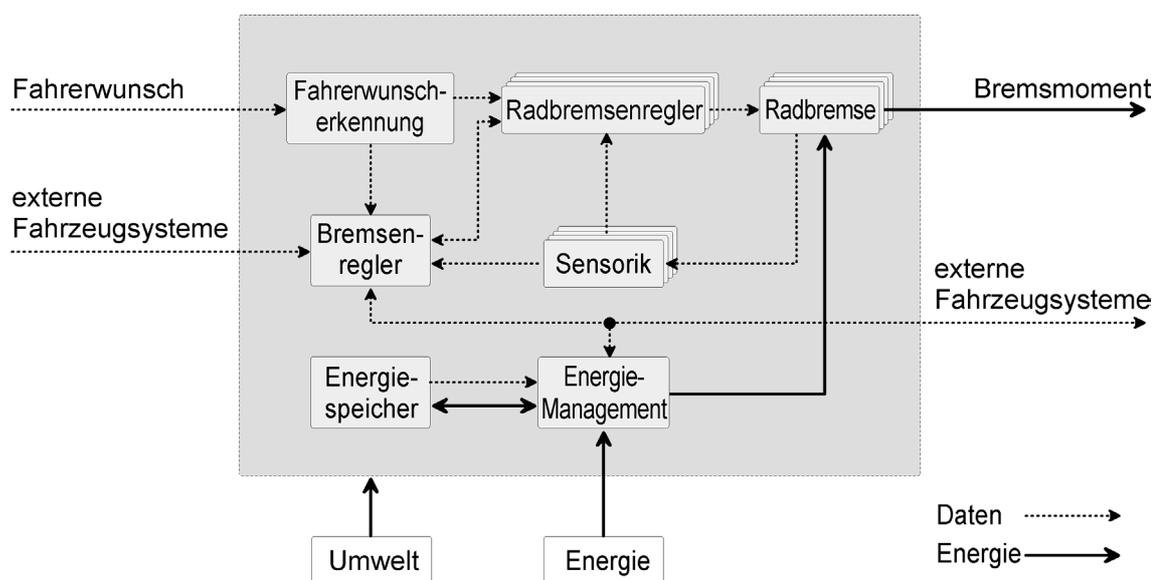
Die Prototypen werden auf dem fachgebietseigenen Rollenprüfstand erprobt, um das Simulationsmodell zu validieren und die Aussagen zu verifizieren. Um gerade bei der Selbstverstärkung das Potenzial über den kritischen Bereich hinaus ausschöpfen zu können, muss dieser Zustand auch regelbar sein, was anhand theoretischer Überlegungen und an einem praktischen Beispiel falsifiziert wird.

## 2 Elektromechanische Bremssysteme

Das Grundprinzip des elektromechanischen Bremssystems EMB liegt in der energetischen Entkopplung des Bremspedals von den Bremsen. Die Kopplung erfolgt ausschließlich auf Signalbasis. Als „trockene“ Fremdkraftbremse verzichtet die EMB dabei vollständig auf den Einsatz pneumatischer oder hydraulischer Energieträger – die Radbremsen werden ausschließlich mit elektrischer Energie versorgt.

### 2.1 Funktion

**Bild 2–1** zeigt eine mögliche Funktionsstruktur eines EMB mit der Darstellung der notwendigen funktionellen Bausteine. Darin ist der energetische Eingang in das Gesamtsystem die elektrische Energie und der Ausgang das Bremsmoment. Umgewandelt wird die Energie von elektrisch in mechanisch im Teilsystem Radbremse.



**Bild 2–1:** Funktionsstruktur eines elektromechanischen Bremssystems, nach [159]

Der Bremsenregler ist die Schnittstelle für den Datenaustausch sowie für die Kommunikation mit externen Systemen und damit auch zuständig für die Regelung des Gesamtsystems. Ein Bremsenwunsch des Fahrers wird von der Fahrerwunscherkennung erkannt und an den Regler genauso weitergeleitet wie ein Verzögerungswunsch oder ein benötigter achs- oder radselektiver Bremseneingriff von anderen Fahrzeugsystemen wie ACC oder ESP.

Zuständig für die Umsetzung der Vorgaben des Bremsenreglers ist der Radbremsenregler, der pro Radbremse einmal vorhanden ist. Dazu benötigt der Regler die Kenntnis der Regelgröße, die er über geeignete Sensorik erhält.

Das Energiemanagement versorgt die Radbremsen zuverlässig mit elektrischer Energie, um dort in mechanische Energie zum Spannen der Bremsen umgeformt zu werden.

## 2.2 Aufbau

### 2.2.1 Betätigung

Um dem Fahrer die gewohnte Schnittstelle zur Verfügung zu stellen, besteht die Betätigung in einem ersten Schritt aus einem „elektronischen“ Bremspedal, das sich aus dem Pedalwegsimulator und Sensoren zur Fahrerwunsch-Erfassung zusammensetzt. Die Pedalweg- beziehungsweise Pedalkraft-Signale werden von der zentralen ECU mit weiteren Signalen und Wünschen von übergeordneten Regelsystemen (zum Beispiel ASR, ESP,...) verarbeitet und in rad-individuelle Bremsenzuspannkraften umgerechnet, Bild 2–1. Die entsprechenden elektrischen Informationen werden über ein zweikreisiges redundantes Bussystem an die Radbremsmodule übertragen. Als wesentlicher Vorteil der EMB gilt die Möglichkeit der freien Gestaltung einer Pedalcharakteristik (Zusammenhang zwischen Pedalkraft, Pedalweg und Fahrzeugverzögerung) ebenso wie die Freiheitsgrade bei der Stellung des Pedals (Neigung) und der relativen Position zum Sitz (Ergonomie) [12]. Das Empfinden, wie Betätigungskraft und -weg sowohl statisch als auch dynamisch miteinander und in Relation zur Verzögerung harmonisieren ist entscheidend für die sichere, effiziente und komfortable Bedienbarkeit der Bremse. Bei EMB lässt sich das Pedalgefühl einstellen und zu einer veränderlichen (adaptiven) oder aktiven Pedalcharakteristik über Software und mit geeigneten Stellgliedern erweitern. Im Gegensatz zur EHB muss das Pedalmodul keine Reservewege für eine hydraulische Rückfallebene vorhalten [45]. Dadurch reduziert sich das Bauvolumen, wodurch sich bei einem Unfall das Eindringen des Pedals in den Innenraum reduziert, und damit die passive Sicherheit erhöht [138].

Ferner existieren Forschungsansätze, die Schnittstelle des Fahrers zur Bremse unter verschiedenen Gesichtspunkten völlig neu zu gestalten, beispielsweise durch aktive Sidesticks [44], mit denen der Fahrer sowohl die Längs- als auch die Querdynamik des Fahrzeugs regeln kann.

Eine weitere Funktion des EMB ist die der Feststellbremse, die eine eigene Betätigungseinrichtung benötigt. Hier kann auf die Erfahrungen der bereits im Markt befindlichen Systeme (elektrische Parkbremse [29], [172]) zurückgegriffen werden.

### 2.2.2 Radbremse

Jedes der vier Radbremsmodule besteht in der Regel aus den Grundkomponenten Reibungsbremse, die als Standardkomponente von der hydraulischen Radbremse übernommen wird, elektromechanischer Aktor, Sensorik und Leistungselektronik (Radbremsen-ECU). Bei herkömmlichen hydraulischen Teilbelagscheibenbremsen wird zwischen Fest- und Schwimmsätteln unterschieden. Im Gegensatz zum Festsattel zeichnet sich die schwimmende Bauform durch eine einseitige Betätigung aus, da durch den im Halter schwimmend gelagerten Bremssattel die Kraft von der Kolbenseite auch auf die Faustseite übertragen wird [125]. Diesem Vorteil bedient sich auch die elektromechanisch betätigte Radbremse, um den Aufwand an notwendiger Aktorik zu minimieren. Eine Ausnahme stellt hier eine Bremse dar, die zwar elektromotorisch angetrieben ist, deren Kraftwandlung allerdings hydraulisch arbeitet. So kann auch die Bremse mit einer lokalen Hydraulik betätigt werden, die in diesem Fall als Festsattel ausgeführt ist [110]. Ersetzt wird der Hydraulikteil durch einen elektromechanischen Aktor. Beim Energie-wandler hat sich aufgrund seiner hohen Leistungsdichte der bürstenlose Gleichstrommotor (DC Brushless Motor [19], [126]) durchgesetzt [3], [13], [40], [143], der elektronisch kommutiert wird.

Über die Anforderungen an die harten Einsatzbedingungen (thermisch, chemisch und mechanisch) hinaus muss der Aktor sicher die maximale Spannkraft erreichen und halten (statische Forderung), und zum anderen sollte der Kraftaufbau und die Kraftmodulation mit einer hinreichenden Dynamik erfolgen (dynamische Forderungen). Daher ist der Abstimmung der Motorkennlinie und der geometrischen Auslegung (Trägheitsmomente) besondere Aufmerksamkeit zu widmen.

Das Getriebesystem stellt die mechanische Verbindung zwischen Aktor und Reibungsbremse dar. Durch den Einsatz eines Elektromotors ist eine Getriebestufe zwingend erforderlich, die die Rotationsbewegung in eine translatorische Zustellbewegung der Beläge umwandelt. Neben Wirkungsgrad, Bauraumbedarf und Steifigkeit bestimmt vor allem die Kennlinie zur Anpassungen der Kennungen von Wandler und Reibbremse die Eignung des Getriebes. Hier bieten sich Getriebe mit nichtlinearen Übersetzungen an, die aber zusätzlich über eine Verschleißnachstellung verfügen müssen, damit sie ihren Arbeitsbereich über der Standzeit nicht verändern [16]. Als praktikable Lösung hat sich

eine Kombination aus Planetengetriebe (rot/rot) und Gewindetrieb (rot/trans) durchgesetzt [3]. Beide stellen eine gute Kombination aus Leistungsdichte und Wirkungsgrad dar. Die Auslegung der Getriebesysteme beeinflusst maßgeblich die erreichbare Zugschubkraft, die Bremsdynamik, die Baugröße und somit auch die Kosten der EMB. Eine kostengünstige Lösung mit nur einstufigem Getriebe konnte bislang aufgrund der divergierenden statischen und dynamischen Anforderungen und der begrenzten Leistungsdichte des Motors noch nicht realisiert werden [33].

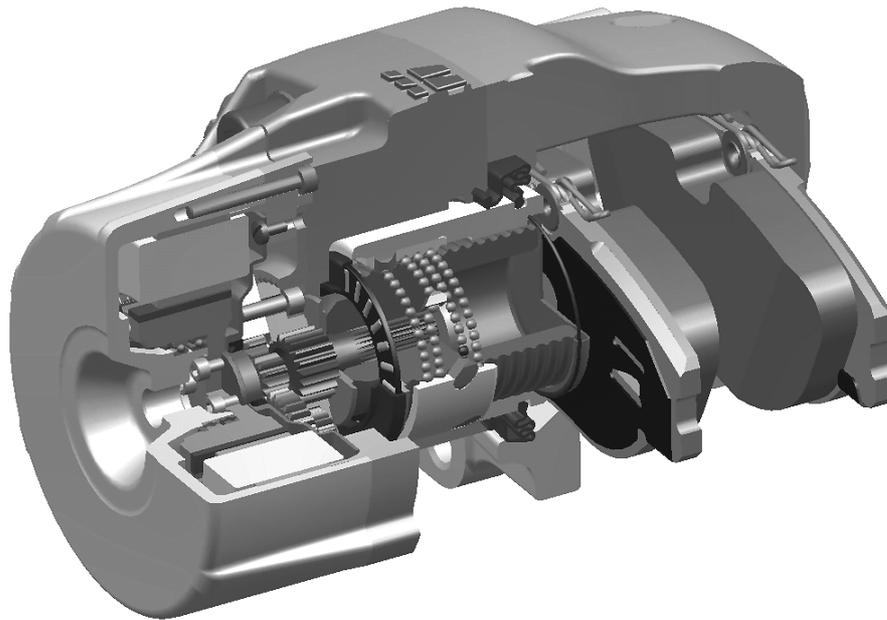
### 2.2.3 Regelung

Aus heutiger Sicht bietet – in Analogie zur Druckmessung im hydraulischen System [161] – die Verwendung eines rad-individuellen Spannkraftsensors die bestmögliche Funktionalität und das bestmögliche Regelungskonzept. Darüber hinaus wird an der Entwicklung von Reifen geforscht, die das Bremsmoment oder die Bremskraft messen können [27], [60]. Bei entsprechender Verfügbarkeit ist die Regelung der Radbremsen auch auf diese Größen möglich und anzustreben [9], [170]. Ein Kraftsensor in der Nähe der Entstehung der Umfangskraft wird thermisch hoch beansprucht. Alternativ kann der Sensor an einem weniger heißen Ort untergebracht werden, mit dem Nachteil zunehmender Messungenauigkeit aufgrund der erhöhten Anzahl im Kraftfluss liegender Bauelemente. Da überdies der Verzicht auf einen Sensor Kostenvorteile bietet, existiert der Forschungsansatz, über eine genaue Abbildung der Radbremse in einem Modell aus den aktuellen Betriebsgrößen des Motors die Spannkraft oder gar das Bremsmoment mit ausreichender Genauigkeit zu schätzen [154], [155].

Als zusätzliche Sensorik gegenüber den hydraulischen Bremssystemen sind in jedem Motor Lagesensoren integriert. Dadurch können neben der Motorkommutierung auch eine genaue Belagpositionierung beispielsweise für die Belagverschleißfassung oder eine flexible, situationsabhängige Lüftspieleinstellung realisiert werden [3], [157].

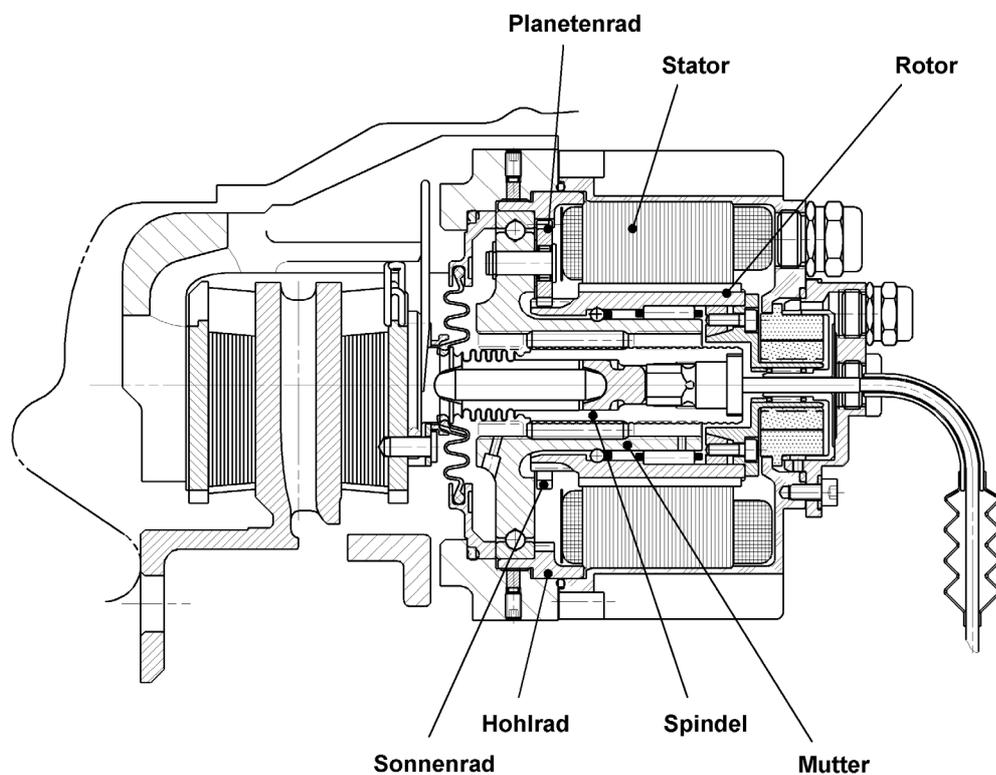
### 2.2.4 Ausführungsbeispiele

In **Bild 2–2** ist ein 3D-Schnitt durch das TRW Radbremsmodul der ersten Generation abgebildet. Das Motormoment wird über ein zweistufiges Planetengetriebe auf die Spindel eines Kugelumlaufgetriebes übertragen, dessen Mutter die Kraft auf die Beläge überträgt.



**Bild 2–2:** TRW Radbremsmodul der ersten Generation [134]

**Bild 2–3** zeigt einen Schnitt durch den Prototyp von Continental Teves, der schon zum damaligen Zeitpunkt einen hohen Integrationsgrad aufwies und dadurch sehr kompakt baut. Der Rotor ist das Sonnenrad einer ersten Planetengetriebestufe, deren Planetenrad-satz die Mutter des Rollengewindetribs antreibt. Über einen Druckstift wird die translatorische Bewegung der Spindel auf die Bremsbeläge querkraftfrei übertragen.



**Bild 2–3:** Schnittbild der Continental Teves EMB V3.x [33]

## 2.3 Hybride elektrische Systeme

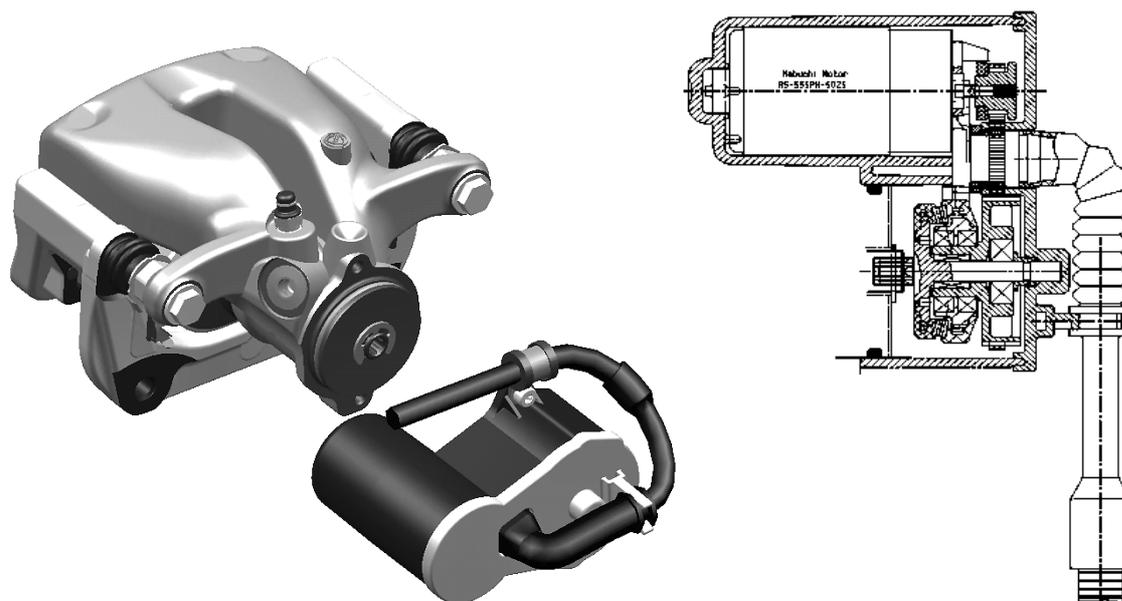
Als hybride Systeme gelten sinngemäß Lösungen, die zwei Radbemsstellkonzepte – hydraulisch und elektromechanisch – vereinen und damit den Übergang von der hydraulischen Hilfskraftbremsanlage zur trockenen Voll-EMB markieren. Gemäß dieser Definition fallen EHB-Systeme nicht darunter, sind aber als Bestandteil eines hybriden Systems denkbar. An dieser Stelle wird das EHB nicht näher betrachtet, da der Schwerpunkt dieser Arbeit auf Systemen liegt, die die Spannkraften direkt über einen elektromotorischen Antrieb erzeugen. Dies sind zum einen die elektrische Parkbremse und als konsequente Weiterentwicklung das Hybrid-Bremssystem mit trockener Hinterachse und integrierter Feststellbremse. Dabei kann die Vorderachse entweder konventionell per Hauptbremszylinder mit Bremskraftverstärker oder elektrohydraulisch entsprechend einer EHB gebremst werden. Mit dieser Konfiguration existiert bei einem Ausfall der elektrischen Betätigung noch die hydraulische Rückfallebene, wodurch sich der Sicherheitsaufwand gegenüber EHB nicht erhöht und beispielsweise keine redundante Energieversorgung benötigt wird.

### 2.3.1 Elektrische Parkbremse

Bei der EPB entfällt der Handbremshebel beziehungsweise das Fußpedal und wird durch eine Aktorik ersetzt, die über einen Schalter bedient wird. Über die gesetzlichen Bestimmungen an die Feststellbremsanlage (z. B. separate Betätigungseinrichtung, maximale Kraftdifferenz rechts/links  $\leq 20\%$ , mechanisches Halten der Spannkraft [46]) hinaus werden weitere Anforderungen an das System gestellt. Da die Verantwortung gegen Wegrollen vom Fahrer auf das System übergeht und ein „Nachspannen“ des abgestellten Fahrzeugs aus Sicherheitsgründen nicht gewünscht ist, wird die Bremse bei jeder Betätigung auf die nominale Spannkraft zugespant. An dieses neue Lastkollektiv muss die Radbremse angepasst werden. Vor demselben Hintergrund kann das System mit einem zusätzlichen Neigungssensor ausgestattet werden, der den Fahrer vor dem Abstellen seines Fahrzeugs an einem steileren Hang warnt, für den die EPB nicht ausgelegt ist [81]. Die Hauptvorteile des Systems liegen neben dem erhöhten Bedienkomfort im Zugewinn an Bauraum, den die nicht mehr benötigte mechanische Betätigungseinrichtung freigibt und zum anderen in der softwareseitigen Erweiterungsmöglichkeit der Funktionalität wie z. B. der Anfahrhilfe am Berg [33]. Da die bekannten Systeme nicht über Sensoren zur Messung der Spannkraft verfügen, wird diese über Hilfsgrößen ermittelt, wodurch sich ein Unschärfbereich von ca. 10% vom Nominalwert ergeben kann, der bei der Auslegung zusätzlich berücksichtigt werden muss [81].

In der ersten auf dem Markt erschienenen Variante greift der Aktor auf die herkömmliche Übertragung zurück, d.h. ein zentraler Aktor, der in der Nähe der Hinterachse untergebracht ist, zieht am Handbremsseil und spannt die Bremse. Bei dem Seilzug-System besteht der Aktor aus Elektromotor, Spindeltrieb, Sensor zur Lüftspielerkennung (Kraft- oder Wegsensor), Notentriegelung und elektronischer Steuerung, die alle in einem gemeinsamen Gehäuse integriert sind. Von der Elektronik angesteuert, treibt die Elektromotor/Getriebe-Einheit den Spindeltrieb an und öffnet bzw. löst die Feststellbremse gemäß der entsprechenden Drehrichtung. Über die angeschlossenen Bremszüge werden die Bremsen der Hinterachse betätigt. Der Zwei-Seil-Aktor sitzt zwischen den Radbremsen, so dass auf die Bremszüge gleiche Kräfte wirken und das Gehäuse weitgehend kraftfrei ist. Mit dem integrierten Sensor wird die Seilkraft ermittelt, über die die Spannkraft abgeschätzt werden können. Vorteil des Systems ist die Betätigung aller gängigen Feststellbremsen (Simplex, Kombisattel oder Duo-Servo [168]).

Eine weitere Variante der EPB setzt auf die direkte Betätigung an der Radbremse, deren Aufbau auf dem Kombisattel basiert [34]. Anstelle der Kugelrampe und der automatischen Nachstellvorrichtung wird eine Spindel eingesetzt, auf der eine Druckmutter sitzt, die gegen den Kolbenboden gedrückt, beziehungsweise von dort wieder abgezogen wird. Das Gewinde ist selbsthemmend, um der gesetzlichen Bestimmung der mechanischen Verriegelung Rechnung zu tragen. Über ein Axiallager stützt sich die Spindel am Boden des Bremsgehäuses ab. Angetrieben wird die Spindel von einem Motor, dessen Achse parallel zur Spindel angeordnet ist. Der Motor treibt einen Zahnriemen, der auf der anderen Seite das Antriebsrad eines Taumelscheibengetriebes antreibt, **Bild 2–5**. So wird eine Gesamtübersetzung von  $i = 150$  erreicht; bei einem mechanischen Gesamtwirkungsgrad von  $\eta > 60\%$  [80], [81], [134]. Markteinführung dieses Systems war 2001 mit dem Lancia Thesis [111].

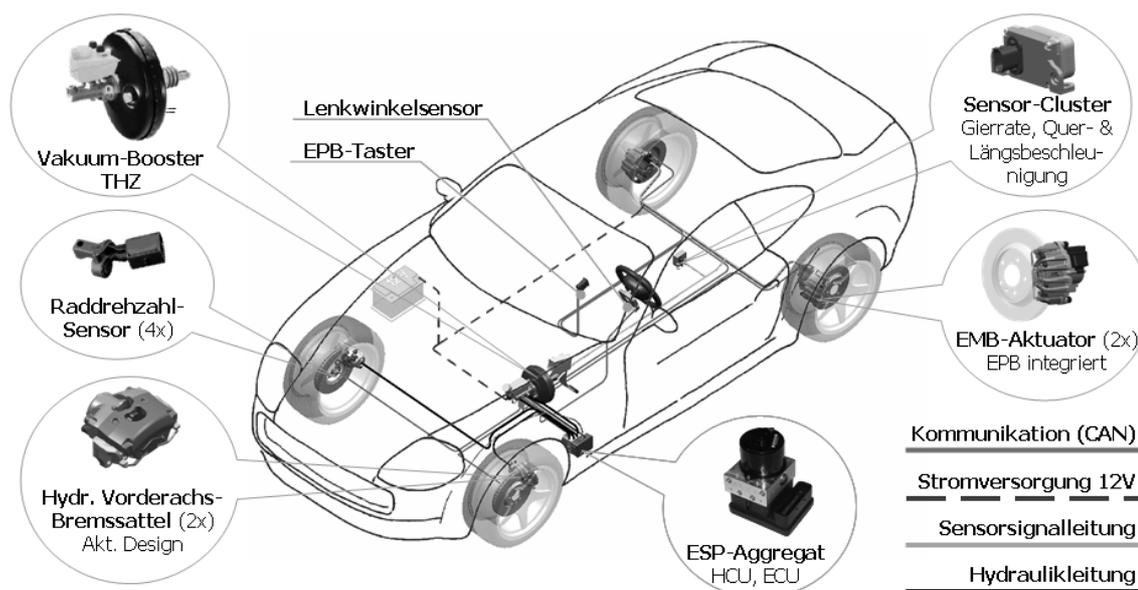


**Bild 2-4:** Elektrische Parkbremse TRW [81]

Im Gegensatz zur EMB wird die Spannkraft nicht geregelt, sondern die Bremse kennt nur die zwei Zustände „zu“ und „auf“. Über die hinreichend genaue Systemkenntnis der EPB wird davon ausgegangen, dass bei Erreichen des Maximalstroms die Bremse zuge-spannt ist. Damit kommt diese Lösung ohne einen Spannkraftsensor aus. Nach dem Lösen der Bremse wird über die gemessene Motorumdrehung das Lüftspiel auf 0,5mm weg-geregelt eingestellt [80].

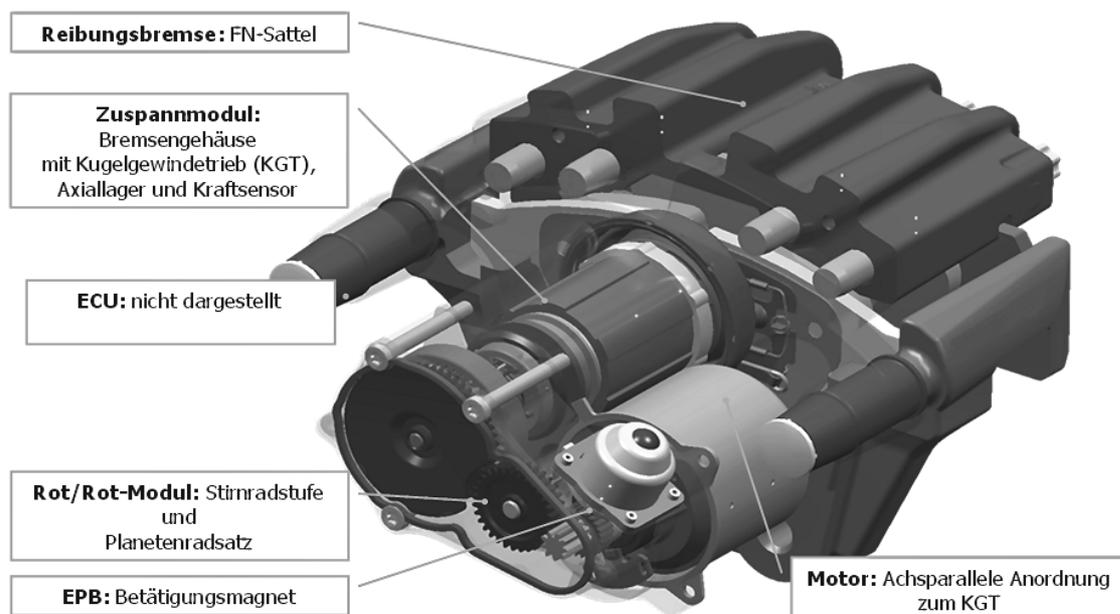
### 2.3.2 Hybrid-Bremssystem

Das Hybrid-Bremssystem ist die konsequente Weiterentwicklung der elektrischen Parkbremse mit direkt betätigter Radbremse und der Funktionserweiterung auf die Betriebsbremse an der Hinterachse. Damit wird der erste Schritt zum Voll-EMB vollzogen, da bereits die Hinterachse ohne Hydraulik betrieben wird. **Bild 2-5** zeigt die Struktur sowie die notwendigen Komponenten. Während die Vorderachse hydraulisch mit den Komponenten der konventionellen Bremsanlage (Booster, THZ, Hydraulikleitung, EBS-HCU/ECU, Radbremsen) betätigt wird, führen zur Hinterachse nur noch Steuerleitungen sowie eine elektrische Energieversorgung aus dem ebenfalls konventionellen 12/14V Bordnetz.



**Bild 2–5:** Komponentenübersicht des Hybrid-Bremssystems [149]

Für die Regelung der Spannkraft ist im Bremsengehäuse ein Spannkraftsensor untergebracht, **Bild 2–6**. Über ein dreistufiges Getriebe übersetzt der Motor sein Moment auf einen Spindeltrieb, der eine maximale Spannkraft von 28kN erreicht. Gehalten wird die Spannkraft im Parkbrems-Modus über eine Arretierung des Getriebes, die über einen Elektromagneten betätigt wird. Während der Betriebsbremsphase erhält die Radbremsen-ECU die Sollgröße für die Spannkraft vom Hybrid-Steuergerät, das im Normalbremsfall den Fahrerwunsch über den Druck im Hydraulikteil sensiert und über den Radschlupf an der Vorderachse die Bremskraftverteilung regelt. Für eine Regelbremsung kommuniziert das Steuergerät mit der EBS-ECU, um nicht nur sämtliche bekannten Regelfunktionen zu ermöglichen, sondern auch alle weiteren Komfort- und Fahrerassistenzfunktionen zu implementieren.



**Bild 2–6:** EMB-Radbremse V6.0 für das Hybrid-Bremssystem mit integrierter Feststellbremse [149]

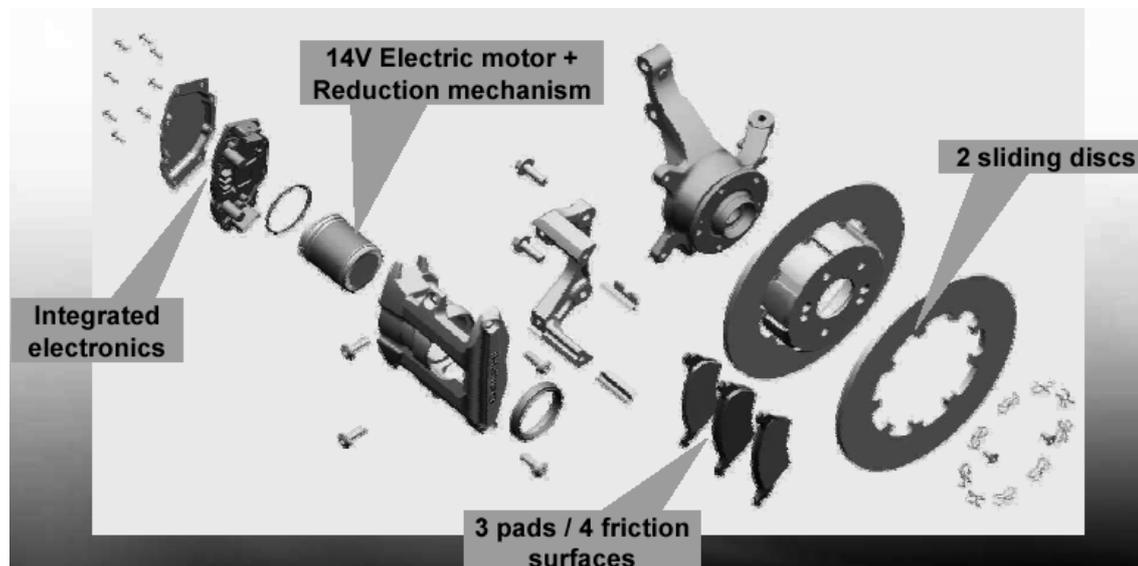
## 2.4 Entwicklungstendenzen

Aufgrund der fehlenden Verfügbarkeit eines 36/42V Bordnetzes ist der Einsatz einer Radbremse ohne Selbstverstärkung und mit konstanter Getriebeübersetzung (konventionelles EMB) auf der Vorderachse schon wegen der hohen elektrischen Leistungsanforderung nicht möglich. Daher zielen aktuelle Entwicklungen auf die Realisierung trockener Hinterachsaktoren, die noch im aktuellen 12/14V Bordnetz betrieben werden können. Mit diesem Hybrid-Bremssystem lässt sich die Hydraulikversorgung sowohl bei den Bremsleitungen als auch in der Betätigung der Hinterachsbremsen einsparen [150].

Über eine Erhöhung der inneren Übersetzung der Bremse lassen sich Vorderachsaktoren auch im derzeitigen Bordnetz realisieren. Greift man auf Standard-Reibpaarungen zwischen Belag und Bremsscheibe zurück, lässt sich zum einen über eine Erhöhung der Anzahl der Reibflächen und zum anderen durch die Nutzung der Selbstverstärkung der Bremsenfaktor  $C^*$  steigern [168].

**Bild 2–7** zeigt den Aufbau der Maximum Torque Brake (MTB), die auch für die elektromechanische Betätigung konzipiert ist. Prinzipiell besteht der Aufbau aus zwei schwimmend gelagerten Bremsscheiben und drei Belägen. So entstehen vier Reibflächen, und bei gegebener Spannkraft verdoppelt sich im Vergleich zur herkömmlichen Scheibe die Umfangskraft; beziehungsweise wird für dieselbe Umfangskraft nur die

halbe Spannkraft benötigt. Dem gegenüber steht für den Einsatz im Pkw der Nachteil des größeren axialen Platzbedarfs sowie der Höhe der reifengefederten Massen [8].



**Bild 2–7:** MTB Bremsendesign [130]

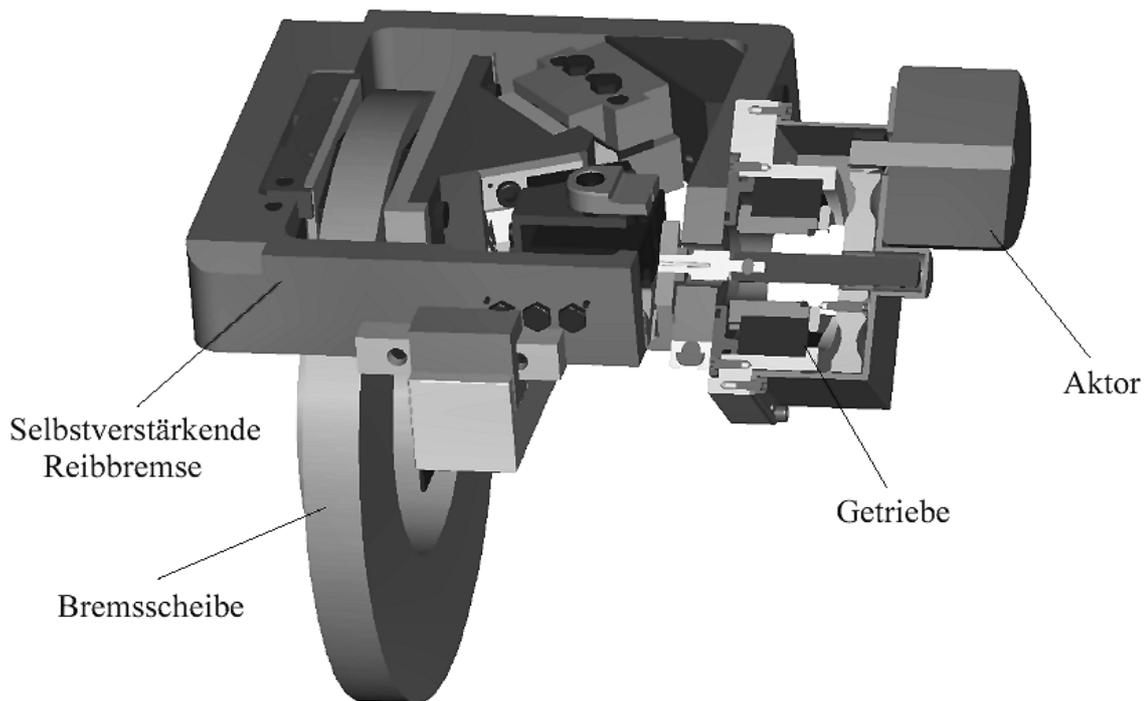
Die zweite Möglichkeit zur Erhöhung der inneren Übersetzung ist die Nutzung der kinetischen Energie des fahrenden Fahrzeugs über die Selbstverstärkung. Aufgrund der Geometrie einer Trommelbremse entsteht an der auflaufenden Backe zwischen dem Angriffspunkt der Umfangskraft und der Abstützung der Bremsbacke ein Abstützmoment, das die Betätigungskraft unterstützt und damit den Kennwert  $C^*$  erhöht. Je nach Bauart und Belagreibwert liegen die  $C^*$ -Werte solcher Bremsen zwischen 1,5 und 10 [91]. Elektromechanisch betätigte Trommelbremsen einschließlich einer Regelung des  $C^*$ -Werts dieser Bremsen wurden ausführlich in [78] untersucht. In Analogie dazu entsteht dieselbe unterstützende Kraft bei einer Scheibenbremse, wenn sich die Umfangskraft am Belag nicht senkrecht zur Wirkrichtung im Halter abstützt, sondern unter einem Winkel  $\alpha < 90^\circ$  [78]. Mit abnehmendem Abstützwinkel und zunehmenden Belagreibwert erhöht sich die Zusatzkraft aus der Selbstverstärkung.

Der Wunsch, den Vorteil der Trommelbremse mit den Vorteilen der Scheibenbremse zu kombinieren und die kinetische Fahrzeugenergie in Verbindung mit der Teilbelag-Scheibenbremse zu nutzen, ist nicht neu, da infolge der Umstellung von Trommel- auf Scheibenbremsen der Betätigungskraftbedarf anstieg. Viele Patente aus den fünfziger und sechziger Jahren beschäftigen sich mit diesem Thema [159]. Die stark progressive Kennung solcher Bremsen in bezug auf Reibertschwankungen und damit verbundenen Bremsmomentschwankungen machten allerdings einen sicheren Einsatz solcher selbst-

verstärkender Teilbelag-Scheibenbremsen sehr schwer bis nahezu unmöglich. Insbesondere der Belagverschleiß und dessen Nachstellung bereiten solchen Konstruktionen große Schwierigkeiten, da abhängig von der konstruktiven Ausführung die Kennung über dem Spannweg und dem Verschleiß variiert. Solche Systeme sind damit nur sehr schwierig zu beherrschen [11].

Mit den heutigen Möglichkeiten der Mechatronik werden Anstrengungen unternommen, die Nachteile dieser Systeme zu beseitigen. Insbesondere die Möglichkeit, mit moderner Aktorik in wenigen Millisekunden die Bremse auf die Spannkraft oder wahlweise das Bremsmoment zu regeln, in Verbindung mit der Möglichkeit, den selbstverstärkenden Belag mit dem Aktor aktiv zurückziehen zu können, eröffnet völlig neue Wege, die im Fahrzeug gespeicherte kinetische Energie zur Bremsenbetätigung zu nutzen [159].

**Bild 2–8** zeigt das 3D-Schnittmodell der *fzd*-Forschungsbremse, die von Semsch [159] entwickelt wurde. Es wurde eine Schwimmrahmenbremse mit einem selbstverstärkenden Belag, der sowohl in Zuspann- als auch in Löserichtung aktiv vom Aktor betätigt wird, und einem Standardbelag auf der Faustseite realisiert. Die Selbstverstärkung wird durch eine Abstützung des aktiven Belags in einem Keil realisiert. Die Reibbremse ist so konstruiert, dass die Abstützeinheit und die Krafteinleitungseinheit austauschbar sind, um die Höhe der Selbstverstärkung variieren zu können. Auch die einzelnen Baugruppen Aktor, Getriebe und Reibbremse sind so aufgebaut, dass einzelne Komponenten leicht austauschbar und modifizierbar sind. Die Bremse wurde für ein Fahrzeug der gehobenen Mittelklasse gebaut und benutzt dessen serienmäßige belüftete Brems Scheibe. Weiterhin beinhaltet die Radbremse die notwendige Sensorik für den Betrieb auf dem Rollenprüfstand und zur Erforschung wichtiger Fragestellungen rund um die Selbstverstärkung [157]. Auf die erzielten Ergebnisse wird im späteren Verlauf der Arbeit detailliert eingegangen.



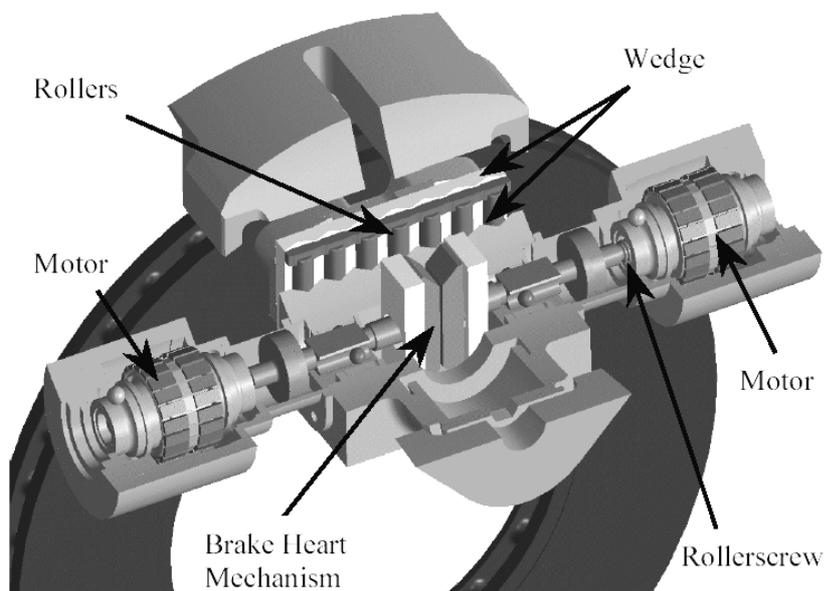
**Bild 2–8:** *fzd*-Forschungsbremse mit Selbstverstärkung [157]

Für einen Reibwert  $\mu = \tan(\alpha)$  ergibt sich eine Asymptote, an der  $C^*$  gegen unendlich geht und damit die Betätigungskraft null wird. Der kleinste Keilwinkel, der von Semsch [158] mit der *fzd*-Forschungsbremse untersucht wurde, beträgt  $\alpha = 40^\circ$ , so dass sich rechnerisch bei einem Reibwert von  $\mu \approx 0,8$ , der bei allgemein verwendeten Reibmaterialien nicht erreicht wird [167], die Asymptote im Verlauf von  $C^*$  über  $\mu$  ergibt. Dadurch ist gewährleistet, dass die Bremse auch bei einem Ausfall der Betätigungsenergie selbsttätig löst und das Rad momentenfrei wird.

Im Gegensatz dazu legt [54] mit einem Keilwinkel von  $\alpha = 19,4^\circ$  den Punkt, bei dem die Betätigungskraft zu null wird, mit  $\mu \approx 0,35$  in den mittleren Bereich des Nennreibungswerts aktueller Reibpaarungen [167] und rechnet so mit einem Energieeinsparpotenzial der Bremse von weit über 90% [97], [152]. Mit dieser Auslegung der Selbstverstärkung ändert die Betätigungskraft ihr Vorzeichen bei Reibwerten  $\mu > 0,35$ , und die Betätigung muss aktiv am Belag ziehen, um eine Selbsthemmung zu vermeiden. Das führt im Fall eines Energieausfalls automatisch zu einer Blockade des Rads.

Eine weitere Eigenschaft des Prototyps in **Bild 2–9** ist der symmetrische Aufbau des Keils, der die Selbstverstärkung in beide Drehrichtungen der Scheibe ermöglicht. Darüber hinaus kommen zwei Motoren zum Einsatz, die den Keil scheibenparallel betätigen und sowohl gleich- als auch gegensinnig betrieben werden können. Im Fall einer Rege-

lung des Bremsmoments arbeiten die Aktoren gegensinnig, um die Betätigung zu verspannen und die Spiele aufzubrechen, damit die Regelgüte erhöht wird. Gleichzeitig wird über diese Verspannmöglichkeit die Feststellbremse realisiert. Für diese Art der Regelung benötigt jeder Aktor einen Momentensensor [55].



**Bild 2–9:** Schnitt durch den estop-Alpha-Prototyp [143]

In einem früheren Prototyp wurde der Ansatz verfolgt, den Keilwinkel mit zunehmendem Spannweg zu erhöhen. Angenommen wurde, dass nur bei abfallendem Reibwert infolge der dann höheren erforderlichen Spannkräfte der Spannweg steigt [54]. Dieses Prinzip findet sich im aktuellen Prototyp nicht mehr. Die Möglichkeit, mit dem Einsatz von Mechatronik die Selbstverstärkung soweit auszureizen, dass auch Zustände, die bei herkömmlichen Bremsen zur Selbstblockade führen, angestrebt werden, eröffnet gleichzeitig die Frage nach dem fail-silent Konzept, das im stromlosen Zustand die Bremse öffnen lässt, um Radblockaden und daraus resultierende kritische Fahrzustände zu vermeiden. Die Antworten darauf sowie die Strategie der Verschleißnachstellung wurden in den bekannten Beiträgen nicht veröffentlicht.

## 2.5 Fazit

Die einzige Möglichkeit der Einführung trockener Radbremsen auf der Vorderachse im heutigen Bordnetz liegt in der Notwendigkeit der Reduktion der Leistungsaufnahme solcher Systeme. Trommelbremsen erfüllen wegen der hohen inneren Übersetzung zwar diese Voraussetzung, können aber in heutigen Fahrzeugen auf der Vorderachse kaum den thermischen Anforderungen genügen [26]. Um das  $C^*$  bei der Scheibenbremse zu

---

erhöhen, bieten sich zum einen die Erhöhung der Anzahl der Reibflächen und zum anderen die Selbstverstärkung an. Während die Verdoppelung der Reibflächen gegenüber einer herkömmlichen Scheibenbremse zu einer Halbierung der benötigten Betätigungskraft führt, bietet die Selbstverstärkung eine reibwertabhängige Verbesserung, die unendlich hoch werden kann. Dabei werden unterschiedliche Ansätze verfolgt, die Selbstverstärkung konstruktiv umzusetzen, die hauptsächlich auf die Reduzierung der Betätigungsenergie abzielen.

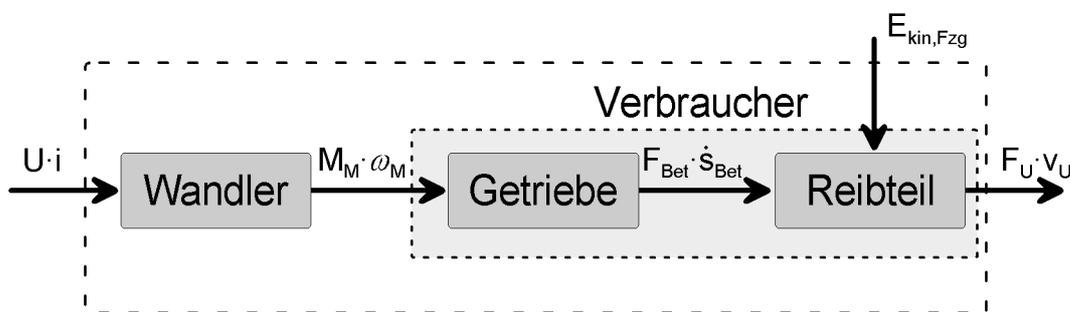
### 3 Theoretische Betrachtung des Systems Radbremse

Im nachfolgenden Kapitel wird das System Radbremse in seinen Kennungen definiert und durch vereinfachte und überschaubare mathematische Zusammenhänge in den physikalischen Eigenschaften beschrieben. Dabei wird aufgezeigt, welche Faktoren und Eigenschaften die Leistungsfähigkeit bestimmen, um daraus das theoretische Potenzial und die Leistungsgrenze einer elektrischen Radbremse abzuleiten. Gleichzeitig werden Kennwerte definiert, die es ermöglichen, sowohl Maßnahmen und Lösungen zu bewerten und miteinander zu vergleichen, als auch daraus Empfehlungen für die Auslegung einer Radbremse abzuleiten.

Die Definition der Grenzen des Gesamtsystems sowie der Subsysteme unter Angabe der Schnittgrößen zeigt **Bild 3–1**. Systemeingänge sind die elektrische Leistung und die kinetische Energie des Fahrzeugs. Ausgang ist die mechanische Reibleistung.

$$P_{reib} = F_U \cdot v_U = F_U \cdot \omega_{Rad} \cdot r_w \quad (3-1)$$

Unterteilt wird das System in die Hauptbestandteile Wandler, Getriebe und Reibteil, wobei aus Sicht des Motors die Kombination aus Reibteil und Getriebe der Verbraucher darstellt. Andererseits wird in der Literatur häufig der Wandler mit dem Getriebe als Aktor zusammengefasst, z.B. [126]. Beides impliziert eine untergeordnete Rolle des Getriebes, das lediglich die eine oder andere Kennlinie übersetzt. Tatsächlich fällt dem Getriebe aber eine anpassende Rolle zwischen dem Reibteil und dem Wandler zu. Daher werden im Folgenden erst die Teilsysteme beschrieben, die schließlich das Getriebe miteinander verbinden soll.



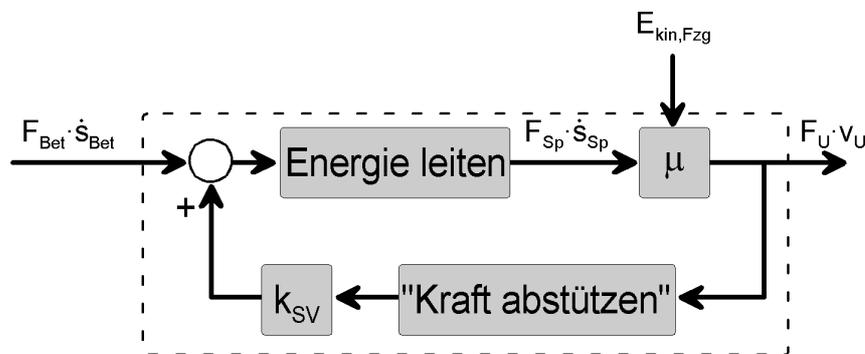
**Bild 3–1:** Grey-Box der elektromechanischen Radbremse

Nach der Beschreibung der Teilsysteme folgt die Analyse des Gesamtsystems mit der Definition der Anforderungen, die an die Radbremse gestellt werden. Im letzten Abschnitt werden die Hypothesen formuliert, wie die Einzelkomponenten Getriebe und

Reibteil ausgelegt sein können, um die Leistungs- und Energieaufnahme der Radbremse zu reduzieren.

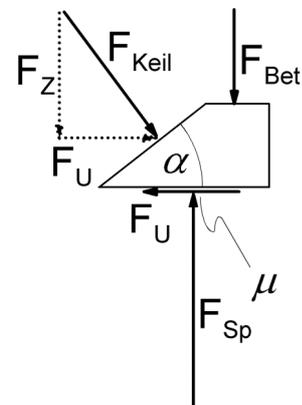
### 3.1 Reibteil

Als Reibteil ist der Teil der Bremse definiert, der aus einer Betätigungsenergie über die Reibbedingung zwischen Belag und Bremsscheibe in Verbindung mit der Energie der rotierenden Bremsscheibe eine Reibleistung erzeugt. **Bild 3–2** zeigt die Grey-Box des Reibteils mit den Hauptfunktionen der Weiterleitung der Betätigungsenergie vom Ge-triebeausgang zur Bremsscheibe und der Abstützung der Umfangskraft. Darüber hinaus ergibt sich aus der Funktionalität des Gesamtsystems, dass im nicht-gebremsten Zustand ein Lüftspiel bereitgestellt werden muss, was in der Verbraucherkennlinie Berücksichtigung findet.



**Bild 3–2:** Grey-Box des Reibteils

Aus der Reibbedingung zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe entsteht aus der Spannkraft eine Umfangskraft  $F_U$  und multipliziert mit der Anzahl der Reibflächen eine Gesamtumfangskraft  $F_{U, \text{ges}}$ , die über den Hebelarm des wirksamen Reibradius  $r_w$  das Bremsmoment erzeugt [91]. Die Umfangskraft lässt sich wie folgt abstützen: entweder senkrecht ( $\alpha = 90^\circ$ ) zur Spannrichtung, wie es in konventionellen Radbremsen der Fall ist [26], oder unter einem Winkel  $\alpha < 90^\circ$ . Letzteres erzeugt eine Zusatzkraft  $F_Z$  in Spannrichtung, die die Betätigungs-kraft unterstützt, **Bild 3–3**. So wird ein Teil der kinetischen Energie des Fahrzeugs in das System Radbremse zurückgespeist, der die Betätigungsarbeit unterstützt [158] bzw. den Betätigungsenergie-



**Bild 3–3:** Freikörperbild der Belagabstützung

bedarf um den zurückgeführten Teil mindert. Die Höhe dieser Selbstverstärkung ist bestimmt durch den Winkel  $\alpha$ . Konstruktiv lässt sich die Höhe der Selbstverstärkung der gesamten Bremse zusätzlich beeinflussen über die Anzahl der Reibbeläge, über die die Umfangskraft zurückgeführt wird.

Ausgehend von einer fahrzeugseitig geforderten Bremskraft ergibt sich aus dem Radienverhältnis zwischen Rad und Bremsscheibe die erforderliche Gesamtumfangskraft und in Verbindung mit einem Reibwert  $\mu_{Belag}$  der Paarung Belag/Bremsscheibe und der Anzahl  $n$  der Reibpaarungen die benötigte Spannkraft:

$$\begin{aligned} F_{U,ges} &= F_B \cdot \frac{r_{dyn}}{r_w} \\ F_{Sp} &= \mu_{Belag} \cdot \frac{F_{U,ges}}{n} = \mu_{Belag} \cdot F_U \end{aligned} \quad (3-2)$$

Allgemein errechnet sich daraus die erforderliche Betätigungskraft gemäß Bild 3–2 zu

$$F_{Bet} = F_{Sp} - k_{SV} \cdot F_U = F_{Sp} (1 - k_{SV} \cdot \mu) \quad (3-3)$$

Wichtig ist die funktionelle Unterscheidung zwischen der Spannkraft  $F_{Sp}$ , die über die Reibbedingung eine Umfangskraft erzeugt und der Betätigungskraft  $F_{Bet}$ , die dem Reibteil von außen zugeführt wird. Im Falle einer Abstützung der Umfangskraft unter einem Winkel  $\alpha < 90^\circ$  wird der Faktor  $k_{SV} > 0$  und damit nach Gleichung (3-3) die Betätigungskraft reduziert. Für den Fall, dass der Abstützwinkel  $\alpha = 90^\circ$  ist, gilt  $k_{SV} = 0$ .

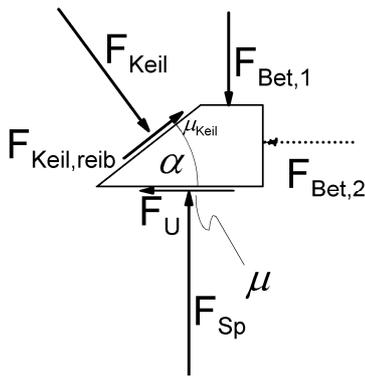
Das Verhältnis von gesamter Umfangs- zur Betätigungskraft wird in der Literatur als „innere Übersetzung“ einer Bremse oder als Bremsenkennwert  $C^*$  bezeichnet:

$$C^* = \frac{n \cdot F_U}{F_{Bet}} = \frac{F_{U,ges}}{F_{Bet}} \quad (3-4)$$

Somit lässt sich der Verstärkungsfaktor  $k_{SV}$  aus Gleichung (3-3) umformen zu:

$$k_{SV} = \frac{F_{Sp} - F_{Bet}}{F_U} = \frac{1}{\mu} - \frac{n}{C^*} \quad (3-5)$$

Gleichzeitig wird mit dem Kennwert die Höhe der Selbstverstärkung berechnet [78]. Um über diese Definition die Aussage ableiten zu können, ob über eine Rückführung der Umfangskraft zusätzliche Energie in das System geleitet wird oder ob auch eine Übersetzung der Kraft im System enthalten ist, die keinen energetischen Beitrag leistet,



**Bild 3–4:** Variation der Betätigungskraft

muss die Betätigungskraft an der Stelle im System gefunden werden, die der funktionellen Trennung von Spann- und Betätigungskraft gemäß Bild 3–2 entspricht.

Als Beispiel zur Verdeutlichung soll der einfache Keil aus **Bild 3–4** dienen mit zwei unterschiedlichen Einleitungswinkeln der Betätigungskraft  $F_{Bet,1}$  und  $F_{Bet,2}$ . Dabei wird in den nachfolgenden Rechnungen die Führungsreibung des Reibteils zusammengefasst zu einer Reibkraft im Abstützkeil.

Die  $C^*$ -Werte der beiden Varianten errechnen sich nach Gleichung (3-4) für eine Seite der Bremsscheibe zu

$$C_1^* = \frac{1}{\frac{1}{\mu} + \frac{\tan(\alpha) \cdot \mu_{Keil} - 1}{\tan(\alpha) + \mu_{Keil}}} \quad (3-6)$$

$$C_2^* = \frac{1 - \mu_{Keil} \cdot \tan(\alpha)}{\frac{\tan(\alpha) + \mu_{Keil}}{\mu} + \mu_{Keil} \cdot \tan(\alpha) - 1} \quad (3-7)$$

Damit unterscheidet sich der  $C^*$ -Wert der scheibenparallelen Krafteinleitung von der der scheibensenkrechten, da  $F_{Bet,2}$  in Umfangsrichtung zeigt und somit neben der Umfangskraft auch eine Zusatzkraft im Keil erzeugt. In diesem Fall wird also der Keil nicht nur zur Selbstverstärkung genutzt, sondern zusätzlich als translatorisches Getriebe. Der Faktor zwischen den  $C^*$ -Werten der beiden Varianten entspricht demzufolge der Getriebeübersetzung des Keils.

$$\frac{C_1^*}{C_2^*} = \frac{\mu_{Keil} + \tan(\alpha)}{1 - \mu_{Keil} \cdot \tan(\alpha)} \quad (3-8)$$

Im Fall der scheibenparallelen Krafteinleitung liegt zwar für  $\alpha < 45^\circ$  die Betätigungskraft unter der der scheibensenkrechten, das Getriebe leistet aber keinen energetischen Beitrag. Für die Berechnung der Selbstverstärkung ist aber nur der energetische Beitrag relevant, da dieser den Arbeitsaufwand der Betätigung reduziert. Auf der funktionellen Ebene ist dieser Unterschied explizit vorhanden, weil die Übersetzung des Keils zur Funktion des Getriebes zählt. Für die Analyse eines Systems muss die Wahl der Systemgrenzen mit denen der funktionellen Ebene übereinstimmen, das heißt, dass

innerhalb des Systems, in dem die Betätigungskraft die Eingangsgröße darstellt, keine weitere Übersetzungsstufe vorhanden ist. Nur unter dieser Voraussetzung lässt sich die Selbstverstärkung nach Gleichung (3-4) berechnen.

Um dieses Problem zu umgehen, wird an dieser Stelle die Selbstverstärkung so definiert, dass die gewählte Systemgrenze ohne Einfluss ist. Damit kann für die Berechnung, ob und in welcher Höhe zusätzliche Energie in das System eingeleitet wird, die Systemgrenze beliebig gewählt werden. Dies ist möglich bei einer energetischen Betrachtung des Systems und mit der Definition eines energetischen Bremsenkennwerts  $E^*$ , der die Betätigungsarbeit auf die Spannarbeit bezieht. An welcher Stelle im System die Betätigungsarbeit definiert ist, hat unter Vernachlässigung der Reibung keinen Einfluss auf das Ergebnis.

$$E^* = \frac{W_{Bet}}{W_{Sp}} = \frac{W_{Bet}}{W_{Bet} + W_{SV}} \quad (3-9)$$

Bei einem System ohne Selbstverstärkung ist die Spannarbeit gleich der Betätigungsarbeit und damit  $E^* = 1$ . Wenn die Arbeit zur Überwindung von Reibungsverlusten mit in die Betätigungskraft einbezogen wird, ist  $E^* > 1$ . Ergibt sich durch die Selbstverstärkung eine Reduzierung der Betätigungsarbeit, wird  $E^* < 1$ . Die Selbstverstärkung ist maximal, wenn die gesamte Betätigungsenergie aus der Rückführung resultiert. Dann wird die Betätigungsarbeit und damit auch  $E^*$  zu null. Dieser Punkt markiert bei herkömmlichen hydraulischen Bremsen den Beginn der Selbsthemmung. Eine weitere Erhöhung der Selbstverstärkung hat zur Folge, dass sich das Vorzeichen der Betätigungskraft umkehrt und am Belag gezogen werden muss. In diesem Fall wird  $E^*$  negativ. Dies ist nicht zu verwechseln mit einer Umkehr des Energieflusses im Sinne einer Rekuperation, da bei einem Vorzeichenwechsel die Betätigungskraft aktiv am Belag zieht und zur Aufrechterhaltung dieses Kraftzustandes Energie in das System eingebracht werden muss. Infolge der gegenüber  $C^*$  reziproken Definition wird der Verlauf des energetischen Bremsenkennwerts über  $\alpha$  streng monoton.

Unter der Voraussetzung, dass innerhalb des betrachteten Systems keine Übersetzungsstufe zwischen Ein- und Ausgangskraft vorhanden ist, gilt diese energetische Betrachtung auch im Kraftmaßstab. Aus den Gleichungen (3-2) und (3-4) lassen sich analog die Kräfte in Beziehung setzen und der Zusammenhang zu  $C^*$  bestimmen:

$$E_K^* = \frac{F_{Bet}}{F_{Sp}} = \frac{n \cdot \mu}{C^*} \quad (3-10)$$

Ob und in welcher Höhe Übersetzungen im System vorhanden sind, lässt sich über den energetischen Kennwert im Kraftmaßstab ebenfalls berechnen. Bei einem rechnerischen Reibwert von  $\mu = 0$  wird auch die Umfangskraft null. Unter dieser Bedingung wird keine Kraft zurückgeführt und der Kennwert  $E_K^*$  entspricht genau der mechanischen Übersetzung  $i_{mech}$  zwischen der Spann- und der Betätigungskraft.

$$E_K^*(F_U = 0) = i_{mech} \quad (3-11)$$

Für  $i_{mech} = 1$  befindet sich innerhalb des betrachteten Systems keine Übersetzungsstufe. In dem oben aufgeführten Beispiel (Bild 3–4, Seite 23) errechnen sich die Werte für  $E_K^*$  nach Gleichung (3-10) zu

$$E_{K,1}^* = 1 + \mu \cdot \frac{\mu_{Keil} \cdot \tan(\alpha) - 1}{\mu_{Keil} + \tan(\alpha)} \quad (3-12)$$

$$E_{K,1}^*(\mu = 0) = 1$$

und

$$E_{K,2}^* = \frac{\mu(\mu_{Keil} \cdot \tan(\alpha) - 1) + \mu_{Keil} + \tan(\alpha)}{1 - \mu_{Keil} \cdot \tan(\alpha)} \quad (3-13)$$

$$E_{K,2}^*(\mu = 0) = \frac{\mu_{Keil} + \tan(\alpha)}{1 - \mu_{Keil} \cdot \tan(\alpha)}$$

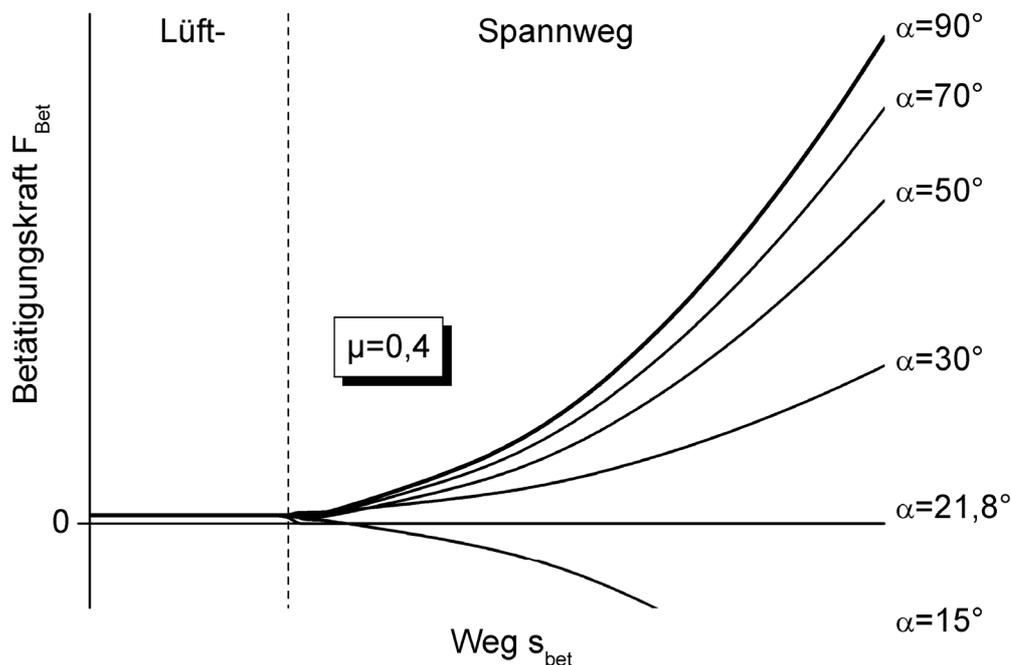
Im ersten Fall ist damit nun gezeigt, dass innerhalb des betrachteten Systems keine mechanische Übersetzung enthalten ist und damit die Berechnung von sowohl  $C^*$  als auch  $E^*$  in der Form zulässig ist. Im zweiten Fall muss der errechnete Kennwert durch die Übersetzung geteilt werden, um den energetisch nutzbaren Teil der Selbstverstärkung zu erhalten, der in beiden Fällen gleich hoch ist.

Bevor beim Zuspinnen der Bremse der Kraftfluss zwischen aktiver und passiver Bremssenseite geschlossen ist, muss das Lüftspiel überwunden werden. Ausgehend von einer vollständig gelüfteten, schwimmend gelagerten Bremse kann dieser Bereich zusätzlich unterteilt werden in den Teil, in dem sich nur die aktive (Kolben-) Seite bewegt und in den Teil, in dem nach dem Berühren des aktiven Belags an die Bremsscheibe die komplette Bremse in ihren Führungen verfahren wird. Physikalisch entspricht das Aufbringen einer Spannkraft in guter Näherung dem Spannen einer Feder mit der Gesamtsteifigkeit  $c_{Bremse}$  der in Reihe geschalteten Komponenten Faust/Rahmen, Scheibe, Beläge

und der im Kraftfluss liegenden mechanischen Komponenten [14], [154]. Die Spannarbeit ergibt sich zu

$$W_{Sp} = \int_{s=s_0}^{s_{Sp}} F(s) ds = \int_{s=s_0}^{s_{Sp}} c_{Bremse}(s) \cdot s ds \quad (3-14)$$

In Verbindung mit der Selbstverstärkung ergibt sich aus der statischen Kraft-/Wegkennlinie der Spannkraft die Kennung für die Betätigungskraft über dem Weg. **Bild 3–5** zeigt für  $\mu = 0,4$  die Betätigungskraftverläufe über dem Weg für unterschiedliche Keilwinkel  $\alpha$ . Im Lüftspielbereich liegen die Kurven übereinander, da erst im Spannkraftbereich eine Umfangskraft für die Selbstverstärkung sorgt. Ausgehend von der orthogonalen Kraftabstützung ( $\alpha = 90^\circ$ ) sinkt mit abnehmendem Keilwinkel der Kraftaufwand für die Betätigung, bis für einen Keilwinkel  $\alpha_0 = \arctan(\mu) = 21,8^\circ$  (nach Gleichung (3-6) und  $\mu_{Keil} = 0$ ) die Betätigungskraft auf null sinkt. Um die Spannkraft zu verändern muss vom Motor lediglich der Weg nachgestellt werden. Für Keilwinkel  $\alpha < \alpha_0$  muss für die Aufrechterhaltung der Spannkraft am Keil aktiv gezogen werden.



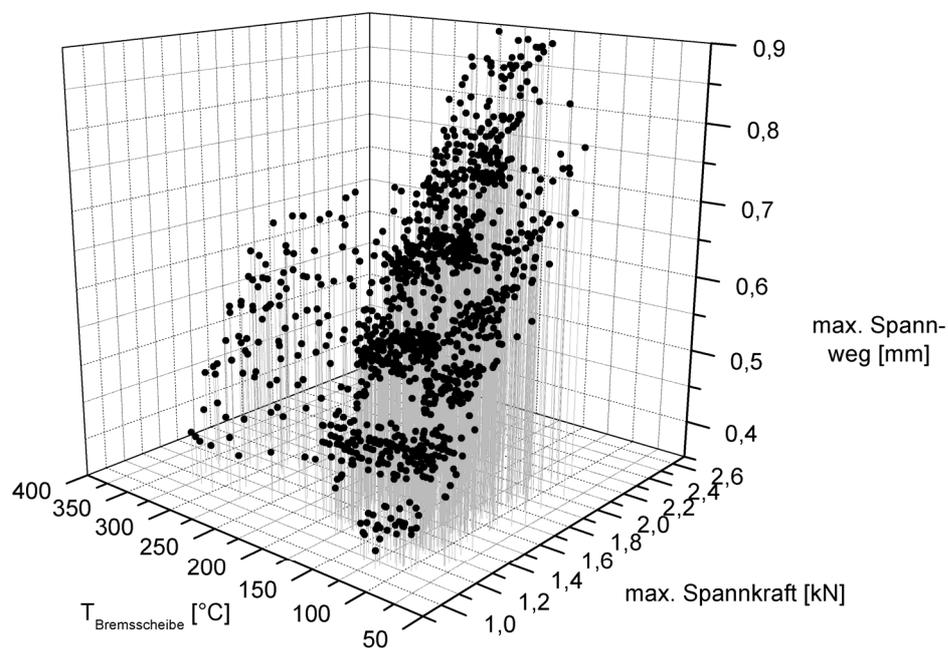
**Bild 3–5:** Statische Kraft-/Wegkennlinie des Reibteils

Zum großen Nachteil auch für die spätere Auslegung ist nicht nur, dass der Reibwert, sondern auch die Steifigkeit des Bremsbelags von vielen anderen Parametern und Randbedingungen stark abhängig ist, die zu deutlichen Abweichungen der Kennung in Bild 3–5 führen. Mit zunehmendem Belagverschleiß wird sich zum einen (ohne Ge-

genmaßnahmen) das Lüftspiel vergrößern und zum anderen die Steifigkeit erhöhen. Für die Kraft-/Weg-Kennlinie bedeutet die eine Änderung des Betätigungsweges bei gleicher Betätigungskraft. Darüber hinaus sorgt aber nicht nur der Gesamtverschleiß für eine Änderung der Steifigkeit, sondern ebenso das Verschleißbild (Schrägverschleiß), das sich in Abhängigkeit des Belastungskollektivs über die Standzeit einstellt [69], [167].

Der Reibwert selbst wird neben der starken Temperaturabhängigkeit auch vom Einlaufzustand maßgeblich beeinflusst. Dazu zählt nicht nur das „Einbremsen“ des neuen Belags, sondern vielmehr das komplette Lastkollektiv, das der Belag während seiner Standzeit erfährt [129], [167].

**Bild 3–6** zeigt beispielhaft die mögliche Streuung der Kraft-/Weg-Kennlinie eines konventionellen hydraulischen Serien-Vorderachssattels (Ate FN60, [91]) während eines Dauerlaufs. Das Messergebnis wurde willkürlich aus einer Standard-Messprozedur gegriffen, die den „Bremsenalltag“ eines Normalfahrers in verschiedenen Landschaftstopographien abbildet (vgl. Kap. 5.2). Jeder Punkt stellt für eine Bremsung den Maximaldruck und das dafür benötigte Bremsflüssigkeitsvolumen dar, das in einen Kraft-/Weg-Maßstab umgerechnet ist.

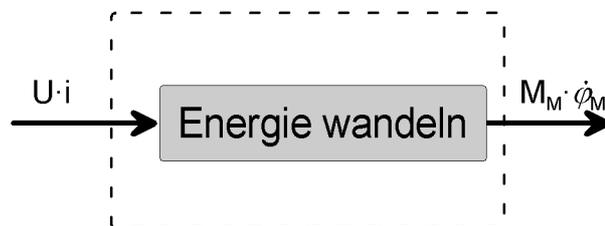


**Bild 3–6:** Kraft-/Wegkennung in Abhängigkeit der Bremsscheibentemperatur [Quelle: Continental Teves]

Dem überlagert sich der Gesamtverschleiß der Beläge und Bremsscheibe, der ohne Gegenmaßnahmen zu einer Vergrößerung des Lüftspiels führt. Dieser Variation muss besonders bei der Auslegung des Getriebes Rechnung getragen werden.

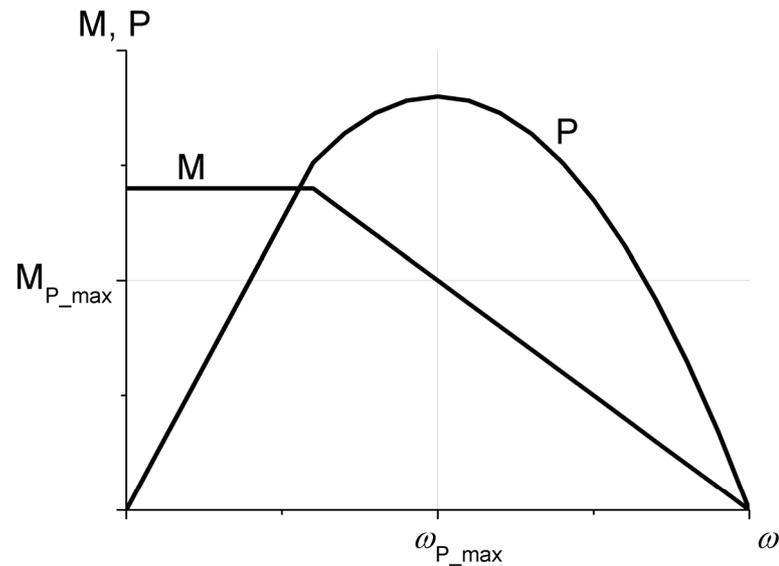
### 3.2 Elektromechanischer Wandler

In allen bekannten Prototypen werden DC Brushless-Motoren verwendet (vgl. Kap. 2). Auch in den Prototypen, die im Rahmen dieser Arbeit erforscht werden, kommt ein derartiger Gleichstrommotor zum Einsatz [101]. Die Aufgabe des elektromechanischen Wandlers besteht in der Umwandlung von elektrischer Energie aus dem Bordnetz des Fahrzeugs in mechanische Energie, die dem Verbraucher bereitgestellt wird und der Betätigung der Bremse dient.



**Bild 3–7:** Blackbox des elektrischen Wandlers

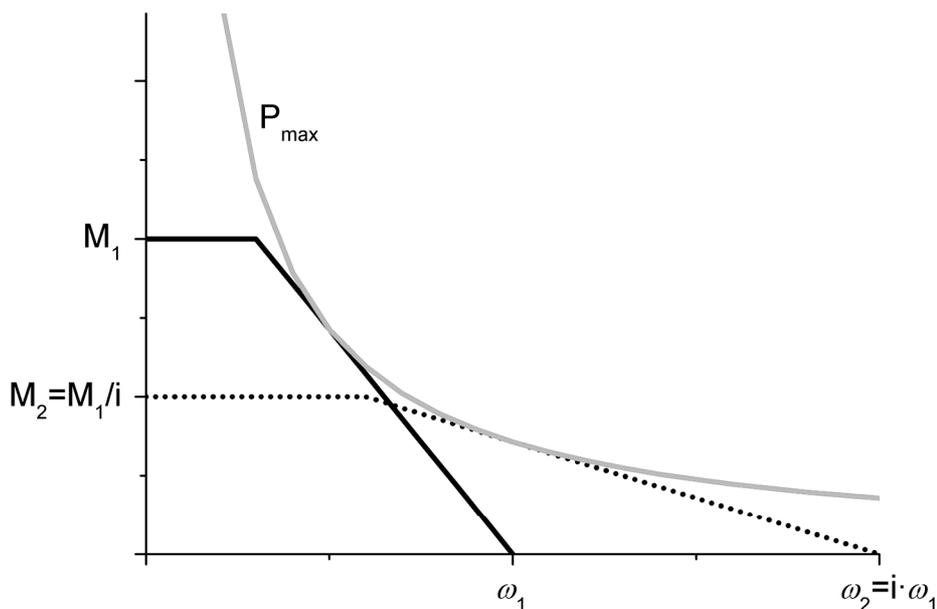
Dabei wird der Wandler im Rahmen dieser Arbeit als Blackbox betrachtet (**Bild 3–7**) und lediglich durch seine Energie- und Leistungsaufnahme sowie die Motorkennlinien als Systemausgang beschrieben. In **Bild 3–8** sind die Verläufe des Drehmoments an der Motorwelle und der Leistungsabgabe eines Gleichstrommotors idealisiert dargestellt [19]. Das Moment ist im Stillstand des Motors maximal (Stillstands- oder Blockiermoment) und fällt linear über der Drehzahl bis auf null. Daraus ergibt sich für die Leistungskennlinie ein parabolischer Verlauf über der Drehzahl.



**Bild 3–8:** Kennlinien eines Servomotors, nach [108]

Für den Einsatz als Antrieb einer Radbremse können das maximale Drehmoment, die maximale Drehzahl sowie die Leistungsabgabe definiert werden, die über die Motorbauform sowohl konstruktiv als auch elektrisch bestimmt werden [19], [63]. Die erforderliche Arbeitsfähigkeit des Motors ist vorgegeben durch die Kraft-Weg-Kennung der Bremse und die benötigte Leistungsabgabe durch die Verbraucherkennlinie in Verbindung mit der geforderten Zeit für einen Spannkraftauf- oder -abbau.

Das geforderte maximale Drehmoment des Motors richtet sich sowohl nach der geforderten Spannkraft als auch nach dem benötigten Überschussmoment für die dynamische Auslegung. Dabei kann die Drehmoment/Drehzahl-Kennlinie des Motors durch ein entsprechendes Getriebe angepasst werden, wie das Beispiel zweier Motoren mit derselben Ausgangsleistung zeigt: Der Motor  $M_1$  zeichnet sich durch ein um den Faktor  $i$  höheres Stillstandsmoment aus, der andere durch eine um denselben Faktor höhere Leerlaufdrehzahl, **Bild 3–9**.



**Bild 3–9:** Kennlinien zweier Servomotoren gleicher maximaler Leistung, nach [108]

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{\dot{\varphi}_2}{\dot{\varphi}_1} = i \quad (3-15)$$

Wird der Motor  $M_2$  um eine Getriebestufe der Übersetzung  $i$  erweitert, entspricht der Ausgang des Getriebes der Motorkennung  $M_1$  abzüglich des Wirkungsgradverlustes durch die Getriebestufe. Darüber hinaus muss für eine Substitution der Systeme die Dynamik übereinstimmen und die kinetische Energie in beiden Fällen gleich sein. Da der Motor  $M_2$  im vergleichbaren Betriebspunkt um den Faktor der Übersetzung schneller dreht, sind die Systeme energetisch genau dann gleich, wenn das Trägheitsmoment des Motors mit Getriebe um den Faktor  $i^2$  kleiner ist als das des Motors ohne Getriebe:

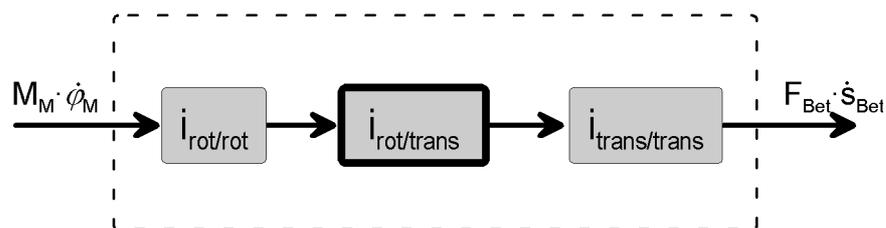
$$E_{rot,1} = E_{rot,2} \Leftrightarrow \Theta_{M2} = \frac{\Theta_{M1}}{i^2} \quad (3-16)$$

Für die statische Auslegung (maximal erreichbare Spannkraft) bietet der Elektromotor den Vorteil einer bezogen auf den Ausgangsweg unbeschränkten Arbeitsfähigkeit. Das heißt, dass mit zunehmendem benötigten Ausgangsweg der Motor einen größeren Drehwinkel zurücklegen muss, der motorseitig nicht begrenzt ist. Dadurch schränken die im vorherigen Abschnitt beschriebenen Änderungen der Verbraucherkennlinie sowie der Verschleißproblematik den Einsatz des Motors für die statische Auslegung nicht ein. Dem gegenüber steht allerdings eine stark eingeschränkte Leistungsfähigkeit, da der Motor seine Maximalleistung nur in einem Drehzahl/Momenten-Arbeitspunkt abgibt. Dem ist besonders bei der Gesamtauslegung der Radbremse Rechnung zu tragen.

### 3.3 Getriebe

Dem Getriebe kommt als Kennungswandler die zentrale Rolle zu, die Kennungen des Motors und des Verbrauchers aufeinander anzupassen. Diese Anpassung ist abhängig von der Verbraucherkennung, von der Kennung des elektromechanischen Wandlers sowie den Anforderungen an das Gesamtsystem, die sich in statische (niedrige Energieaufnahme beim Halten der Spannkraft) und dynamische Anforderungen (schneller Spannkraftaufbau, kurze Reversierzeit) bei gleichzeitig möglichst niedriger installierter Motorleistung aufteilen lässt.

Wie in den vorherigen Kapiteln beschrieben, ist der Eingang in das Getriebe rotatorisch und der Ausgang translatorisch. Daher ist die Hauptaufgabe des Systems Getriebe die Umformung der Rotationsenergie des Elektromotors in eine translatorische Betätigungsenergie für den Reibteil. Folglich muss das Getriebe aus mindestens einer Getriebestufe  $i_{rot/trans}$  bestehen, die um weitere Stufen vor und/oder hinter der rot/trans Stufe erweitert werden kann, **Bild 3–10**.



**Bild 3–10:** Greybox des Getriebes

Darüber hinaus sollte das Getriebe die Aufgabe als Kennungswandler übernehmen und die Antriebskennung an die Verbraucherkennung hinsichtlich der Hauptanforderungen an die maximale Spannkraft sowie Aufbau- und Reversierdynamik anpassen. Dabei stehen die folgenden Parameter, die bei der Getriebeauslegung angepasst werden können, zur Verfügung:

1. Gesamtübersetzung,
2. Aufteilung von  $i_{ges}$  auf die Übersetzungsstufen,
3. schaltbare Übersetzungsstufen,
4. Übersetzungsverlauf.

Wie sich eine Variation dieser Parameter auf das Systemverhalten auswirkt, wird im Folgenden diskutiert. Dabei bleiben für die Vergleichbarkeit die Ein- und Ausgangskennlinien in das Getriebe unverändert.

### 3.3.1 Gesamtübersetzung

Die Höhe der Gesamtübersetzung wird mindestens so gewählt, dass die erforderliche Spannkraft bei maximalem Motormoment unter Beachtung des Gesamtwirkungsgrads quasistatisch erreicht wird. Allerdings liegt beim dynamischen Zuspinnen der Bremse die maximal wirkende Spannkraft aufgrund der Massenträgheiten höher.

Eine Erhöhung der Gesamtübersetzung führt zu einer besseren „Statik“ der Bremse, da bei einer gegebenen Spannkraft das erforderliche Haltemoment mit zunehmender Übersetzung niedriger wird. Gleichzeitig erhöht sich zum Erreichen des erforderlichen Spannwegs der benötigte Drehwinkel des Motors, der bei einer gewünschten konstanten Leistungsfähigkeit des Motors durch eine höhere Winkelgeschwindigkeit kompensiert werden muss. Letzteres ist nur möglich, solange der Motor unterhalb seiner Maximaldrehzahl arbeitet. Wird bereits in einem Betriebspunkt diese Drehzahl erreicht, verlängern sich bei weiterer Erhöhung der Übersetzung die Zeiten.

Eine Veränderung der Übersetzung zwischen Spannkraft und Motormoment verschiebt bei einem Spannkraftaufbau unter Vollast die Zuordnung von Spannkraft und Leistungsabgabe des Motors zu anderen Betriebspunkten. Damit ließe sich zur Optimierung der Dynamik die Übersetzung so wählen, dass der Motor bei häufig angefahrenen Spannkraften oder besonders spezifizierten Reversierkräften in der Nähe der maximalen Leistungsabgabe arbeitet. Allerdings resultiert aus einer Erhöhung der Übersetzung eine höhere Rotationsenergie am Reversierpunkt.

### 3.3.2 Aufteilung der Gesamtübersetzung

Ab einer gewissen Höhe der Übersetzung besteht die Forderung, diese auf zwei Stufen aufzuteilen, um einen besseren Gesamtwirkungsgrad zu erzielen [18], [90], [131]. Damit besteht die Möglichkeit, ausgehend vom Motor bereits in der ersten Stufe mit einem sehr guten Wirkungsgrad und so hoch wie möglich zu übersetzen. Dies hat zum einen den Vorteil, dass Reibungskräfte und -momente hinter dieser Stufe nur noch mit dem Anteil der Übersetzung  $i_1$  einfließen. Zum anderen wird auf diese Weise das auf die Motorwelle bezogene Gesamtträgheitsmoment reduziert: Allgemein lässt sich das Trägheitsmoment aller rotierenden Massen mit Hilfe des Energieerhaltungssatzes auf eine Welle vor der Getriebestufe beziehen. Übertragen auf die Bremse ist das Gesamtträgheitsmoment die Summe aus dem Motor- und dem Verbraucherträgheitsmoment bezogen auf die Motorwelle:

$$\begin{aligned}
\Theta_{gesamt} &= \Theta_{Motor} + \frac{\Theta_1}{i_1^2} + \frac{\Theta_2}{i_1^2 \cdot i_2^2} + \frac{\Theta_3}{i_1^2 \cdot i_2^2 \cdot i_3^2} + \dots \\
&= \Theta_{Motor} + \frac{1}{i_1^2} \cdot \Theta_{Verbraucher}
\end{aligned}
\tag{3-17}$$

Dem gegenüber steht der Einfluss der Übersetzungen auf die Gesamtsteifigkeit, die sich aus der Addition der Produkte aus den Einzelsteifigkeiten und der jeweiligen Übersetzung ergibt.

$$k_{ges} = k_1 + k_2 \cdot i_1 + k_3 \cdot i_1 \cdot i_2 + \dots \tag{3-18}$$

Also wird die Gesamtsteifigkeit umso niedriger, je eher vom Motor aus gesehen hoch übersetzt wird. Allerdings wird die Gesamtsteifigkeit von der Elastizität des Belags dominiert [154], die mit der Gesamtübersetzung in die Bilanz eingeht, so dass der Effekt der Beeinflussung über die Anordnung der Getriebestufen vernachlässigt werden kann.

Damit lassen die beiden beschriebenen Parameter das Betriebsverhalten zwar in kleinen Grenzen geringfügig verändern; zur Lösung des Zielkonflikts bezüglich der Statik und Dynamik können sie aber keinen Beitrag leisten.

### 3.3.3 Schaltbare Übersetzungsstufen

In [16] wird eine Umschaltung von einer niedrigen Übersetzung in eine höhere am Ende der Lüftspielphase vorgeschlagen. Wegen der sich ständig ändernden Kraft-/Wegkennlinie des Reibteils erfolgt diese Umschaltung nicht weg-gesteuert, sondern der Umschaltzeitpunkt wird über das Kraftniveau sensiert und definiert, das mit dem Anlegen der Beläge an die Scheibe ansteigt. Die höhere Übersetzung muss dabei ausgelegt sein auf das Erreichen der geforderten Maximalkraft, die niedrigere sollte hinreichend klein gewählt werden, um das Lüftspiel möglichst schnell zu durchfahren. Mit diesem Getriebe verbessert sich die Kraftaufbaudynamik, ohne dass sich die statischen Eigenschaften verändern. Allerdings beschränkt sich das Verbesserungspotenzial auf das schnellere Durchfahren der Lüftspielphase. Sobald das Schaltkraftniveau angehoben wird, um die Dynamik über das Lüftspiel hinaus zu verbessern, leidet die Statik der Bremse aufgrund der niedrigen Übersetzung und daraus resultierenden höheren Haltemomente. Beispielsweise lässt sich bei einer geforderten Vorhaltung hoher Spannkraftreserven für den Fadingfall die Umschaltung in den höheren Spannkraftbereich verschieben, so dass die Übersetzung  $i_1$  den Normalbremsfall abdeckt und die Spannkraftreserve über eine Umschaltung in eine höhere Übersetzung  $i_2$  abgedeckt ist. Im Vergleich zu einem Aktor ohne Umschaltgetriebe, der nur die Übersetzung  $i_2$  installiert hat, um dieselbe maximale

Spannkraft zu erreichen, arbeitet der Aktor mit dem Schaltgetriebe überwiegend mit der Übersetzung  $i_1 < i_2$ , mit der Konsequenz höherer Haltemomente und besserer Dynamik. Eine weitere Alternative stellt die Ergänzung des Getriebes um eine Schaltstufe mit einer höheren Übersetzung  $i_1 > i_2$  dar. Um mit der Übersetzung  $i_2$  den Normalbremsfall abzudecken, ist nun ein kleinerer Motor mit einem um den Quotienten aus den beiden installierten Übersetzungen niedrigeren Ausgangsdrehmoment ausreichend. Damit liegen die Haltemomente so hoch wie bei der Bremse ohne Schaltgetriebe und der kleinere Motor lässt ein niedrigeres Massenträgheitsmoment mit verbesserter Dynamik erwarten.

Nachteile des in [16] vorgeschlagenen Prinzip sind der benötigte Bauraum, der mit der Übersetzung ansteigt und die hohen erforderlichen Stützkkräfte, mit denen sich die Hebel des Umschaltgetriebe nach der Umschaltung im Gehäuse abstützen. In Verbindung mit einer vom Werkstoff vorgegebenen zulässigen Flächenpressung wird dies ebenfalls einen hohen Bauraumbedarf nach sich ziehen. Eine formschlüssige Umsetzung der Abstützung ändert die kraftgesteuerte Umschaltung der Übersetzung mit zunehmender Größe der Abstufungen zu einer kombinierten Wegsteuerung der Umschaltung und reduziert damit das volle Potenzial des Ansatzes. Dem gegenüber steht der Vorteil des kurzen Kraftflusses, bei dem die hohe Spannkraft „früh“ ins Gehäuse eingeleitet wird und die Betätigung, insbesondere das Zentrallager, entlastet.

Über einen weg- oder kraftabhängigen Schaltpunkt hinaus lässt sich ein Getriebe auch in Abhängigkeit vom aktuellen Bedarf schalten. In Analogie zum automatisierten Getriebe im Antriebstrang eines Pkw [168] sind bei einem elektromechanischen Aktor ähnliche Schaltstrategien denkbar. Für einen Sollwertsprung auf eine geforderte Spannkraft wird eine niedrige Übersetzung gewählt, um die Kraftaufbauzeit zu reduzieren. Sobald die Kraft erreicht ist, wird hochgeschaltet auf eine sehr hohe Übersetzung, um die Haltemomente des Motors zu minimieren. Um diesen Ansatz zu realisieren, bedarf es zusätzlicher Aktorik, die sowohl den Aufwand als auch die Masse der Radbremse in die Höhe treibt.

### 3.3.4 Übersetzungsverlauf

Bereits die Schaltung der Übersetzungsstufen stellt eine diskrete Veränderung des Übersetzungsverlaufs dar. Mögliche Schaltpunkte sind oben beschrieben, die Verbesserungspotenzial bezüglich der dynamischen Eigenschaften der Bremse erwarten lassen. Daraus lässt sich die These ableiten, dass die Kombination der Varianten ein noch besseres Verhalten aufweisen beziehungsweise die konsequente Weiterführung des Gedankens zu noch mehr Schaltstufen und als Grenzfall die kontinuierlich ändernde Überset-

zungskennung einen wichtigen Freiheitsgrad liefert, um die Bremse hinsichtlich ihrer statischen und dynamische Eigenschaften gezielt auszulegen. Bei diesem Übersetzungsverlaufs ist im Unterschied zu allen bekannten Prototypen die Höhe der Übersetzung nicht konstant, sondern variiert über einer systemimmanenten Größe (Kraft oder Weg).

### 3.3.5 Fazit

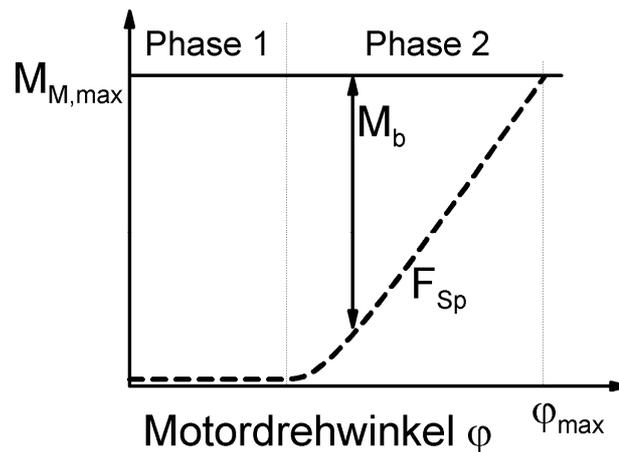
Ausgehend von einer geforderten Spannkraft, beschränken sich die Möglichkeiten bei einer konstanten Getriebeübersetzung, wie sie in den bekannten Prototypen eingesetzt wird, auf eine Erhöhung der nötigen Übersetzung. Damit lässt sich zu Lasten der Kraftaufbauzeit die statische Eigenschaft der Bremse verbessern. Eine variable Übersetzung dagegen eröffnet sie Möglichkeit, unter Beibehaltung der geforderten maximalen Spannkraft, die Dynamik in bestimmten Betriebsbereichen zu verbessern, allerdings zu Lasten der Statik. Folglich lässt sich der Kompromiss aus Statik und Dynamik durch eine variable Übersetzungskennung nicht aufbrechen, sondern lediglich zu einer besseren Dynamik (bei gleichzeitig schlechterer Statik) hin erweitern.

## 3.4 Gesamtsystem

Im Zusammenspiel der einzelnen beschriebenen Komponenten „sieht“ der Motor die Verbraucherkennlinie als übersetzte Kraft-/Wegkennlinie des Reibteils. Daraus lässt sich der Zuspännvorgang in die zwei Phasen

1. Lüftspiel überwinden
2. Spannkraftaufbau

einteilen, wobei die erste Phase mit dem Berühren der Beläge der Scheibe endet [16]. In **Bild 3–11** ist der Verlauf des maximalen Motormoments (Stillstandsmoment) über dem Motordrehwinkel aufgetragen. Zusätzlich eingezeichnet ist der Verlauf der Spannkraft bezogen auf die Motorwelle bei Annahme eines konstant übersetzten Getriebes ohne Selbstverstärkung.



**Bild 3–11:** Statische Motormoment/Weg-Kennlinie einer Bremse

Über die Spannarbeit hinaus muss beim dynamischen Spannkraftaufbau die Beschleunigungsarbeit berücksichtigt werden, die bei jeder Spannkraftänderung verrichtet werden muss. Beim Zuspanssen kann die Differenz aus maximalem Motormoment und Lastmoment als Beschleunigungsmoment  $M_b$  bezeichnet werden, das mit zunehmender Last abnimmt und bei Erreichen der maximalen Spannkraft null wird. Bei Lösen der Bremse addiert sich die Spannkraft zum Überschussmoment, da die in der Elastizität der gespannten Bremse gespeicherte Energie nun Arbeit verrichtet. Das gegenteilige Verhalten zeigt die Kombination mit einem Reibteil mit Selbstverstärkung, die im überkritischen Bereich betrieben wird. Hier unterstützt die mit Spann- und Umfangskraft zunehmende Zusatzkraft das Motormoment während des Spannkraftaufbaus und subtrahiert sich beim Lösen vom Überschussmoment. Dieses Beschleunigungsmoment bestimmt in Verbindung mit der Trägheit des Verbrauchers die Dynamik der Bremse.

Die kinetische Energie der bewegten Bremsenmassen führt zu einer dynamischen Erhöhung des Motormoments und beeinflusst somit den Gradienten des Spannkraftaufbaus. Darüber hinaus bewirkt dies eine mögliche Erhöhung der maximal erreichbaren Spannkraft, da die benötigte Haltekraft um die Reibkraft niedriger als die Spannkraft ist. Das heißt, beim quasistatischen Zuspanssen muss zunächst die Reibkraft überwunden werden, bevor sich die Spannkraft erhöht. Beim dynamischen Zuspanssen kann die Reibkraft durch die dynamische Momentenüberhöhung überwunden werden und die Reibkraft unterstützt beim Halten der nun höheren Spannkraft die Haltekraft. Beim Zuspanssen auf die maximale Spannkraft wird die kinetische Energie in Spannenergie umgewandelt und es können abhängig von der Höhe der kinetischen Energie dynamisch höhere Spannkräfte erreicht werden als beim quasistatischen Spannkraftaufbau, obwohl das maximale Motormoment über der Drehzahl abnimmt.

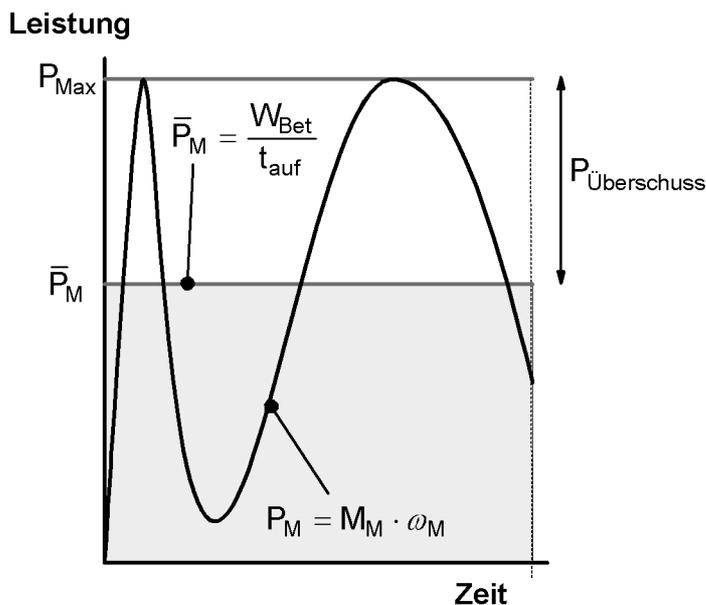
Im Normalfall einer Bremsung wird jedoch eine deutlich niedrigere Spannkraft benötigt, die schnellstmöglich erreicht werden soll. Für einen schnellen Kraftaufbau muss zum einen zu Beginn der Bremsung die Beschleunigungszeit minimiert werden, um ausreichend Spannarbeit leisten zu können. Darüber hinaus muss zum anderen bei Erreichen der Sollkraft die kinetische Energie minimal sein, weil deren Abbau Zeit und Energie kostet. Insgesamt ist die Arbeit, die der Motor zu verrichten hat, nach den Gleichungen (3-2), (3-4) und (3-14) unter Berücksichtigung des Getriebewirkungsgrads gleich der Betätigungsarbeit, da für die energetische Betrachtung die Wahl der Systemgrenze unerheblich ist.

$$W_M = \frac{1}{\eta_{ges}} \cdot W_{Bet} = \frac{1}{\eta_{ges}} \int_{s=s_0}^{s_{Bet}} F_{Bet}(s) ds = \frac{F_B \cdot s_{Bet}}{2 \cdot \eta_{ges} \cdot C^*} \cdot \frac{r_{dyn}}{r_w} \Bigg|_{s_{Bet}} \quad (3-19)$$

In Verbindung mit der Anforderung an die Dynamik der Bremse ergibt sich die minimal erforderliche Leistungsabgabe des Motors. Um die Dynamikanforderung zu erfüllen, muss die mittlere Motorleistung mit der mittleren Betätigungsleistung übereinstimmen.

$$\bar{P}_M = \frac{W_{Bet}}{t_{auf}} = \frac{1}{|t_0 - t_{auf}|} \int_{t_0}^{t_{auf}} P_M(t) dt \quad (3-20)$$

**Bild 3–12** zeigt die mittlere benötigte Betätigungsleistung und die tatsächlich abgegebene Leistung des Motors zum Zuspinnen auf die maximale Spannkraft. Bei einem konstant übersetzenden Getriebe wird bei Durchfahren des Lüftspiels die Motordrehzahl nach dem Beschleunigen der trägen Massen auf einen Wert nahe der Leerlaufdrehzahl ansteigen und dort eine nur geringe mechanische Leistung abgeben. Mit zunehmender Last bricht die Motordrehzahl ein und der Motor gibt entsprechend seiner Kennlinie eine höhere mechanische Leistung ab.



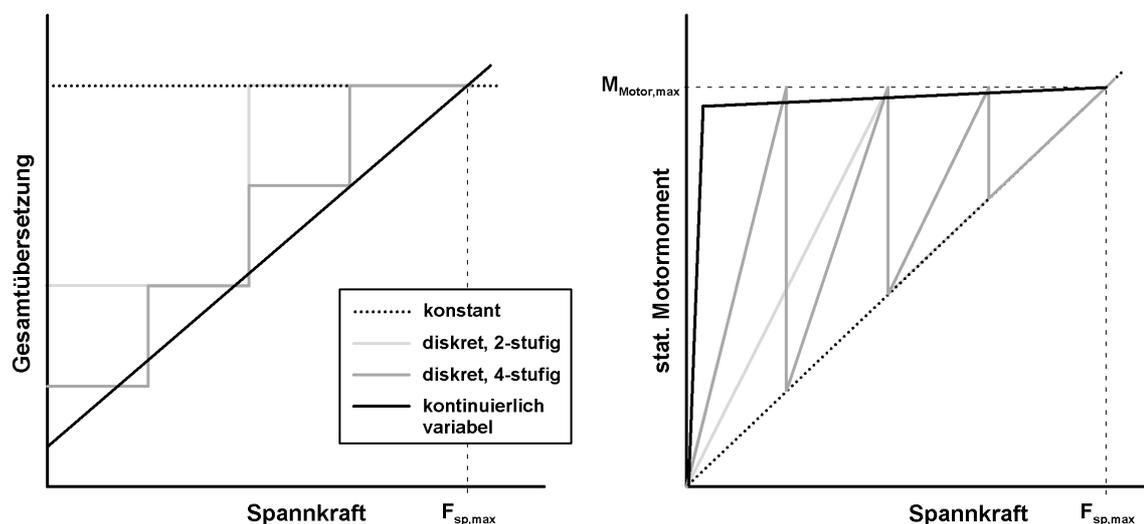
**Bild 3–12:** Beispielhafter zeitlicher Verlauf der Motorwellenleistung

Zur Kompensation des Defizits im ersten Abschnitt des Kraftaufbaus muss die maximale Leistungsabgabe höher sein, als die benötigte mittlere Leistung. Der Motor ist also für die Verbraucheranforderungen hinsichtlich seiner Leistungsabgabe überdimensioniert. Daraus lässt sich die dynamische Güte einer Radbremse über das Verhältnis aus mittlerer Motorleistung, die der Motor während des Kraftaufbaus bereitstellen muss, und maximaler installierter Motorleistung als Ausnutzungsgrad definieren.

$$\zeta = \frac{\bar{P}_M}{P_{M,max}} \quad (3-21)$$

Je höher die mittlere Leistung des Motors während der Aufbauzeit ist, desto schneller kann die Spannkraft aufgebaut werden oder je größer der Ausnutzungsgrad  $\zeta$  ist, desto niedriger muss die installierte Motorleistung ausfallen. Durch eine Anpassung der Getriebecharakteristik muss der Verlauf der Motorleistung mit der der Betätigungsleistung übereinstimmen. Die benötigte maximale Motorleistung ist dann minimal, wenn der Motor für den gesamten Verlauf des Kraftaufbaus nahe seines Leistungsmaximums betrieben werden kann. Dann nähert sich der Wert für den Ausnutzungsgrad gegen eins, den er aufgrund von Massenträgheiten nicht erreichen wird. Die entsprechende auf die maximale Dynamik bezogene ideale Kennung muss nun in Abhängigkeit der Verbraucher- und Antriebskennung die Übersetzung stetig erhöhen, um bei wachsender Spannkraft das Motormoment auf dem Niveau der maximalen Leistungsabgabe  $M_{Pmax}$  zu halten.

Zur Simulation des Einflusses der Getriebeauslegung auf das dynamische Aktorverhalten wurde für das Simulationsmodell ein Getriebebaustein verwendet, der alternativ zu den Getriebebausteinen rot/rot, rot/trans und trans/trans einsetzbar ist und die Drehbewegung des Motors ( $\varphi_{Motor}$ ) direkt in eine Translationsbewegung zum Zuspinnen der Bremsbeläge ( $s_{Sp}$ ) umwandelt. Durch das Zurückführen der Zuspinnkraft ( $F_{Sp}$ ) und die Vorgabe weniger und einfacher Parameter können unterschiedliche Getriebearten dargestellt werden. Die Getriebecharakteristik kann durch die Vorgabe der Gesamtübersetzung ( $i_{ges}$ ) zur Erreichung einer maximalen Spannkraft mit einfachen Mitteln variiert werden; von einem konstant übersetzenden Getriebe über ein Getriebe mit diskreten Schaltstufen hin zu einem Getriebe mit kontinuierlich variabler Übersetzung. **Bild 3–13** zeigt links beispielhaft vier mögliche Übersetzungsverläufe über der Spannkraft. Im Gegensatz zur konstanten Übersetzung schalten die diskreten Übersetzungen kraftabhängig zwischen zwei oder vier Übersetzungsstufen, von denen die höchsten Stufen dieselbe Übersetzung aufweisen, wie die konstante Übersetzung, um dieselbe maximale Spannkraft quasistatisch zu erreichen. Unendlich viele Schaltstufen führen schließlich im Grenzprozess zu einer kontinuierlich variablen Übersetzung. Dabei ist die Anfangsübersetzung so gewählt, dass der Motor schnellstmöglich den Bereich hoher Leistungsabgabe anfahren kann, in dem er im weiteren Verlauf des Kraftaufbaus durch die kraftgesteuerte Erhöhung der Übersetzung gehalten wird.

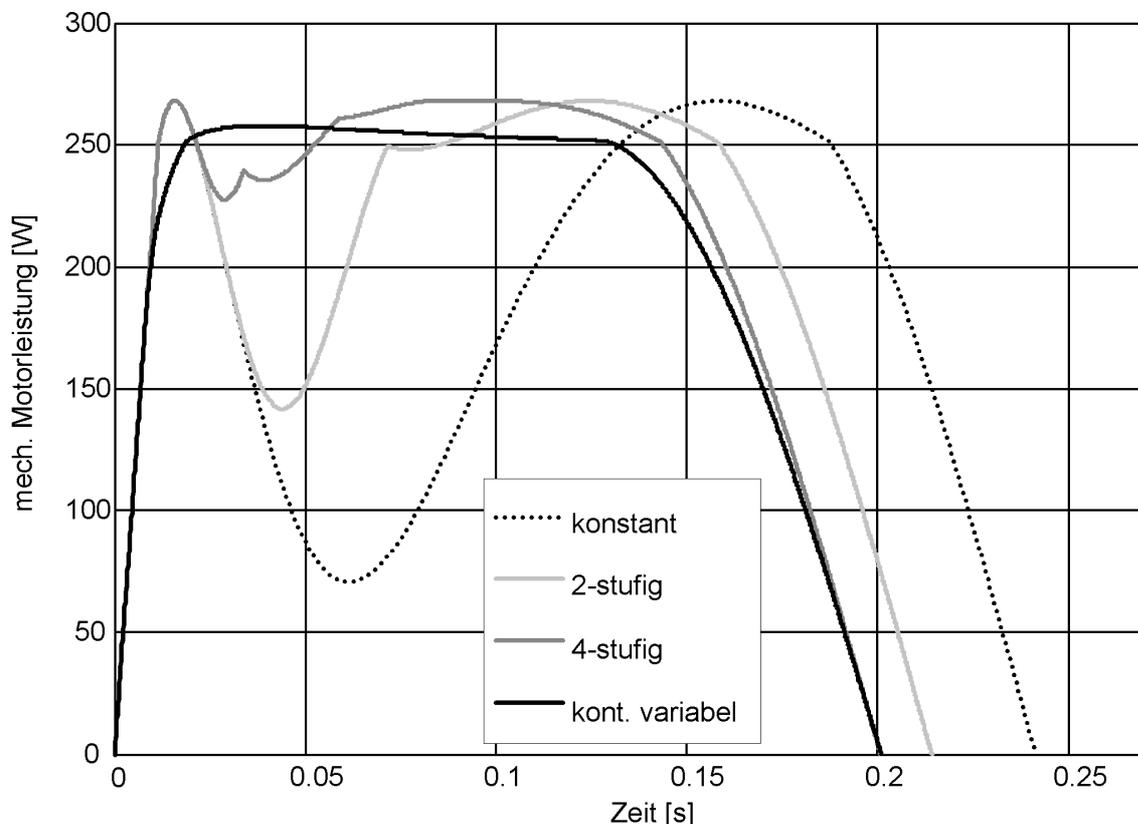


**Bild 3–13:** Übersetzungsverlauf und Verlauf des statischen Haltemoments über der Spannkraft

Aus diesen Übersetzungsverläufen lassen sich die erforderlichen statischen Haltemomente des Motors berechnen, Bild 3–13 rechts. Im Fall der konstanten Übersetzung steigt das Haltemoment linear über der Spannkraft und endet – bei einer Übersetzungs-

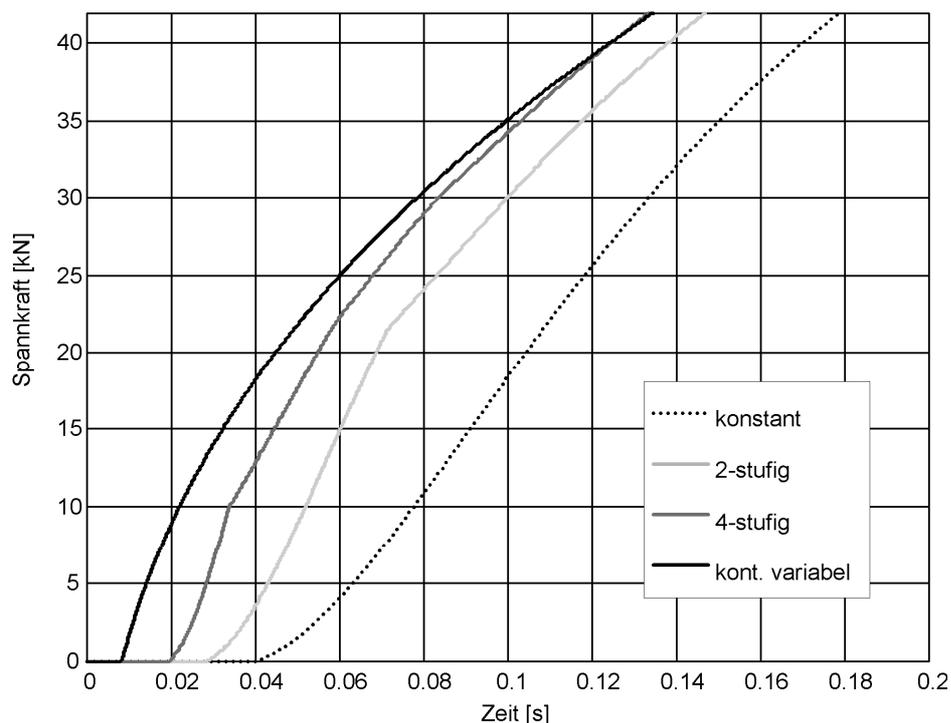
stufe – mit dem Erreichen des maximalen Moments bei der maximalen Spannkraft. Die Unterteilung der Übersetzung in zwei gleich große Bereiche hat zur Folge, dass bereits bei halber maximaler Spannkraft das maximale Motormoment zum ersten Mal erreicht wird. Da die Kennlinie oberhalb der konstanten Kennung verläuft, verschlechtern sich die statischen Eigenschaften der Bremse. Bei einer weiteren Unterteilung auf vier Bereiche wird das Maximalmoment bei  $0,25 \cdot F_{Sp,max}$  erreicht. Entsprechend bewegt sich der Motor bei einem Getriebe mit kontinuierlich variabler Übersetzung ständig im Bereich knapp unterhalb seines Maximalmoments, der dynamisch den Punkt maximaler Leistungsabgabe des Motors in seinem Moment-/Drehzahl Kennfeld beschreibt. Aus Sicht der statischen Eigenschaften ist dies der denkbar schlechteste Fall, da bei jeder benötigten Spannkraft das Motormoment und somit die Stromaufnahme (und damit die Kupferverluste) des Motors maximal sind.

Das Potenzial hinsichtlich der Dynamik zeigen beispielhaft die nachfolgende Simulationen auf die maximale Spannkraft, deren Randbedingungen gleiche maximal erreichbare Spannkraft, gleicher Motor und unveränderte mechanische Eigenschaften (Steifigkeit, Wirkungsgrad, Trägheit) sind, vgl. Kapitel 8. Als erstes Ergebnis liefert die Simulation die Höhe der Motorwellenleistung, **Bild 3–14**.



**Bild 3–14:** Abgegebene Motorwellenleistung für verschiedene Getriebevarianten

Zu Beginn der Bremsung aus der Lüftspielposition werden die Massen in Bewegung gesetzt und der Motor durchfährt beim Hochdrehen den Punkt seiner maximalen Leistungsabgabe. Im Fall der konstanten Übersetzung erreicht der Motor am Ende der Lüftspielphase eine hohe Drehzahl, bei der der Motor nur eine geringe mechanische Leistung abgibt. Mit zunehmender Last (steigende Spannkraft) durchläuft der Betriebspunkt entlang der Vollastlinie zu niedrigeren Drehzahlen den Bereich höherer Leistungsabgabe, bis er bei der Maximalkraft den Stillstand erreicht und damit die mechanische Leistung zu null wird. Im Unterschied dazu erreicht die zweistufige Übersetzung den Lastanstieg nach der Lüftspielphase aufgrund der höheren Anfangsübersetzung schneller, so dass die Motordrehzahl und damit der Einbruch der Leistung geringer ausfällt. Nach dem Umschalten auf die Übersetzung des konstant übersetzten Getriebes entsteht ein Überschussmoment, das den Motor hochdrehen lässt in einen Bereich geringfügig niedriger Leistungsabgabe. Bei einer weiteren Unterteilung in vier Schaltstufen ist der Leistungsabfall bis zum Anlegen der Bremsbeläge noch weniger ausgeprägt. Die Leistungsabgabe bewegt sich während der gesamten Kraftaufbauzeit nahe der Maximalleistung.



**Bild 3–15:** Kraft-Zeitverläufe für verschiedene Getriebevarianten

**Bild 3–15** zeigt die dazugehörigen Zeitverläufe der Spannkraft. Je mehr Übersetzungsstufen das Getriebe enthält, umso höher ist zu jedem Zeitpunkt die Spannkraft, bezie-

ungsweise wird eine beliebige Spannkraft unterhalb der simulierten Maximalkraft schneller erreicht.

### 3.5 Fazit

Die Anforderungen an das Gesamtsystem lassen sich in statische (niedrige Energieaufnahme beim Halten der Spannkraft) und dynamische Anforderungen (schneller Spannkraftaufbau, kurze Reversierzeit) bei gleichzeitig möglichst niedriger installierter Motorleistung aufteilen. Diese Anforderungen werden gleichzeitig nur von schaltbaren Getrieben mit kontinuierlich variabler Übersetzung (CVT-Getriebe, [47]) in Verbindung mit einer ausreichenden Spreizung der Übersetzungsstufen erfüllt. Über die aktive Anpassung der Übersetzung lässt sich bei einer Dynamikanforderung der Motor im Betriebspunkt maximaler Leistungsabgabe betreiben und im stationären Zustand die größte Übersetzung einstellen. Allein wegen der erforderlichen zusätzlichen Aktorik bleibt dieser Ansatz akademisch. Bei einem EMB-Aktor mit klassischer Auslegung, d.h. mit einem konstant übersetzenden Getriebe (vgl. Kap. 2), führt die Erfüllung der Anforderungen zu einem Zielkonflikt hinsichtlich der Auslegung des Motors. Die Parameter maximales Motormoment, Leerlaufdrehzahl und Getriebeübersetzung können zur Einhaltung der statischen und dynamischen Anforderungen nicht unabhängig voneinander gewählt werden. Der Zielkonflikt kann nur dadurch gelöst werden, dass ein hinsichtlich seiner maximalen Leistungsabgabe überdimensionierter Motor zum Einsatz kommt, für den aufgrund höherer Trägheiten zusätzliche Leistung installiert sein muss. Damit liegt die tatsächlich installierte Motorleistung deutlich über der vom Verbraucher geforderten Leistungsabgabe.

Trivial ist es, die Leistungsanforderung durch eine steifere Kraft-/Wegkennung zu reduzieren. Um darüber hinaus die zu installierende Motorleistung und Energiebedarf so klein wie möglich zu halten, sollte bei gleicher geforderter Dynamik über einen geeigneten Verlauf der Getriebeübersetzung der Motor im Betriebspunkt seiner Nennleistung gehalten werden. Darüber hinaus hilft die Selbstverstärkung, die Leistungsanforderung zu reduzieren, da zusätzliche Arbeit in das System zurückgeführt wird, um die der Antrieb entlastet wird. Letzteres hilft nicht nur der Dynamik, sondern auch im statischen Betrieb beim Halten einer Spannkraft, dem ohne Selbstverstärkung nur durch eine Erhöhung der Übersetzung Rechnung getragen werden kann, worunter dann die Dynamik leidet.

## 4 Eingesetzte Forschungswerkzeuge

In diesem Kapitel werden die Prototypen vorgestellt, mit denen die Hypothesen untersucht werden. Begleitend zur Konstruktion wurde ein Simulationsmodell aufgebaut, mit dessen Hilfe verschiedene konstruktive Parameter bewertet und schließlich ausgewählt wurden. Erprobt wurden die zwei Radbrems-Prototypen auf dem *fzd*-Rollenprüfstand.

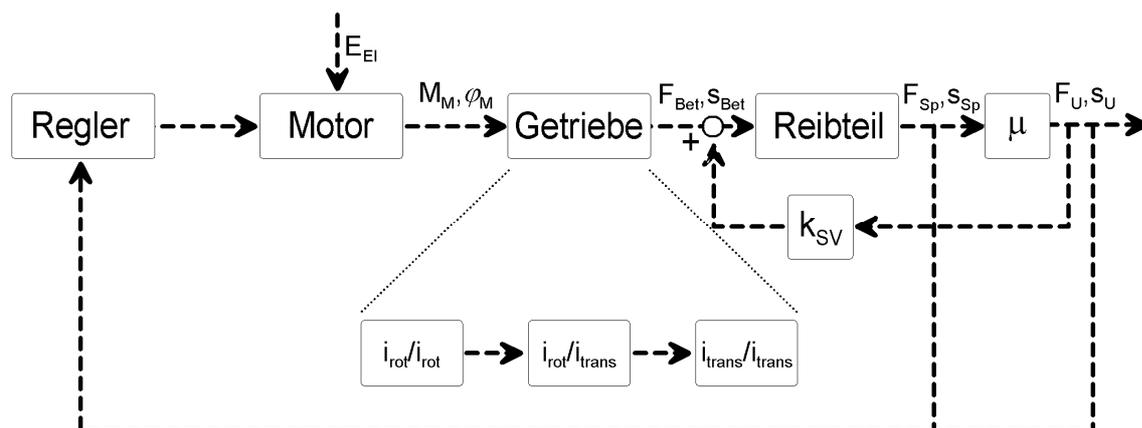
### 4.1 Simulationsmodell

Für die Konstruktion der Radbremse ist die Programmierung eines Simulationsmodells unerlässlich, da an die Bremse vor allem dynamische Anforderungen gestellt sind. Mit Hilfe der Simulation lassen sich die Auswirkungen der Auslegungsparameter auf die Dynamik aufzeigen und iterativ mit überschaubarem Aufwand die Parameter optimieren. Dabei besteht ein Zielkonflikt zwischen der geforderten Genauigkeit des Modells einerseits und der Komplexität und daraus resultierender Schwierigkeiten bei der Verifizierbarkeit der simulierten Parameter andererseits.

#### 4.1.1 Aufbau

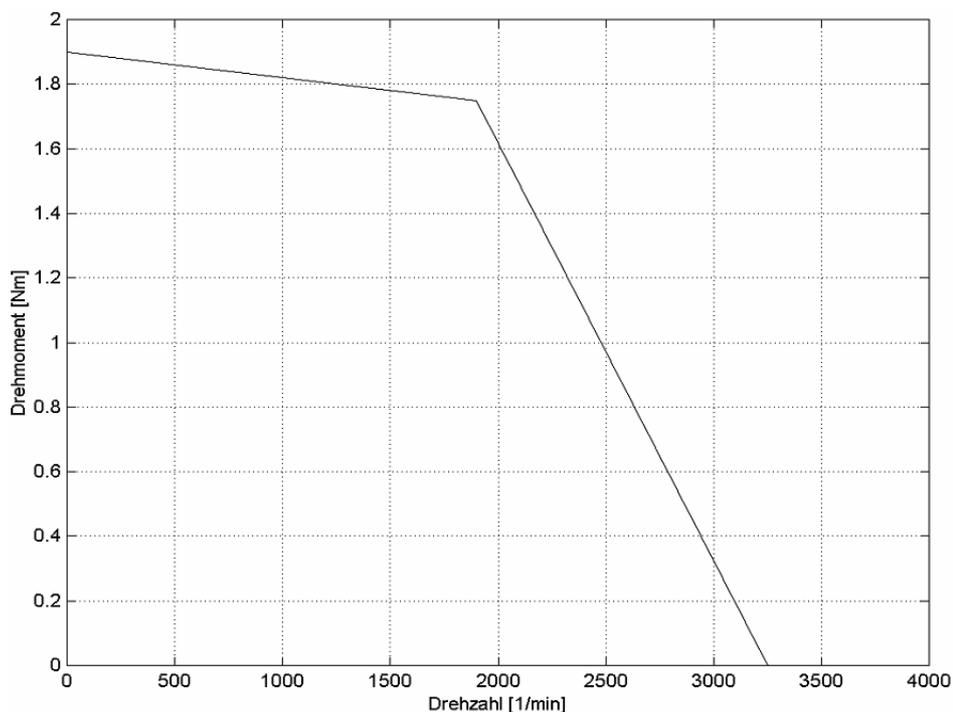
Der Aufbau des Simulationsmodells folgt der Funktionsstruktur der Radbremse, wie sie in Kapitel 3 beschrieben ist. Entsprechend umfasst die Modellbildung des mechatronischen Systems die Komponenten Motor, Getriebe und Reibbremse. Dieser auf der funktionalen Ebene modulare Aufbau ermöglicht die einfache Modifikation elementarer Parameter oder die Substitution einzelner Subsysteme. Ausgehend von den aufgestellten nichtlinearen Differentialgleichungen zur Beschreibung des dynamischen Systemverhaltens wurde das Simulationsmodell unter Matlab<sup>®</sup> Simulink<sup>®</sup> programmiert [104]. Jede Komponente ist eigenständig und kann in seinen Parametern angepasst werden. Zur Vereinfachung ist die Reibbremse auf ein Feder-Masse-Dämpfer-System reduziert.

Eingangsgröße in das Gesamtsystem ist die dem Aktor zugeführte elektrische Energie, die über einen vorgeschalteten Radbremsenregler bereitgestellt wird. Ausgangsgröße des Simulationsmodells ist je nach Aufgabe und Bremsentyp die Spannkraft oder die sich zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe einstellende Umfangskraft, die errechnet und dem Regler zurückgeführt wird, **Bild 4–1**.



**Bild 4–1:** Komponenten des Simulationsmodells

Als Aktor wird ein elektronisch kommutierter, bürstenloser, permanenterregter Gleichstrommotor (DC Brushless Motor) modelliert, wie er in den Prototypen verwendet wird, der die zugeführte elektrische Energie in Rotationsenergie umwandelt und auf das Getriebe überträgt. Die Modellbildung des Motors umfasst die Abbildung seines Zeitverhaltens und die Einhaltung des von der Drehzahl abhängigen maximalen Drehmoments, dessen real gemessener Verlauf zugunsten eines weniger komplexen Modells an zwei Geraden angepasst ist, **Bild 4–2**.



**Bild 4–2:** Verlauf des Motormoments über der Drehzahl

Das Getriebe ist in die drei Teilsysteme rotatorisch/rotatorische (rot/rot), rotatorisch/translatorische (rot/trans) und translatorisch/translatorische (trans/trans) Wand-

lung unterteilt. Die Linearbewegung am Ausgang des Getriebes sorgt für das Zustellen der Bremsbeläge. In Verbindung mit der Kraft-/Wegkennung resultiert daraus eine Spannkraft zwischen den Bremsbelägen und der Bremsscheibe, die wiederum über die Reibbedingung eine Umfangskraft an der Bremsscheibe erzeugt.

Die Steifigkeit der Bremsscheibe liegt um den Faktor  $10^3 \dots 10^4$  höher als die Steifigkeiten der Bremsbeläge sowie die des Faustsattels [154]. Das hat zur Folge, dass selbst bei maximaler Spannkraft die auftretenden Verformungen der Bremsscheibe im Vergleich zu den an den Belägen sowie dem Faustsattel auftretenden Verformungen vernachlässigt werden können. Aufgrund dieses Verhältnisses wird die Bremsscheibe als starr angesehen.

Im ungespannten Zustand der Bremse befinden sich die Bremsbeläge in der Lüftspielstellung. Unter der vereinfachten Annahme gleich großer, entgegen gesetzter Bewegungen von faust- und kolbenseitigem Belag lässt sich die Bewegung der Betätigung unter Berücksichtigung der Führungsreibung der Faust aus einer Verdoppelung der Belagbewegung berechnen.

Zwei wesentliche Bestandteile des Simulationsmodells lassen sich leider nur mit Einschränkungen abbilden: die Steifigkeit des Verbrauchers, insbesondere der Reibbeläge sowie deren Reibverhalten. Zu viele Abhängigkeiten erschweren die Abbildung des Reibprozesses und des dynamischen Verhaltens der Kraft-/Wegkennung [129]. Daher werden im Simulationsmodell der Reibbeiwert als konstant angenommen und mit zwei Verbraucherkennungen die möglichen Extremfälle abgedeckt. Dies sind zum einen ein Fadingfall mit neuem Belagmaterial und der denkbar geringsten Steifigkeit sowie ein kalter Belag an der Verschleißgrenze mit der höchsten Steifigkeit. Das Übergangsverhalten im Betrieb wird somit nicht simuliert.

#### 4.1.2 Regelung

Für das Simulationsmodell wurde ein einfacher Regler entwickelt, der die Spannkraft oder die Umfangskraft als Rückführung benutzt. Stellgröße ist dabei die dem Motor zugeführte elektrische Leistung. Dieser Regler erfüllt die Aufgabe, nach einem Sprung von null auf den Sollwert das Lüftspiel in möglichst kurzer Zeit zu überwinden und anschließend die geforderte Spannkraft schnell und genau einzuregeln. Dabei ist ein einmaliges, leichtes Überschwingen der Spannkraft über den Sollwert und anschließendes aperiodisches Einschwingen auf die geforderte Kraft zulässig. Ein solches Verhalten

wird angestrebt, da dadurch eine maximale Dynamik erreicht wird. Dasselbe gilt analog auch für den Kraftabbau.

Der für das Simulationsmodell entwickelte Regler basiert auf einem PID-Regler und ist für das Zuspinnen auf zwei Phasen ausgelegt. Um das Lüftspiel möglichst schnell zu überwinden, soll während dieser Zeit das maximale Motormoment wirken, d.h. die Massen der Komponenten werden maximal beschleunigt. Da sich in der Phase der Lüftspielüberwindung die Regelabweichung nicht verändert, genügt hier ein einfacher P-Regler, der den Motor mit maximaler Spannung ansteuert. Um dieses Verhalten unabhängig von der geforderten Sollkraft zu erreichen, wird die Regelabweichung auf die Sollkraft normiert. Dies hat zur Folge, dass bei beliebiger Größe der Sollkraft zu Beginn des Bremsvorganges immer die maximale Beschleunigung eingestellt wird, wodurch eine minimale Verzugszeit erreicht wird.

Zur Beseitigung einer bleibenden Regelabweichung ist ein I-Anteil erforderlich. Der Einsatz des I-Anteils ist jedoch erst sinnvoll, wenn das Lüftspiel überwunden ist und die Beläge an der Bremsscheibe anliegen. Würde der Integrator bereits während der Lüftspielüberwindung die Regelabweichung aufintegrieren, stünde der Wert am Ausgang des Integrators in keinem Zusammenhang mit der bleibenden Regelabweichung.

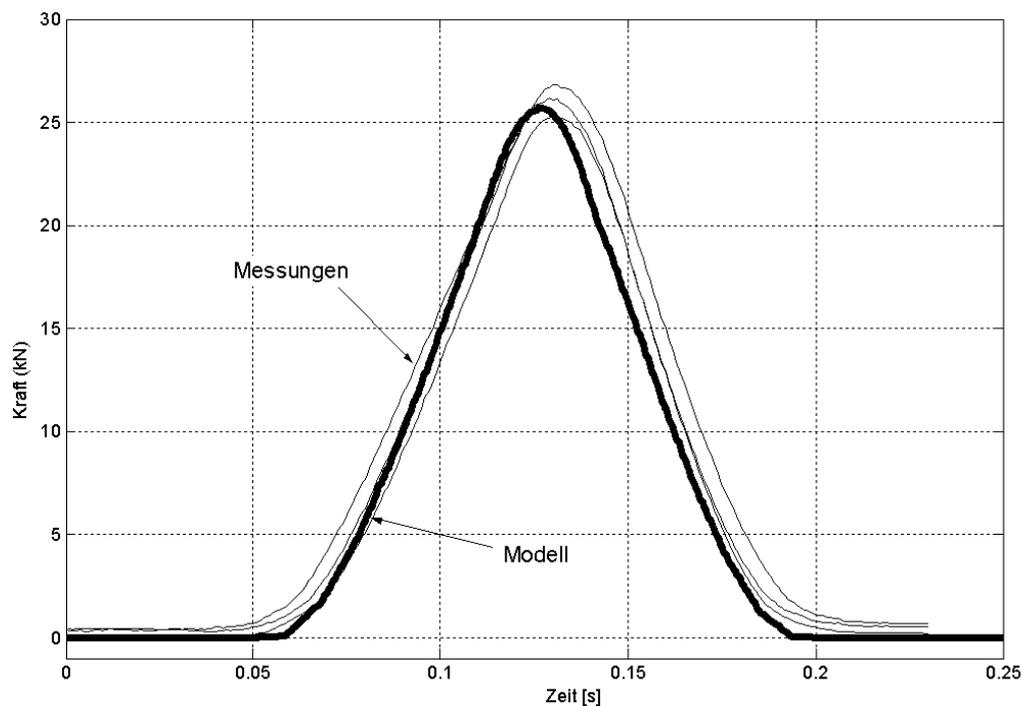
### 4.1.3 Validierung

Der modulare Aufbau des Simulationsmodells erlaubt über die Untersuchung der einzelnen Blöcke die stückweise Validierung des Gesamtmodells. Beispielsweise lässt sich über die Steuer- und Reglereinheit des Servoverstärkers der verwendete E-Motor im Modus der Drehzahlregelung mit einem Rechtecksignal beaufschlagen. Damit bietet sich zum einen die Möglichkeit, die Abbildungsgenauigkeit des Motors im Modell zu verfeinern. Zum anderen lässt sich dann der abgeglichene Motor mit der Bremse verbinden und im selben Betriebsmodus die Änderung der Drehzahlgradienten auswerten, um Rückschlüsse auf das Gesamtträgheitsmoment zu ziehen.

Für die Validierung des Simulationsmodells standen über die *fzd*-Bremsen hinaus auch für verschiedene Bremsenprototypen des Projektpartners in einer frühen Projektphase Messdaten zur Verfügung. Mit einer Anpassung der entsprechenden Parameter lassen sie sich ebenfalls im Modell abbilden. **Bild 4–3** zeigt den Verlauf der Spannkraft der modellierten Bremse im Vergleich zu beispielhaften Messungen. Die gemessenen Kurven stammen von verschiedenen baugleichen Prototypen, die mehrfach dieselbe Prozedur durchlaufen haben: schnellst möglicher Kraftaufbau und bei Erreichen einer defi-

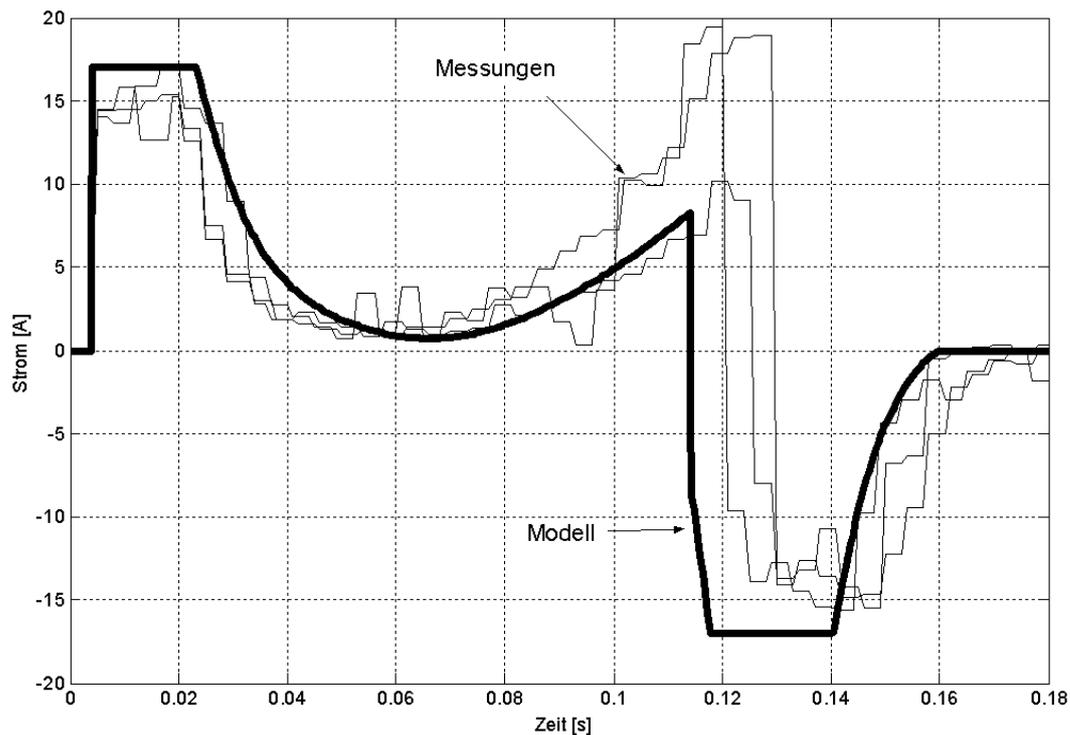
nierten Kraft zum schnellen Spannkraftabbau den Stromfluss im Motor umkehren. Gemessen wurde die Spannkraft mit einem Sensor, der zwischen den Belägen angeordnet war, also ohne Umfangskraft. Da die Messergebnisse trotz der Baugleichheit der Aktoren bezüglich ihrer Dynamik und der erreichten Maximalkraft stark streuen, wurde der Verlauf der Simulation in die Mitte des Streubands aus allen Versuchen gelegt.

Zugunsten eines weniger komplexen Modells wurde auf die feinere Modellierung des Übergangs von der Lüftspiel- in die Spannphase verzichtet, was sich in der Steigung im Übergang zwischen den beiden Phasen zeigt.



**Bild 4–3:** Vergleich der Spannkraft Messung vs. Modell

Zu denselben Messungen zeigt **Bild 4–4** den zeitlichen Verlauf des Motorstroms. Auch hier zeigt sich ein Streuband der Ergebnisse, das sich allerdings erst gegen Ende des Spannkraftaufbaus ergibt. In Verbindung mit den schwankenden Verbrauchereigenschaften ergibt sich eine Ungenauigkeit im Zeitpunkt des Umstromens für die gezeigten Varianten von rund 10ms.



**Bild 4–4:** Vergleich des Motorstroms (Messung vs. Modell)

Im Gegensatz dazu steht für die Validierung des Reibteils mit Selbstverstärkung nur ein System zur Verfügung. Wie bereits beschrieben, ist die Simulation der Reibung zu komplex, als dass sie in dem Programm, das in erster Linie die Konstruktion begleiten soll, genügend genau abgebildet werden kann. Darüber hinaus wird bei dem Prototyp nicht die Umfangskraft gemessen, sondern das Bremsmoment, in dem die Umfangskraft nur einen von mehreren unbekanntem ( $r_w, \mu$ ) Multiplikatoren darstellt.

#### 4.1.4 Bewertung des Modells

Mit dem Simulationsmodell steht ein geeignetes Werkzeug zur Verfügung, mit dem die Dynamik der Bremse hinreichend genau abgebildet ist, um auch über die Konstruktionsphase hinaus Getriebevarianten miteinander vergleichen zu können. Dabei liegen die Grenzen des Modells bei der hinreichend genauen Abbildung von konstruktiven Störgrößen, wie Erhöhung der Führungsreibung durch Querkräfte und der Änderung von Betriebsbedingungen, wie das Auftreffen der Beläge an die Scheibe beim Übergang vom Lüft- zum Spannweg oder dem Temperaturverhalten. Da letzteres auch Einfluss auf die Systemsteifigkeit hat, können Änderungen der Kraft-/Wegkennlinie und deren Bedeutung bei einer nichtlinearen Getriebekennlinie mit begrenztem Ausgangsweg nicht simuliert werden. Abhilfe in der Auslegung schafft die Reduktion der Variation auf zwei Extrem-Zustände, die den denkbar härtesten und weichsten Fall beschreiben.

Die genauere Ausgangsgröße der Simulation stellt die Spannkraft dar, da die komplexe Reibbedingung, die zur Umfangskraft und Selbstverstärkung führt, nur unzureichend abgebildet ist. Dies zeigt sich vor allem bei Simulationen im Übergang zum überkritischen Bereich der Selbstverstärkung.

## 4.2 *fzd*-Rollenprüfstand

Die experimentellen Untersuchungen fanden am *fzd*-Rollenprüfstand statt, der als ursprünglich eingesetzter Abgasprüfstand für ein Komplettfahrzeug der Fa. Carl Schenck im Rahmen eines Sonderforschungsprojekts von der DFG [157] für die Bremsenerprobung umgebaut wurde [158]. Für die Aufnahme der Bremse und die Übertragung der Bremsleistung wurde der Prüfstand zur stationären Erprobung um ein Viertelfahrzeuggestell erweitert. Darüber hinaus hat [158] eine Prüfumgebung errichtet, die aus umfangreicher Mess- und Regelungstechnik besteht. Diese Infrastruktur wurde für die experimentellen Untersuchungen genutzt und geringfügig einigen erweiterten Anforderungen angepasst. Daher wird zum Verständnis im Rahmen der vorliegenden Arbeit nur grob auf die Funktion der Systeme eingegangen, die ausführlich in [158] beschrieben sind. **Bild 4–5** zeigt den *fzd*-Rollenprüfstand im messfertigen Zustand.



**Bild 4–5:** *fzd*-Rollenprüfstand mit Viertelfahrzeuggestell

Der Prüfstand besitzt die folgenden Kennwerte:

- max. statische Radlast: 13,6 kN
- max. übertragbares Bremsmoment: 4.280 Nm
- simulierbare Fahrzeugmasse  
(bezogen auf die Radbremse): 680...2.400 kg
- max. Zugkraft: 1.700 N
- max. Geschwindigkeit: 200 km/h
- Felgengröße: 17"
- Ø Bremsscheibe: 300 mm

#### 4.2.1 Messtechnik

Die Bremse wird prüfstandseitig über eine Drehmomentmesswelle am Fahrwerk befestigt. Diese Messwelle ist ebenfalls eine Eigenkonstruktion (ausführliche Beschreibung in [158]), die aus einem prüfstands- und einem bremsenfesten Teil besteht. Verbunden sind die Teile über einen Drehfreiheitsgrad, der allerdings durch einen vorgespannten piezoelektrischen Kraftsensor [118] blockiert ist. Durch die Vorspannung auf die Hälfte des Messbereichs ist das Bremsmoment sowohl bei Vorwärts- als auch bei Rückwärtsbremsung in gleicher Höhe messbar.

Die statische Radlast wird über einen Pneumatikzylinder erzeugt, dessen Druck gemessen wird. Da die dem Druck proportionale Kolbenstangenkraft über das Fahrwerk bis zum Radaufstandspunkt übersetzt ist, unterscheidet sie sich von der Radlast. Daher wurde das Drucksignal direkt auf die Radlast kalibriert, obwohl Letztere selbst keinen Einfluss auf die Messergebnisse der Bremse hat, sondern lediglich zu Beginn der Versuchsreihe genügend hoch gewählt werden sollte, um das Bremsmoment übertragen zu können.

Weitere Messgrößen sind die Bremsscheibentemperatur, die über ein NiCr-Ni Thermoelement, das federbelastet an der Scheibe schleift, erfasst wird und die Raddrehzahl, die der ABS-Sensor des verbauten Serienachsschenkels liefert. In Verbindung mit dem Drehzahlsignal der Rolle lässt sich auch der Bremsschlupf errechnen. Alle weiteren bremsenspezifischen Sensoren und Messgrößen werden in den Abschnitten zur Beschreibung der Bremsen dargestellt.

Sämtliche Messsignale werden über Verstärker vorkonditioniert und auf einen Spannungsbereich von  $\pm 10V$  normiert. Aufgenommen werden die Messsignale von einem Mess-PC, der mit einer DAP-Messkarte ausgestattet ist [94], die über 16 digitale und

analoge Eingänge verfügt. Die erfassten Spannungssignale werden mittels eines Multiplexers nacheinander mit dem A/D-Wandler verbunden. Da die Abfragerate von 769.000 Wandlungen pro Sekunde nicht kanalselektiv, sondern nur global, d.h. für alle angeschlossenen Kanäle gleich eingestellt werden kann, wäre z.B. im Falle der Verwendung aller 16 Kanäle maximal eine Abfragerate von ca. 48kHz möglich. Die Auflösung der Wandlung beträgt 12 Bit. Insgesamt reicht die Verarbeitungsgeschwindigkeit des Mess-PC's aus, die 16 Kanäle mit je 1kHz abzutasten und die anfallenden Daten während der Messung auf die Festplatte zu schreiben. Für die Messdatenerfassung wird die Software DasyLAB<sup>®</sup> verwendet [96], die auch eine einfache graphische Programmierung der DAP-Karte erlaubt. Neben der Möglichkeit der Einstellung der Parameter wie beispielsweise Abtastrate, abzutastende Kanalanzahl, Blockgröße, etc. ist die Messkarte in der Lage ihrerseits Berechnungen durchzuführen, ohne die PC-Rechenleistung zu beeinflussen. Über die genutzte Möglichkeit hinaus, Messaufgaben durchzuführen, ist die Software ferner in der Lage, Prozesse zu steuern und zu regeln. Innerhalb eines Schaltbildes können Signale aufbereitet (Filterung), bearbeitet (z.B. Mittelung, Separieren, etc.), berechnet (Formelle Verknüpfungen, Ableitungen, Integrale etc.) usw. werden. Zusätzlich zu dieser Bearbeitung der Signale, können mittels der Visualisierungskomponente die erzielten Ergebnisse online angezeigt werden.

#### 4.2.2 Bremsenregler

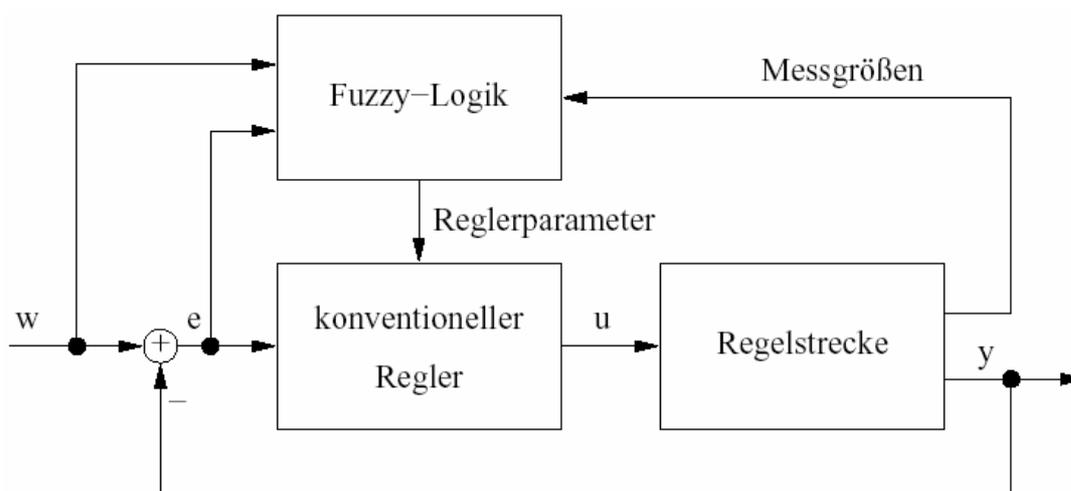
Entworfen wurde der Regler von [158] für die elektromechanische Bremse mit Selbstverstärkung auf der Basis eines Microcontrollers mit implementiertem PD-Algorithmus. Dabei standen folgende Anforderungen im Vordergrund:

- Flexible Einstellung des Reglers über Parameter,
- Schutz von Bauteilen (geometrische Anschläge, Reifenschlupf) durch Überwachung mehrerer Messgrößen (Schlupf-, Normalkraft- und Positionsüberwachung),
- Regelung auf verschiedene Messgrößen möglich (Normalkraft, Spindelkraft, Bremsmoment und Positionsregelung).

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit sollte der Regler für beide Prototypen verwendet werden, die gegenüber der Zielbremse für die Auslegung eine andere Regelstrecke aufweisen. Für die Bremse mit Selbstverstärkung wird ein kleiner Keilwinkel verwendet, der einen Betrieb im überkritischen Bereich ermöglicht. Um grundsätzlich auch den zweiten Bremsenprototyp (vgl. Kap. 4.3) regeln zu können, wurde bereits bei der Konstruktion darauf geachtet, dass nicht nur derselbe Elektromotor verwendet werden kann-

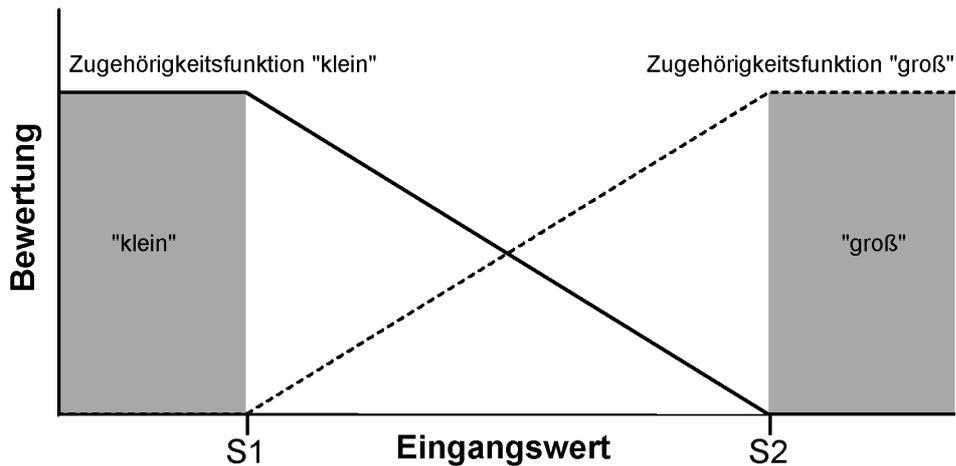
te, sondern ebenso die gleichen Sensoren. Aus einer Analyse des Reglers (vgl. Abschnitt 5.2.4) konnte jedoch ausgeschlossen werden, dass die geplanten Versuche nicht mit dem Regler durchführbar waren. Lediglich eine Anpassung der Parameter an die Bremse mit nichtlinearem Getriebe, die mit fertiger Bremsenhardware am Prüfstand durchgeführt wurde, war nötig. Da spezielle Dynamikuntersuchungen durchgeführt werden sollten, wurde der Regler auch um diese zusätzliche Funktion erweitert.

Die Regelstrecke weist einen nichtlinearen, in etwa exponentiellen Kennlinienverlauf zwischen Spannweg und Normalkraft auf. Die Kennlinie beginnt zwar im Nullpunkt, verläuft aber so lange parallel zur Abszisse, bis das vorhandene Lüftspiel überwunden ist. In diesem Bereich treten keine oder nur sehr kleine Verschiebe- und Reibungskräfte auf. Erst beim Anlegen der Beläge an die Bremsscheibe steigt die Kraft. Für die Regelung der nichtlinearen Kennlinie der Regelstrecke kommt ein konventioneller digitaler PD-Regler zum Einsatz, dessen Parameter mittels Fuzzy-Logik berechnet werden. **Bild 4–6** zeigt den Schematischen Aufbau der Reglerstruktur.



**Bild 4–6:** Konventioneller Regler mit Fuzzy-Logik [176]

Mit der Fuzzy-Logik lassen sich Regelungsabläufe algorithmisieren, indem gewisse logische Schlüsse aus unscharfen Informationen gezogen werden. Diese unscharfen Informationen entstehen aus der Überführung von quantitativen (Mess-) Größen in unscharfe Ausdrucksformen z.B. „groß“, „mittel“, „klein“. Übertragen auf die Bremse bedeutet dies, dass die Regeldifferenz zwischen Soll- und Istwert der Normalkraft oder des Bremsmoments den linguistischen Variablen „klein“ und „groß“ über deren Zugehörigkeitsfunktionen zugeordnet wird, **Bild 4–7**.



**Bild 4–7:** Fuzzifizierung [176]

Die Lage der Stützstellen S1 und S2 bestimmen den Verlauf der Zugehörigkeitsfunktionen. Sie sind je nach Regelmodus unterschiedlich, können einzeln angepasst werden und haben einen erheblichen Einfluss auf das Reglerverhalten.

Als zweite wichtige Größe wird die Position  $x$  des Bremsbelages durch eine einfache Sprungfunktion auf die Variablen „im Lüftspiel“ und „nicht im Lüftspiel“ abgebildet. Die so entstandenen Fuzzy-Mengen werden miteinander verknüpft, um daraus die Parameter P und D für den Regler zu berechnen.

Neben den unterschiedlichen Parametern musste für die neue Bremse wegen der nicht-linearen Getriebekennung die Lüftspieleinstellung geändert werden, die bei der Bremse mit Selbstverstärkung wie folgt funktioniert: Bei jedem Einschalten des Reglers und der Initialisierung wird ein Schwellwert der Normalkraft angefahren, der einstellbar ist und üblicherweise im Bereich zwischen 1.000N und 1.500N liegt. Dieser Schwellwert charakterisiert den Beginn des Anstiegs der Kraft-/Weg-Kennlinie und damit das Ende der Lüftspielphase. Der Regler setzt an dieser Stelle den Nullpunkt des Motordrehwinkels und fährt den Motor anschließend zurück in eine vorzugebende Position, die über die Gesamtübersetzung mit der Lüftspielposition korreliert.

Das lineare Verhältnis zwischen Motordrehwinkel und Spannweg besteht bei dem Kniehebelgetriebe nicht und einen Zusammenhang zu ermitteln ist wegen des veränderlichen Arbeitsbereichs des Kniehebelgetriebes (vgl. Kap. 4.3) mit einem erheblichen Aufwand verbunden. Daher wurde das Lüftspiel direkt mit Hilfe des vorhandenen Weggebers eingestellt, dessen Signal dem Regler zugeführt wurde, der um den entsprechenden Quellcode erweitert wurde.

Die bereits für die Bremse mit Selbstverstärkung eingerichteten softwareseitigen Sicherheitsmaßnahmen erwiesen sich auch für den zweiten Anwendungsfall als sehr sinnvoll. Sie begrenzen sowohl für die Normalkraft als auch für das Bremsmoment die Sollvorgaben auf die mechanischen Auslegungswerte der Bremse. Ein „Zahlendreher“ oder sonstige Fehler bei der Eingabe der Sollwerte führen so zu keiner Beschädigung der Bauteile. Ergänzend wurde eine untere Begrenzung für die Position des Kniehebels bzw. des Nockens eingeführt. Sie warnt vor dem Zurückziehen des Kniehebels in den Bereich, der die Verschleißnachstellung betätigt, und verhindert weiteres Verfahren über die Betätigung der Verschleißnachstellung hinaus, um einer Zerstörung der Verschleißnachstellung vorzubeugen. Auch der maximale Weg in Spannrichtung wird über den Regler limitiert, ohne auf ausreichende Spannkraftreserven verzichten zu müssen.

Die Durchführung der Reversiersversuche stellt besondere Anforderungen an den Regler, die in dieser Weise in seiner Grundkonzeption nicht vorgesehen waren. Zur Umsetzung muss der Regler nach Erreichen eines (einzugebenden) Schwellwertes, unabhängig von der Sollwertvorgabe, die Bremse lösen, d.h. die Drehrichtung des Motors umkehren. Um diese Prozedur wurde der Quellcode des Reglers ebenfalls erweitert.

Programmiert wurde der Regler für einen Siemens C167 Microcontroller [107], der über einen CAN-Bus mit dem Servoverstärker der Bremse kommuniziert. Sowohl der Microcontroller als auch der CAN Transceiver sind zusammen auf einem kitCON-167 Microcontroller-Entwicklungsboard [100] untergebracht. Angesteuert und bedient wird der Regler über einen PC, über den auch die Einstellungen und Konfigurationen für die Regelung vollzogen werden. Die Schnittstelle des PC zum CAN-Bus ist über einen Parallelport-CAN Controller realisiert [176].

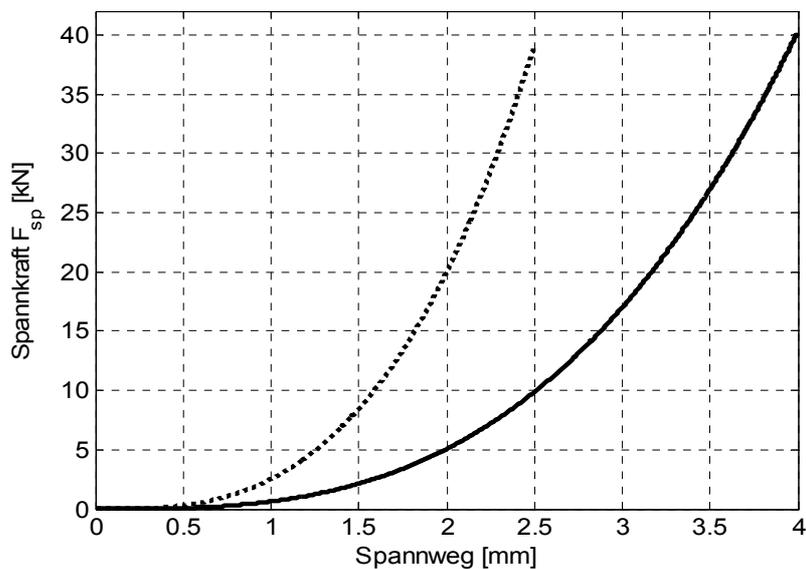
### 4.3 Radbremse mit nichtlinearer Getriebekennung

In Kapitel 3 wird das Potenzial eines Getriebes mit nichtlinearer Übersetzungskennung hinsichtlich der dynamischen Auslegung des Aktors gezeigt. Die Konstruktion der Radbremse erfolgte nach der Methodik der Produktentwicklung [18], [131], deren wichtigsten Ergebnisse im Folgenden beschrieben sind.

#### 4.3.1 Anforderungen

Konstruiert werden soll ein Aktor für die Vorderachse eines Mittelklassefahrzeugs, das für eine Vollverzögerung (1,2g) eine Umfangskraft von rund 16kN ( $m_{Fzg} = 2.000\text{kg}$ ,  $r_{dyn}/r_W = 2$ ,  $\Psi = 1/3$ ) benötigt. Daraus resultiert für den Nennreibwert der zu verwenden-

den Beläge ( $\mu = 0,4$ ) ein Spannkraftbedarf von 20kN, für den im Fadingfall eine 100%ige Reserve vorgehalten werden muss. Damit kann der Reibwert auf die Hälfte abfallen, ohne die Verzögerungsleistung des Fahrzeugs zu mindern. Während die Angabe der erreichbaren Kraft bei einem konstant übersetzten Getriebe genügt, ist bei einer nichtlinearen Getriebeübersetzung auch die Angabe des korrelierenden Wegs erforderlich. Sowohl für den Normalbrems- als auch den Fadingfall. Aus verschiedenen Quellen wurden zwei Kennlinien abgeleitet, die den Arbeitsbereich des Getriebes eingrenzen, **Bild 4–8**. Darüber hinaus ist ein Verschleißweg von 30mm vorzuhalten.

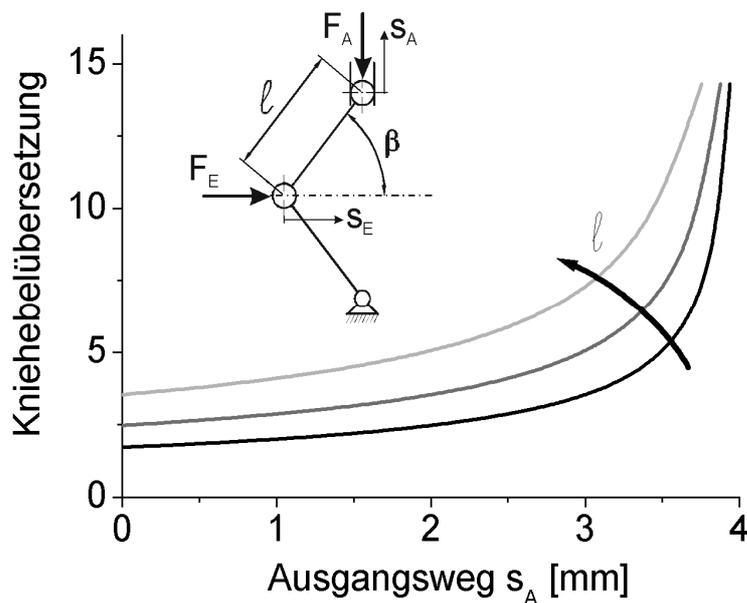


**Bild 4–8:** Abgeleitete Verbraucherkennlinien

Als Eingangsgröße in das Getriebe steht das maximale Motormoment des verwendeten Motors von 2Nm zur Verfügung. Die Maximalleistung beträgt nach Herstellerangaben 268W, die Leerlaufdrehzahl 3.200 U/min [101]. Für die Dynamik wird eine Aufbauzeit der benötigten Spannkraft für eine Vollverzögerung von  $< 100\text{ms}$  verlangt, was insbesondere vor dem Hintergrund der Realisierung eines Prototyps und Verwendung eines kommerziell erhältlichen Motors, der nicht optimiert ist bezüglich seiner Massenträgheit, ein anspruchsvolles Ziel darstellt. Um die geforderte Dynamik auch in Löserichtung der Bremse zu erreichen, muss das Motormoment in beide Richtungen übertragbar sein. Damit einher geht die Funktion des aktiven Lüftens. Das Nachstellen des Verschleißes darf nicht länger als 300ms dauern, gemessen aus der Anfangsposition im Lüftspiel, das  $150\mu\text{m}$  pro Seite betragen soll. Darüber hinaus wird verlangt, dass die Bremse ohne Energiezufuhr passiv sein soll, so dass im Fall des Zusammenbrechens der Energieversorgung die Bremse selbsttätig lüftet.

### 4.3.2 Konzept

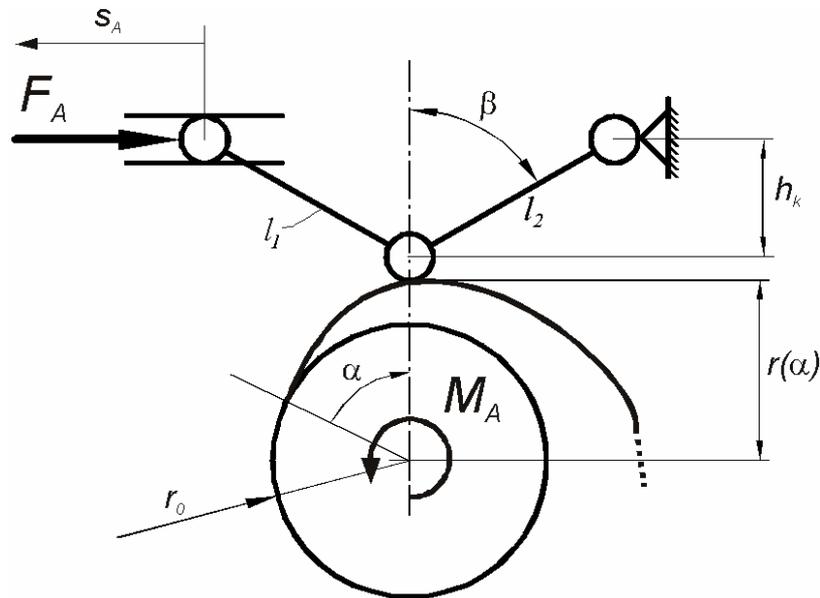
Die Vielzahl denkbarer Getriebeprinzipien lässt sich in ihrer mathematischen Beschreibung auf Keil- bzw. Hebelprinzipien zurückführen. Für das beschriebene Problem entsteht ein Lösungsraum von Prinzipien mit veränderlichen Hebelverhältnissen (z.B. Nocken, Kurvenscheibe [145]) oder Kombinationen aus mehreren Hebeln. Für eine Beurteilung der gefundenen Prinzipien wurden unter anderem Kriterien wie Bauraumbedarf, bauraumbezogene Übersetzung und Freiheitsgrade bei der Gestaltung der Kennlinie herangezogen. Ausgewählt wurde der Kniehebel, dessen Freikörperbild und Übersetzungskennung über dem Spannweg in **Bild 4–9** dargestellt sind. Der Kniehebel bietet eine über dem Ausgangsweg steigende Übersetzung und den Freiheitsgrad, die Kennung über die Kniehebellänge  $l$  zu variieren. Im gestreckten Zustand geht die Übersetzung gegen unendlich. Folglich ist Ziel der Auslegung, dass bei Erreichen des maximalen Spannwegs von 4mm dieser Zustand erreicht wird. Mit zunehmender Kniehebellänge  $l$  kann für einen geforderten, konstanten Ausgangsweg  $s_A$  der Kniehebelstartwinkel  $\beta_0$  vergrößert werden. Damit ändern sich die Anfangsübersetzung und der Übersetzungsverlauf.



**Bild 4–9:** Freikörperbild und Kennlinien des Kniehebels

Für die Umformung der rotatorischen Bewegung des Motors in eine translatorische Eingangsbewegung für den Kniehebel kommen prinzipiell Keilgetriebe in Frage, die um zwei unterschiedliche Achsen aufgewickelt werden können, so dass entweder eine Schraube oder ein Nocken entsteht. Letzterer bietet den Vorteil, über einer Umdrehung

die Übersetzungskennung variieren zu können und wurde deshalb weiterverfolgt, **Bild 4–10**.



**Bild 4–10:** Prinzipskizze des Nocken-Kniehebel-Getriebes

Kniehebel und antreibendem Nocken liefern zusammen die folgenden Freiheitsgrade, mit der die Getriebekennung gezielt beeinflusst werden kann:

- Kniehebellängen  $l_1, l_2$ ,
- Winkelbereich des Kniehebels  $\Delta\beta$ ,
- Startwinkel des Kniehebels  $\beta$ ,
- Nockenhub  $h_k$ .
- Grundkreisradius  $r_0$ ,
- Drehwinkel  $\alpha$  des Nockens,
- Nockenkontur  $r(\alpha)$ ,
- Keilwinkel  $\varepsilon(\alpha) = \frac{\partial r(\alpha)}{\partial \alpha}$

Die aufgeführten geometrischen Größen sind teilweise voneinander abhängig, so dass die Änderung einer einzigen Größe die zwangsweise Änderung einer weiteren nach sich zieht.

Ein kritischer Punkt bei dieser Art Getriebe ist dessen Erschöpfbarkeit. Daher steht zu Beginn die Forderung nach einem Ausgangsweg  $s_A$  von 4 mm, der bei dem Kniehebelwinkel  $\beta = 90^\circ$  erreicht wird. Da mit zunehmendem Hebelwinkel die Übersetzung zu-

nimmt, liegt der Wunsch nahe, den Kniehebel in einem hohen Winkelbereich einzusetzen. Allerdings resultiert daraus in Verbindung mit dem geforderten Ausgangsweg eine große Baulänge der Hebel. Darüber hinaus wird ein großer Eingangsweg benötigt, der durch den Nocken aufgebracht werden muss. Letzteres kann durch den Nocken auf verschiedenen Wegen erreicht werden: Der Hub des Nockens ist abhängig von seiner Kontur  $r(\alpha)$  und damit auch vom Drehwinkel  $\alpha$ . Gleichzeitig bestimmen diese Größen in Verbindung mit dem Grundradius  $r_0$  auch den Keilwinkel  $\varepsilon$  und damit die Übersetzung und den Wirkungsgrad. Folgendes sollte bei der Auslegung der Kombination mit dem Kniehebel beachtet werden:

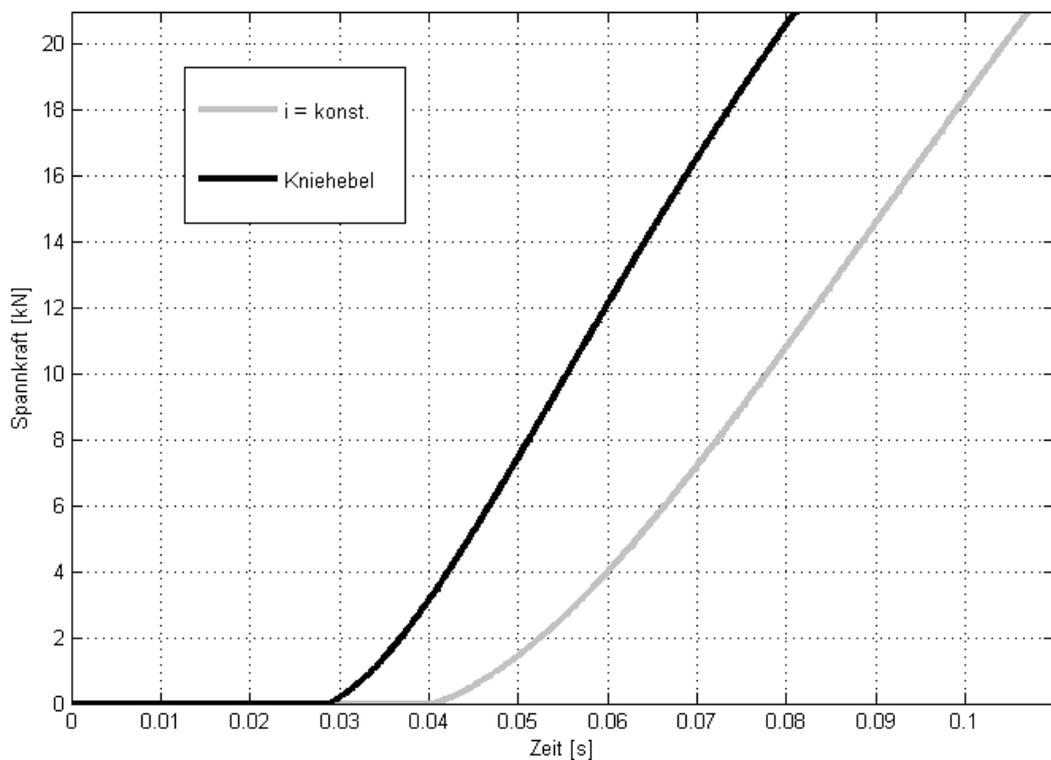
- Keilwinkel  $\varepsilon$  groß genug, so dass keine Selbsthemmung  $\mu_{Nocken} < \tan(\varepsilon)$  auftritt (mit Sicherheitsfaktor:  $2 \cdot \mu_{Nocken} < \tan(\varepsilon)$ ),
- max. Nockendrehwinkel  $\alpha_{max}$  vergrößern für höhere Gesamtübersetzung, weil der Keilwinkel  $\varepsilon$  bei gleichem max. Nockenhub  $h_k$  kleiner wird; technisch sinnvolle Grenze liegt bei  $\alpha_{max} = 360^\circ$ ,
- Nockengrundradius  $r_0$  nur so weit vergrößern wie für die Beanspruchung notwendig, da mit zunehmendem  $r_0$  das Antriebsmoment (bei gleicher Nockenumfangskraft) zunimmt.

Durch die aufgeführten Parameter lassen sich verschiedene Übersetzungskennungen darstellen. Zum Vergleich ist bei einem Getriebe mit konstanter Übersetzung  $i_{konst.}$  der Zusammenhang zwischen Spannkraft und Motorlast linear (vgl. Kap. 3.3). Das bedeutet, dass für eine 1g Verzögerung nur das halbe Motormaximalmoment benötigt wird und eine hohe Momentreserve für den Fadingfall vorgehalten wird. Die nichtlineare Übersetzungskennung kann hingegen in zwei Richtungen verschoben werden:

1. Der Motor gibt sein maximales Moment bei einer Verzögerung von 1g ab. Dabei kann die Kraftreserve für den Fadingfall in einer „Übersetzungsreserve“ im Kniehebel vorgehalten werden.
2. Der Kniehebel ist bei einer Verzögerung von 1g in seinem Weg erschöpft.

Letztere Auslegung hat zur Folge, dass der Kniehebel in einem sehr hohen Übersetzungsbereich betrieben wird, wodurch sich gegenüber der konstanten Übersetzung ein geringes Haltemoment und damit eine geringe stationäre Energieaufnahme ergeben. Gleichzeitig verschlechtert sich die Dynamik, da der Motor für denselben Ausgangsweg mehr Umdrehungen benötigt.

Bei der ersten Auslegungsvariante liegt das Haltemoment über dem des Vergleichsgetriebes. Durch die kleinere Übersetzung reduzieren sich die erforderlichen Motorumdrehungen und die Bremse erreicht schneller die Spannkraft. Dabei muss die schlechtere „Statik“ durch die höhere Energieaufnahme beim Halten einer Spannkraft in Kauf genommen werden. **Bild 4–11** zeigt das Simulationsergebnis eines dynamischen Spannkraftaufbaus für das Kniehebelgetriebe im Vergleich zu einer Bremse mit konstanter Übersetzung. Das Lüftspiel (0,3mm) wird schneller durchfahren, und der Kraftaufbaugradient ist beim Kniehebel größer. Beide Bremsen unterscheiden sich lediglich in ihren Übersetzungskennungen, wobei in beiden Fällen eine Maximalkraft von 40kN erreicht wird und der Kniehebel eine Wegreserve von 2mm vorhält.

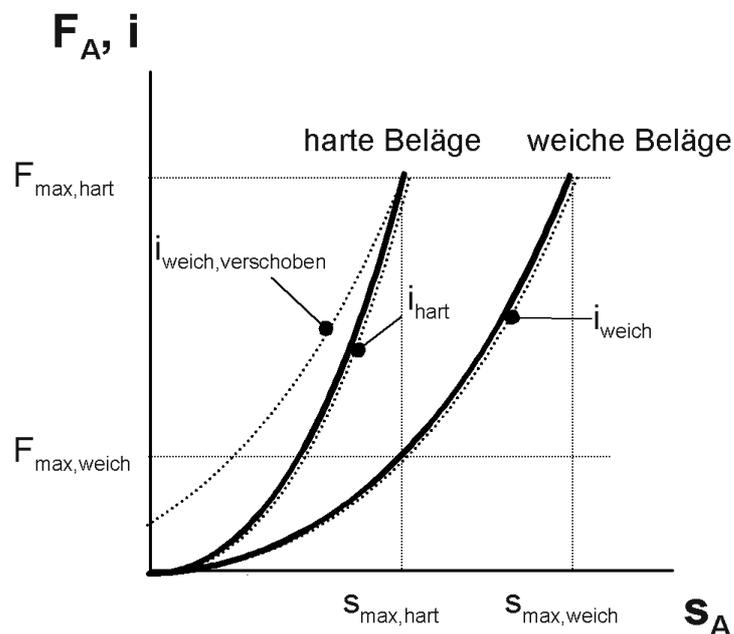


**Bild 4–11:** Simulation des Spannkraftaufbaus

### 4.3.3 Nachstellvorrichtung

Da der Kniehebel so ausgelegt ist, dass nach 4mm der maximale Ausgangsweg erreicht und damit sein Arbeitsvermögen erschöpft ist, wird die Notwendigkeit einer Nachstellvorrichtung offensichtlich. Darüber hinaus ist zu beachten, dass sich ein wegabhängiges Getriebe auf nur eine Verbraucherkennlinie optimal auslegen lässt. Zwei wesentliche Faktoren beeinflussen die Kennlinie einer Reibungsbremse im realen Betrieb: die aktuelle Temperatur (-40...700°C, [135]) und der Verschleißzustand der Bremsbeläge (Belagstärke und Schrägverschleiß). Da die Kennlinie mit abnehmender Belagstärke härter

wird [154], führt eine Anpassung auf eine harte Kennlinie zu fehlender Wegreserve und eine Anpassung auf eine weiche Kennlinie zu fehlender Kraftreserve, **Bild 4–12**.



**Bild 4–12:** Kniehebelkennlinien bei unterschiedlichen Belagsteifigkeiten

Der fehlenden Kraftreserve könnte durch eine genügend hohe Übersetzung beispielsweise im Stirnradgetriebe Rechnung getragen werden. Allerdings wäre dadurch die Gesamtübersetzung für weiche Beläge zu hoch. Dieser Ansatz scheidet deshalb aus.

Die Lösung liegt vielmehr in der Verschiebung der Übersetzungskennung über dem Spannweg. Erreicht wird die Verschiebung über die Strategie der Verschleißnachstellung, deren Funktion nicht nur in dem späteren Bauteil der Verschleißnachstellung realisiert ist, sondern zusätzlich auch im Nocken, der mit zunehmendem Verschleiß seine Ausgangsposition in Richtung Zuspinnen ändert. Dadurch erhöht sich der Startwinkel des Kniehebels und damit die benötigte Anfangsübersetzung des Getriebes für den steifer werdenden Verbraucher.

#### 4.3.4 Konstruktion

Mit Hilfe der Simulation wurden unter Berücksichtigung der statischen Kriterien

- benötigte rotatorische Übersetzung zwischen Motor und Nocken,
- Querkraft auf den Nocken,
- Verlauf des stationären Motormoments