

**Prototyp eines stufenlos verstellbaren Getriebes als Technologieträger
für die Potenzialabschätzung von ingenieurkeramischen Werkstoffen
in geschmierten Friktionssystemen**

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften
von der Fakultät für Maschinenbau der
Universität Karlsruhe

genehmigte
Dissertation
von

Dipl.-Ing. Andreas Stuffer
aus Offenburg

Tag der mündlichen Prüfung: 13. Juli 2007

Hauptreferent: o. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll

Vorwort des Herausgebers

Wissen ist einer der entscheidenden Faktoren in den Volkswirtschaften unserer Zeit. Der Unternehmenserfolg wird in der Zukunft mehr denn je davon abhängen, wie schnell ein Unternehmen neues Wissen aufnehmen, zugänglich machen und verwerten kann. Die Aufgabe eines Universitätsinstitutes ist es, hier einen wesentlichen Beitrag zu leisten. In den Forschungsarbeiten wird ständig Wissen generiert. Dieses kann aber nur wirksam und für die Gemeinschaft nutzbar werden, wenn es in geeigneter Form kommuniziert wird. Diese Schriftenreihe dient als eine Plattform zum Transfer und macht damit das Wissenspotenzial aus aktuellen Forschungsarbeiten am IPEK Institut für Produktentwicklung Karlsruhe (ehemals: Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau) verfügbar.

Die Forschungsfelder des Instituts sind die methodische Entwicklung und das Entwicklungsmanagement, die rechnergestützte Optimierung von hoch belasteten Strukturen und Systemen, die Antriebstechnik mit einem Schwerpunkt auf den Gebieten Antriebstrang-Engineering und Tribologie von Lager- und Funktionsreibsystemen, die Mikrosystemtechnik mit dem Fokus auf die zugehörigen Entwicklungsprozesse sowie die Mechatronik. Die Forschungsberichte werden aus allen diesen Gebieten Beiträge zur wissenschaftlichen Fortentwicklung des Wissens und der zugehörigen Anwendung – sowohl den auf diesen Gebieten tätigen Forschern als auch ganz besonders der anwendenden Industrie – zur Verfügung stellen. Ziel ist es, qualifizierte Beiträge zum Produktentwicklungsprozess zu leisten.

Albert Albers

Vorwort zu Band 25

Die Sicherung der Individualmobilität unter den Randbedingungen: Sicherheit, ökologische Verträglichkeit und Wirtschaftlichkeit stellt sich heute als große Herausforderung für die gesamte Fahrzeugindustrie dar. Insbesondere durch die Diskussion um die CO₂-Emissionen kommt der Entwicklung neuer Lösungen, die möglichst ressourcenschonend und effizient eine individuelle Mobilität zur Verfügung stellen, eine große Bedeutung zu. Dies betrifft natürlich ganz zentral die Antriebstechnik der Fahrzeuge. Das hat dazu geführt, dass in den letzten Jahren die Vielfalt an Antriebslösungen beträchtlich zugenommen hat. Die Verbesserungen in der Motorentechnik führen zu steigender Effizienz, allerdings bei gleichzeitig größer werdenden Drehungleichförmigkeiten und auch erheblich schärferen Verbrennungsvorgängen, die dann zu größeren Drehmoment-schwankungen führen. Die mittleren Drehmomente bei gleichem Zylindervolumen sind bei modernen Motoren durch vielfältige Maßnahmen im Bereich der Motorentechnik erheblich gestiegen. Im Bereich der alternativen Antriebsmaschinen kommen mehr und mehr Konzepte mit Hybridcharakter zum Zuge. Hierbei werden Elektromaschinen mit Verbrennungsmaschinen in einem gemeinsamen Antriebsstrang kombiniert. Letztendlich wird aber der Verbrennungsmotor noch über Jahrzehnte die maßgebende Antriebsquelle im Fahrzeug sein. Daher müssen im restlichen Antriebsstrang ebenfalls neue Lösungen erarbeitet werden, um die Effektivität des gesamten Triebstranges zu steigern. Hierzu kann insbesondere das Getriebesystem erhebliche Beiträge leisten. In den letzten Jahren wurden auf diesem Gebiet deutliche Fortschritte erreicht, die allerdings auch in einer größeren Vielfalt von Lösungen mündeten. Die Automatikgetriebe entwickelten sich hin zu sechs- und siebengängigen Stufenautomaten, während im Bereich der Vorgelege-Schaltgetriebe sich neue Lösungen durch Doppelkupplungen etablierten. Diese Doppelkupplungsgetriebe nutzen den Wirkungsgradvorteil von normalen Stufengetrieben und kombinieren ihn mit dem Komfort des automatisierten Getriebes.

Ein weiteres Getriebesystem bietet noch ein erhebliches Potential zur integralen Optimierung des Gesamtsystems Antriebsstrang. Dies sind die Getriebekonzepte mit einer kontinuierlich verstellbaren Übersetzung, sog. „Continuously Variable Transmissions“ oder CVT. Hierfür gibt es unterschiedliche Lösungen. Sie zeichnen sich alle dadurch aus, dass in einem weiten Bereich die Übersetzung dieses Getriebes variabel verändert werden kann. Der entscheidende Vorteil, der sich hiermit ergibt, ist, dass nun der Antriebsmomentbedarf des Fahrzeuges sehr genau an die Charakteristik des Motors angepasst werden kann. Man nutzt so die Gebiete optimalen Wirkungsgrads des Verbrennungsmotors, um die jeweilige Antriebsanforderung des Fahrzeuges abzudecken. Hierdurch können erhebliche Wirkungsgradvorteile erreicht werden. Alle Konzepte für

diese Art variabler Getriebe basieren im mechanischen Bereich im Wesentlichen immer auf reibkraftschlüssigen Wirkflächenpaaren, die in geeigneter Weise angeordnet sind. Es gibt Lösungen, bei denen z. B. Kugeln als Wirkkörper zwischen entsprechende Scheibenelemente angeordnet werden, bei denen dann die Verstellung durch eine Änderung der Laufkreisradien zwischen den beiden Scheiben erreicht wird. Eine weitere sehr wichtige Lösung, die auch bereits in erheblichen Stückzahlen umgesetzt wurde, sind die sog. Ketten- oder Riemen-CVTs, bei denen zwei kegelförmige Scheibensätze über ein Umschlingungsmittel verbunden werden. Durch Verstellung der Kegel wird der Laufradius des Umschlingungsmittels (Kette oder Band) verändert und damit eine Veränderung der Übersetzung zwischen den beiden Kegelscheibensätzen erreicht. Dem großen Vorteil der sehr weiten und individuell anpassbaren Übersetzung steht bei diesen Getrieben eine große Herausforderung gegenüber. Durch das auf Reibschluss beruhende Funktionsprinzip in den Wirkflächenpaaren kommt dem Tribosystem im Funktionskontakt der Wirkflächenpaare eine große Bedeutung zu. Dort ist es erforderlich, einen möglichst konstanten, aber auch hohen Reibwert zu erzeugen. Gleichzeitig darf durch die auftretende Relativbewegung der Verschleiß nicht in kritische Regionen steigen. Heute übliche Lösungen nutzen geeignet gestaltete Wirkflächen, die auf Stahlwerkstoffen beruhen und die durch einen speziell adaptierten Schmierstoff geschmiert werden. In solchen Getrieben erreicht man dann Systemreibwerte in den Wirkflächenpaaren in der Größenordnung von etwa 0,06 bis 0,08. Das bedeutet, dass zur Übertragung des Drehmoments eine erhebliche Normalkraft aufgebracht werden muss. Diese Aufbringung der Normalkraft erfolgt üblicherweise durch hydraulische Systeme, die eine schnelle Verstellung erlauben. Die Erzeugung des Drucköles über den gesamten Fahrbetrieb bedeutet nun einen signifikanten Wirkungsgradnachteil, da die dafür erforderliche Ölpumpe letztendlich Verluste bewirkt, die dem Gesamtgetriebe zuzuordnen sind. Diese Verluste durch die Ölpumpe sowie die mechanischen Verluste aufgrund der hohen Kräfte im System nehmen einen großen Anteil der Gesamtverluste des Getriebekonzepts ein.

Die Herausforderung, die sich hier stellt ist nun, durch geeignete Lösungen eine Erhöhung des Reibwertes in den Wirkflächenpaaren zu erzeugen und dabei gleichzeitig einen steigenden Verschleiß zu vermeiden. Damit könnten die Pumpendrucke gesenkt und damit der Wirkungsgrad gesteigert werden oder bei gleichem Druck das übertragbare Moment weiter gesteigert werden. Dieses sehr anspruchsvolle Anforderungsprofil hat dazu geführt, dass an der Universität Karlsruhe im Rahmen des Sonderforschungsbereichs 483 „Hochbelastete Gleit- und Friktionssysteme auf Basis ingenieurkeramischer Werkstoffe“ das CVT-Getriebe als Demonstrator gewählt wurde, um die

Anwendung technischer Keramiken als Konstruktionswerkstoff in anspruchsvollen technischen Systemen zu untersuchen und neue Lösungen sowie auch Entwicklungsprozesse für diese Anforderungen zu entwickeln.

An dieser Stelle setzt die Arbeit von Herrn Dr.-Ing. Andreas Stuffer an. Er hat sich zum Ziel gesetzt, einen Prototypen eines stufenlos verstellbaren Getriebes als Technologieträger für die Potentialabschätzung von ingenieurkeramischen Werkstoffen in geschmierten Friktionssystemen aufzubauen und die Potentiale dieses Systems dann auf der Basis des Prototyps zu untersuchen. Gleichzeitig erarbeitet er Entwicklungsmethoden und Vorgehensweisen, die bei der Konstruktion technischer Systeme unter Nutzung der Keramik als Konstruktionswerkstoff dessen spezifische Eigenschaften bei der Gestaltung berücksichtigen und so eine erfolgreiche Hybridkonstruktion aus Stahl und Keramik in der Praxis unterstützen. Die Arbeit von Herrn Stuffer leistet einen wichtigen Beitrag um die Verwendung von technischer Keramik als Konstruktionswerkstoff weiter zu etablieren.

Albert Albers

Kurzfassung

Ingenieurkeramische Werkstoffe eröffnen neue Möglichkeiten zur Steigerung der Leistungsfähigkeit von technischen Systemen. Das stufenlose Getriebe mit Umschlingungsmittel steht aufgrund der komplexen Belastungen im Betrieb stellvertretend für geschmierte Friktionssysteme mit hohen Flächenpressungen und niedrigen Gleitgeschwindigkeiten. Im Rahmen dieser Arbeit wird untersucht, wie sich das Systemverhalten eines CVT-Variators durch den Einsatz von Kegelscheiben aus Ingenieurkeramik verändert.

Dazu werden geeignete Werkstoffe und -Modifikationen zunächst identifiziert. Basierend darauf werden Konzepte zur Einbindung in die Systemumgebung eines Demonstratorgetriebes entwickelt und prototypisch umgesetzt.

Die verschiedenen Modifikationen ingenieurkeramischer und metallischer Kegelscheiben werden im Variatorprüfmodul mit dem Umschlingungsmittel Wiedruckstückekette und zwei verschiedenen Schmierstoffen gegeneinander evaluiert. Dabei zeigt sich eine deutliche Veränderung im Reibungszahl- und Verschleißverhalten beim Übergang auf ein hybrides Friktionssystem.

Die als Handlungssysteme eingesetzten Methoden werden hinsichtlich deren Eignung für die Verwendung bei ingenieurkeramischen Werkstoffen beurteilt und es werden Empfehlungen zur Weiterentwicklung der Methoden abgeleitet.

Abstract

High performance ceramics offer new possibilities to further improve the efficiency of technical systems. Due to the complex contact load situation, the Continuously Variable Transmission can be taken as representative for lubricated friction systems with high contact loads and low sliding speeds. The scope of this work is to investigate how the system behaviour of a CVT-variator changes by using pulleys made of high performance ceramics.

To accomplish this, suitable materials and their modifications are identified first. Based on this, concepts for the integration of the high performance ceramics in the system environment of the demonstrator system are developed and implemented on this prototype level.

The different modifications of pulleys made of high power ceramics and steel are investigated in the variator test module using the rocker-pin chain from a large-lot production and two different lubricants. The hybrid friction pairings show significantly different friction coefficients and wear behaviour at the compared to the steel self-pairing.

The methods applied as action system are evaluated concerning their suitability for the use with high performance ceramics and recommendations for their further development are given.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter der Forschungsgruppe Antriebstechnik am IPEK – Institut für Produktentwicklung der Universität Karlsruhe (TH).

Der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) danke ich für die finanzielle Förderung dieser Arbeit im Rahmen des Sonderforschungsbereichs 483: „Hochbelastete Gleit- und Friktionssysteme auf Basis ingenieurkeramischer Werkstoffe“.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater, Herrn o. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers. Er hat mich in meiner Zeit am Institut weit über den Umfang dieser Arbeit hinaus fachlich und persönlich begleitet und dabei stets gefordert und gefördert!

Herrn Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll, Leiter des Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie der Universität Hannover, danke ich sehr für die Übernahme des Korreferats.

Die anspruchsvolle Realisierung meiner Ideen haben die Mitarbeiter der mechanischen und der elektrischen Werkstatt hervorragend gelöst! Stellvertretend danke ich hierfür Lothar Steppe und Jürgen Ganz. Für die Programmierung der Prüfumgebung danke ich Dr.-Ing. Wolfgang Burger und Dr.-Ing. Christian Schyr.

Allen Mitarbeitern des Instituts und insbesondere den Kollegen der Forschungsgruppe Antriebstechnik danke ich für die freundschaftliche und motivierende Atmosphäre, die vieles erst ermöglicht hat! Ganz besonders danke ich dabei meiner langjährigen Zimmerkollegin Dr.-Ing. Aslı Arslan-Hürst für die sehr schöne gemeinsame Zeit und die gewissenhafte Durchsicht dieser Arbeit!

Meiner Partnerin Fee danke ich sehr für ihre umfangreiche und großartige Unterstützung in allen Phasen der Arbeit. Es ist wunderbar, mit ihr gemeinsam durchs Leben zu gehen!

Am meisten danke ich meinen Eltern, die mit ihrer stets kompromisslosen Förderung in jeglicher Hinsicht den wohl wichtigsten Teil dazu beigetragen haben, dass ich diese Arbeit überhaupt beginnen konnte!

Karlsruhe, den 16. September 2007

Andreas Stuffer

„Das Ganze ist mehr als die Summe seiner Teile.“

Aristoteles, 384 - 322 v. Chr.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
2	Stand von Wissenschaft und Technik.....	3
2.1	Leistungsübertragung im Antriebstrang.....	3
2.2	Stufenlose Getriebe.....	8
2.2.1	Ausführungsformen.....	11
2.2.2	Stufenlose Getriebe als Kennungswandler im Kraftfahrzeug.....	16
2.2.3	Systemverhalten stufenloser Getriebe mit Umschlingungsmittel.....	18
2.3	Modelle zum Betriebsverhalten von CVT-Getrieben.....	20
2.4	Technische Friktionssysteme.....	24
2.5	Ingenieurkeramische Werkstoffe.....	29
2.5.1	Definitionen und Klassierung.....	29
2.5.2	Eigenschaften.....	29
2.5.3	Akustisches Verhalten.....	31
2.6	Konstruieren mit Keramik.....	33
3	Zielsetzung und Zielsystem.....	36
4	Handlungssystem.....	37
4.1	Produktenstehungsprozess (PEP).....	37
4.2	C&CM – Contact & Channel Model.....	38
4.3	Methode der finiten Elemente (FEM).....	40
4.4	Tribologische Prüfkette.....	41
4.5	Charakterisierung der Oberflächen.....	43
4.6	Reibwertbestimmung im Variator-Prüfmodul.....	44
4.6.1	Experimentelle Bestimmung des übertragbaren Drehmoments.....	44
4.6.2	Berechnung einer für das System charakteristischen Reibungszahl.....	46
5	Objektsystem CVT Variatorprüfmodul.....	49
5.1	Zwei-Maschinen-Prüfstand.....	49
5.2	Variator-Prüfmodul.....	51
5.2.1	Gehäuse.....	51
5.2.2	Antriebs- und Abtriebswelle.....	52
5.2.3	Einfluss der Lagerreibung.....	53
5.2.4	Kompensation des Fliehkrafteinflusses auf das Drucköl.....	57
6	Entwicklung des Demonstratorsystems.....	60
6.1	Produkt-Idee.....	60
6.1.1	Werkstoffe.....	61

6.2 Produkt-Konzept.....	62
6.2.1 Vereinfachungen.....	62
6.2.2 Zulässiger Parameterbereich Reibungszahl.....	65
6.2.3 Zulässiger Parameterbereich Pressung.....	67
6.2.4 Zulässige Geometrie des Wirkflächenpaars.....	69
6.2.5 Topologie des Wirkflächenpaars.....	70
6.2.6 Zwischenmedium.....	72
6.3 Produkt-Gestaltung.....	74
6.3.1 Tragstruktur Kegelscheibe.....	74
6.3.2 Einbindung in die Umgebung.....	76
6.4 Produkt-Ausarbeitung.....	83
6.5 Modellkette.....	87
7 Validierung.....	89
7.1 Versuchsführung.....	89
7.1.1 Untersuchungen zum Anpresskraftbedarf.....	90
7.1.2 Bestimmung der Systemreibungszahl.....	90
7.1.3 Prüfläufe zur Verschleißuntersuchung.....	90
7.1.4 Untersuchungen zum Körperschallverhalten.....	91
7.2 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen.....	92
7.2.1 Einfluss der Lagerreibung.....	92
7.2.2 Gegenüberstellung der Methoden zur Reibwertbestimmung.....	93
7.2.3 Untersuchungen zum Anpresskraftbedarf.....	95
7.2.4 Verlauf der Stützung.....	96
7.2.5 Verlauf der Reibungszahl.....	97
7.2.6 Verschleiß der Tribopartner.....	102
7.2.7 Körperschallverhalten.....	105
7.2.8 Zerstörung der Kegelscheiben durch Fehlbelastung.....	107
7.3 Zusammenfassung der experimentellen Untersuchungen.....	108
7.4 Einordnung der Versuchsergebnisse zum Zielsystem.....	110
8 Evaluation der Handlungssysteme.....	113
8.1 Phasenbezogene Beurteilung.....	113
8.1.1 Konzeptphase.....	114
8.1.2 Gestaltungsphase.....	115
8.1.3 Produktionsumsetzung und Fertigung.....	116
8.2 Abgeleitete Empfehlungen.....	116
9 Zusammenfassung und Ausblick.....	118
10 Anhang.....	120

Formelzeichen

A_{Kolben}	m^2	In axiale Richtung projizierte Fläche des Kolbens
d_m	m	Teilkreisdurchmesser des Wälzkörpersatzes
F	N	Kraft
f_0	–	Beiwert für Lagerlast und -Bauart unbelastetes Lager
f_1	–	Beiwert für Lagerlast und -Bauart belastetes Lager
$F_{\text{lager 1,2}}$	N	Radialkraft Lager 1 od. 2 der Welle (in Wellenebene)
F_n	N	Normalkraft
F_t	N	Tangentialkraft
F_y	N	Axialkraft
F_z	N	Radialkraft
g_1	–	Beiwert für Lastrichtung im Lager
i	–	Übersetzung, Verhältnis von n_{an} zu n_{ab}
K_w	$\text{m} \cdot \text{kg}$	Fliehkraftkonstante des Kompensationssystems
M, M_{an}, M_{ab}	Nm	Drehmoment, An- bzw. Abtriebsscheibensatz
M_0	Nm	Reibmoment des unbelasteten Lagers
M_1	Nm	Lastabhängiger Anteil des Lagerreibmoments
M_R	Nm	Reibmoment
m_v	kg	Verschleißmasse
n	$1/\text{min}$	Drehzahl
n_{ab}	$1/\text{min}$	Abtriebsdrehzahl
n_{an}	$1/\text{min}$	Antriebsdrehzahl
P_0	N	Äquivalente statische Lagerbelastung
p_{an}	N/mm^2	Anpressdruck Antriebsseite
p_{ab}	N/mm^2	Anpressdruck Abtriebsseite
P_{ab}	W	Abtriebsleistung
P_{an}	W	Antriebsleistung
p_{stat}	N/mm^2	Fliehkraftkompensierter Druck im Anpressraum
P_v	W	Verlustleistung
r'	m	Krümmungsradius senkrecht zur Kegelscheibe
r_0	m	Laufkreisradius bei Übersetzung $i = 1$
S_{ab}	N	Anpresskraft Abtriebsseite
S_{an}	N	Anpresskraft Antriebsseite
T	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur
Z_1, Z_2	N	Bandzug im Zugtrum (1) und Leertrum (2)
Z_{nutz}	N	Nutzzug, Differenz von Z_1 und Z_2
γ	rad	Winkel zwischen Gleitgeschwindigkeitsvektor im

ε	–	Kontakt und nach außen gerichtetem Radialstrahl Bandzugverhältnis, Quotient von Z_1 und Z_2
ζ	–	Stützung Zeta, Verhältnis von S_{an} zu S_{ab}
ζ_{MAX}	–	Maximum der Stützung Zeta, aufgetragen über M_{ab}
η	–	Wirkungsgrad
λ, λ_t	–	Anpressung, Quotient von S und Z_{nutz} , Idx. t = treibend
μ	–	Reibungszahl
μ_{FMd}	–	Reibungszahl nach Methode <i>Dittrich / Sauer</i>
μ_G	–	Gleitreibungszahl
μ_H	–	Haftreibungszahl
μ_S	–	Systemreibungszahl
ν	rad	Neigungswinkel der Kegelscheibe = halber Keilspalt
ν_1	mm ² /s	Betriebsviskosität des Öls
π	–	Kreiszahl Pi
ρ	kg/m ³	Dichte
σ	N/mm ²	Spannung
φ	rad	Umschlingungswinkel
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
ω_B	rad/s	Winkelgeschwindigkeit der Bohrbewegung
ω_W	rad/s	Winkelgeschwindigkeit der Wälzbewegung

1 Einleitung

Die permanente Verbesserung technischer Systeme ist eine wesentliche Voraussetzung für nachhaltige Entwicklung. Nur über einen ständigen Abgleich vorhandener Lösungen mit neuen Systemen, Methoden und Prozessen ist es möglich, Verbesserungen zeitnah und zielgerichtet umzusetzen. Gleichzeitig wird damit die Grundlage für eine effiziente Ressourcennutzung und -schonung bei insgesamt besserer Ergebnisqualität gelegt.

Bei der Beurteilung neuer Ideen als Ausgangspunkt für veränderte technische Lösungen wird immer das unmittelbar- oder mittelbar vorhandene bzw. verfügbare Wissen eingesetzt. Die Wissensbasis bei neuen Lösungen – gleich welcher Art – ist charakteristischer Weise beim Anwender nicht oder nur in geringem Umfang vorhanden. Alleine darüber wird bereits deutlich, dass ein „erfahrener“ Entwickler oder Konstrukteur bei Entscheidungen in Richtung seines Erfahrungsschwerpunktes tendieren wird, weil er damit aus seiner Sicht nur ein minimales Risiko eingeht. Die Umsetzung neuer Ideen setzt dann häufig spezialisierte Entwicklungswerkzeuge voraus, die wegen des Neuheitsgrads noch nicht vorhanden oder nicht allgemein zugänglich sind.

Werden dann im obigen Sinn „neue“ Lösungen z. B. neue Werkstoffe eingesetzt, kann der Erfolg aufgrund unzureichender Entscheidungs- und Wissensgrundlagen ausbleiben und die eigentlich zielführende Lösung wird dann nicht weiter verfolgt. Das Gesamtsystem bleibt damit suboptimal.

Ein Beispiel dafür sind ingenieurkeramische Werkstoffe, die sich mit ihren speziell ausgeprägten mechanischen, chemischen und physikalischen Eigenschaften sehr deutlich von üblichen metallischen Konstruktionswerkstoffen unterscheiden. Zur Nutzung keramischer Werkstoffe und deren speziellen Eigenschaften ist es erforderlich, diese durch geeignete konstruktive und funktionsgerechte Gestaltung in den Funktionsverbund metallischer Werkstoffe zu integrieren. Trotz einer Vielzahl von Laboruntersuchungen an keramischen Werkstoffen, insbesondere bezüglich tribologischer Eigenschaften, wurde der Sprung vom Laboreinsatz in technische Systeme nur selten vollzogen. Über das Verhalten ingenieurkeramischer Werkstoffe unter realen Beanspruchungsbedingungen in komplexen hybriden Systemen liegen daher noch sehr wenige Erkenntnisse vor. Die ganzheitliche Erschließung der hohen Potenziale dieser Werkstoffe ist eines

der Ziele des seit dem Jahr 2000 von der Deutschen Forschungsgemeinschaft geförderten Sonderforschungsbereich 483 „Hochbelastete Gleit- und Friktionssysteme auf Basis ingenieurkeramischer Werkstoffe“ an der Universität Karlsruhe (TH).

Viele technische Systeme zur Leistungsübertragung benötigen keine winkel- oder weg-synchrone Kraft- und Leistungsübertragung und daher kann für die Funktionskontakte in dem System das Wirkprinzip des Reibschlusses eingesetzt werden. Neben den reinen Festigkeitsforderungen an die Leit-Stützstrukturen ist hier besonders das Systemverhalten des tribologischen Systems zur Kraftübertragung von großer Bedeutung.

Am Beispiel eines CVT-Variators mit Scheiben aus Ingenieurkeramik wird untersucht, wie die viel versprechenden Eigenschaften keramischer Werkstoffe, die in Laborversuchen ermittelt wurden, in Wirkflächenpaare komplexer Maschinensysteme einfließen, diese beeinflussen und durch werkstoff- und bauteilgerechte Konstruktion zur Optimierung von Komponenten und Einzelteilen in realen Funktionseinheiten wie z. B. einem Getriebe beitragen können. Erst durch die Untersuchung keramischer Werkstoffe in realen Systemen oder realitätsnahen Demonstratorsystemen kann das Leistungspotential dieser Werkstoffe aufgezeigt werden.

Für die methodische Systemanalyse und -Synthese wird mit dem Contact and Channel Model C&CM¹ eine weitgehend funktional orientierte, fraktale Methode eingesetzt. Jegliche Funktion in technischen Systemen kann darüber auf die Interaktionen im Wirkflächenpaar (WFP) und der sich an ein Wirkflächenpaar anschließenden Leit-Stütz-Strukturen (LSS) zurückgeführt werden.

Über die zur Herleitung des Demonstratorsystems eingesetzten Handlungssysteme – mithin die Werkzeuge und Methoden – und die Validierung im Objektsystem wird geprüft, in wie weit die neuartigen Werkstoffe den Produktentstehungsprozess beeinflussen und innerhalb welcher Teilprozesse eine z. B. werkstoffspezifische Methodenausprägung zu erarbeiten sein wird.

1 Albers 2002/1

2 Stand von Wissenschaft und Technik

2.1 Leistungsübertragung im Antriebsstrang

Im systemtheoretischen Modellansatz² sind technische Systeme durch die drei unterschiedlichen Kategorien der Ein- und Ausgabegrößen *Energie*, *Materie* und *Information* gekennzeichnet, mit denen das technische System über die Systemgrenzen hinweg mit der Umgebung in Wechselwirkung tritt. Die Eingangsgröße *Information* wird dabei noch in *Daten* und *Befehle* unterteilt. Innerhalb des Systems können diese drei Größen zum Erreichen der gewünschten Systemeigenschaft in beliebiger Kombination untereinander auftreten. In komplexen technischen Anwendungen tragen mehrere Teilsysteme zum Verhalten des Gesamtsystems bei. Das Gesamtsystem Antriebsstrang kann so zum Beispiel in die Teilsysteme Antriebsmaschine, Kupplung, Getriebe, Achtrieb und Abtriebsorgan unterteilt werden.

An moderne Antriebssysteme werden generell die Anforderungen gestellt, dass sie die Leistung mit nur sehr geringen Verlusten übertragen und sich dabei hinsichtlich Schalten und Dosieren von Drehmoment sowie der Bereitstellung der gewünschten Ausgangsdrehzahl hervorragend verhalten.

In der Vergangenheit wurden die Teilsysteme des Antriebsstrangs – häufig auch wegen differenziert zugeordneten Entwicklungsverantwortungen ohne einer darüber liegenden Gesamtsystemzuständigkeit – isoliert entwickelt. Die Verbesserung des Entwicklungsprozesses zu einer integrierten, systemhaften Betrachtungsweise und einem ganzheitlichen Ansatz³ hat dazu geführt, dass inzwischen Antriebssysteme entwickelt werden, bei denen die Komponenten für ein bestmögliches Systemverhalten aufeinander abgestimmt sind und nicht nur für ein bestmögliches Einzelverhalten entwickelt und dann miteinander kombiniert werden.

Kraftfahrzeuge sind bis heute in der überwiegenden Mehrzahl mit einem Hubkolben-Verbrennungsmotor ausgestattet. Der Hubkolbenmotor weist in der Regel drei charak-

2 Ropohl 1979

3 Albers 2001/1

teristische Betriebspunkte auf. Der Bestpunkt, bei dem der spezifische Verbrauch⁴ am geringsten ist, der Punkt maximalen Drehmoments sowie der Punkt maximaler Leistung. Hinzu kommt, dass der Verlauf von Drehmoment, Leistung sowie spezifischem Verbrauch über die Drehzahl nicht konstant ist, sondern ausgeprägte günstige und ungünstige Bereiche besitzt. Zum Halten oder Erreichen eines Fahrzustands eines Kfz wird eine bestimmte Leistung benötigt, die sich aus dem Fahrwiderstandsdiagramm ergibt. Ein Verbrennungsmotor als Antriebsmaschine kann diese Leistung grundsätzlich über ein gewisses Drehzahlspektrum bereitstellen. Aufgrund thermodynamischer und mechanischer Randbedingungen ist der Wirkungsgrad bzw. der spezifische Verbrauch bei geforderter Leistung nur in einem engen Drehzahlbereich optimal⁵.

Es wird deutlich, dass eine Anpassung von Drehzahl und Drehmoment der Antriebsmaschine an den gewünschten Parameter Drehzahl am Ausgang des Systems in Abhängigkeit des Leistungsbedarfs vorzunehmen ist. Für diese Aufgabe der Kennfeldanpassung von Kraft- und Arbeitsmaschinen wird ein Getriebe als Kennungswandler für Drehmoment und Drehzahl eingesetzt. In Abhängigkeit der Kraftübertragungsmechanismen werden Getriebe in folgende Kategorien unterteilt⁶, wobei die Kennfeldanpassung entweder diskret oder kontinuierlich erfolgen kann:

- Mechanische Getriebe mit formschlüssiger Kraftübertragung
- Mechanische Getriebe mit reibkraftschlüssiger Kraftübertragung
- Hydrostatische Getriebe
- Getriebe mit (vorwiegend) elektrischer Leistungsübertragung

Mechanische Getriebe mit formschlüssiger Kraftübertragung

Bei Kraftfahrzeugen ist in allen Leistungsklassen die diskrete Übersetzungsänderung über Stufengetriebe mit formschlüssiger Kraftübertragung über einzelne Zahnradstufen mit großem Abstand zu anderen Konzepten am häufigsten vertreten. Die Stufen werden dabei über einzeln zugehörige Elemente reibkraft- oder formschlüssig aktiviert. Zum Erreichen der ersten Fahrstufe sind Anfahrerelemente nötig, die im Falle der Trockenkupplung auch den Drehmomentfluss durch das Getriebe während Umschaltvorgängen unterbrechen⁶.

4 Der spezifische Verbrauch ist definiert als benötigte Masse Treibstoff bezogen auf abgegebene Energie in $\frac{g}{kWh}$

5 Krieg / Boos 1994

6 Lechner 1994

Über verbesserte Regelungsalgorithmen und mechatronische Steuerungselemente sind mittlerweile⁷ auch die so genannten Doppelkupplungsgetriebe zur Serienreife ertüchtigt. Die Unterteilung des Stufengetriebes in zwei funktional unabhängige Teilgetriebe ermöglicht, den Leistungsfluss zwischen beiden Teilgetrieben auch unter Last zu wechseln. Zwei Fahrstufen werden ineinander überblendet und damit wird ein komfortables und zugkraftunterbrechungsfreies Fahren ermöglicht⁸.

Der Übergang von manuell zu schaltenden hin zu automatisch geschalteten Getrieben bringt nicht nur für den Fahrer einen Komfortvorteil, sondern stellt auch sicher, dass der Motor in der Nähe eines für den aktuellen Fahrzustand günstigsten Betriebspunkts operiert, der über Kennfelder im Motor-Steuergerät hinterlegt ist. Bei der Verwendung automatisierter Stufengetriebe können trotz der diskreten Übersetzungsanpassung Verbrauchsvorteile im Zyklus zwischen 5 % beim automatisierten Schaltgetriebe und 15 % beim trockenen Doppelkupplungsgetriebe erzielt werden⁸.

Mechanische Getriebe mit reibschlüssiger Kraftübertragung

Besonders in Bereichen bis zu mittleren Antriebsleistungen etablieren sich Getriebe mit reibkraftschlüssiger Kraftübertragung immer stärker. Hierzu zählen z. B. Reibradgetriebe, Toroidgetriebe (vgl. Abbildung 2.1) und die Gruppe der variablen Zugmittelgetriebe. Bei diesen Getrieben müssen die Wirkflächenpaare zur Leistungsübertragung nicht zueinander synchronisiert sein, so dass innerhalb konstruktiver Grenzen alle geometrisch zulässigen Bereiche für die Leistungsübertragung genutzt werden können. Damit ermöglichen diese Bauformen eine kontinuierliche, stufenlose Anpassung von Antriebs- und Abtriebsdrehzahl meist ohne dass der Drehmomentfluss dafür unterbrochen oder maßgeblich verringert werden muss.

Obwohl im Fall reinen EHD⁹ - Kontakts in Reibradgetrieben die Wirkflächen der Konstruktionswerkstoffe vollständig durch die flüssige Leit-Stütz-Struktur des Zwischenmediums getrennt sind, konnte beim Übergang von metallischen zu keramischen Wirkflächenpaaren eine Erhöhung der Reibungszahl um 30 % festgestellt werden¹⁰.

7 Das Konzept wurde von Porsche bereits in den 80-Jahren als PDG erfolgreich erprobt, dann aber nicht weiter zur Serienreife entwickelt.

8 LuK Kolloq. 2006

9 Von Elasto-Hydrodynamik umfasst hydrodynamische Zustände, bei denen durch sehr hohe Drücke im Schmierpalt die Werkstoffverformungen im Bereich der Schmierpalthöhe liegen.

10 Sperrfechter 1998

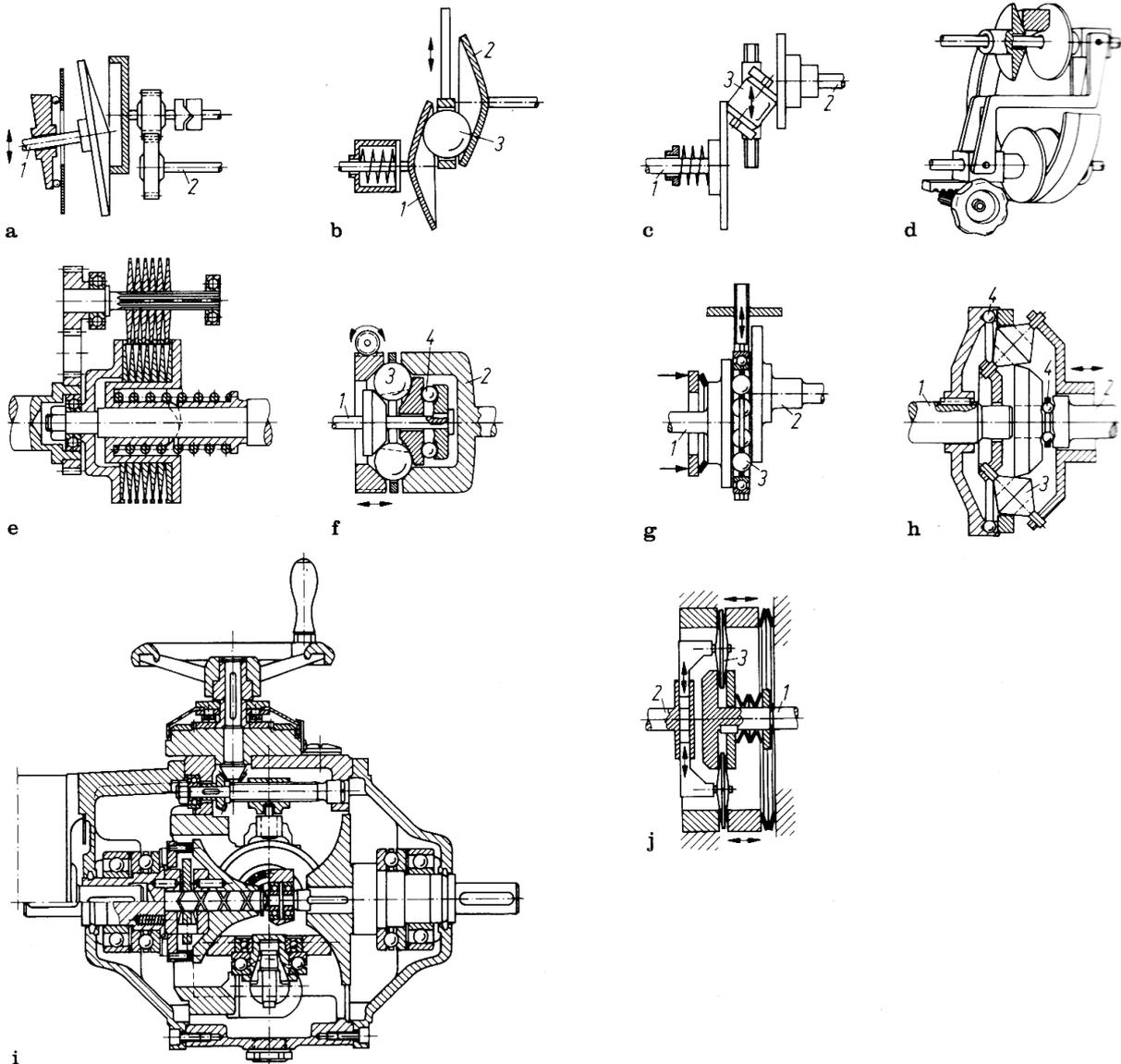


Abbildung 2.1: Bauformen stufenlos verstellbarer Reibradgetriebe („Dubbel“ 21)

Hydrostatische Getriebe

Bei dieser Getriebebauform wird die Antriebsleistung der Kraftmaschine über eine Pumpe in einen Volumenstrom eines inkompressiblen Mediums übertragen. In entsprechenden Motoren kann diese Leistung wieder in rotatorische Energie umgesetzt werden. In der Regel sind dazu entweder die Pumpe oder der Motor über mechanische Eingriffsmöglichkeiten in ihren Fördervolumen verstellbar oder hydraulische Regelventile regeln den Volumenstrom zum Verbraucher. Diese Bauform wird häufig für den Fahrtrieb in Arbeitsmaschinen mit Rad- oder Kettenantrieb wie z. B. Kranfahrzeugen und Bagger eingesetzt, die bereits für die Arbeitselemente hydraulische Energie benötigen. Diese Bauform zeichnet sich besonders durch eine hohe Leistungsdichte der

Komponenten und eine beinahe beliebige räumliche Distanz zwischen Systemein- und Ausgang aus. Der Leistungsfluss ist sehr gut stufenlos regelbar, reversierbar und mit z.B: Überdruckventilen leicht gegen Überlast zu schützen, allerdings begrenzen die Wirkungsgrade von Pumpe, Motor und Strömungsverluste in Leitungen und Stellgliedern den Gesamtwirkungsgrad des Getriebesystems auf Werte von deutlich unter $\mu = 0,8$ ¹¹.

Getriebe mit elektrischer Leistungsübertragung

Elektrische Antriebe werden für den Einsatz in Kraftfahrzeugen mit der fortschreitenden Miniaturisierung der Leistungselektronik zugänglich¹². Die E-Maschinen werden dabei entweder direkt für die Energiewandlung aus einer Brennstoffzelle oder einem Speicherelement zur Rekuperation von Bremsenergie eingesetzt. Auf dem Prinzip der elektrischen Leistungsübertragung zur Kennfeldanpassung basieren die Kombinationen von Verbrennungsmotor, zweier elektrischer Antriebsmaschinen und einem als Planetenstufe ausgeführten Summiergetriebe, wie sie zum Beispiel in den Hybridfahrzeugen vom Typ des Toyota Prius oder Lexus RX 400h eingesetzt werden. Der elektrische Zweig ersetzt dabei die in mechanischen *geared-neutral* Strukturen eingesetzten stufenlos verstellbaren Elemente. Die Eingriffsmöglichkeiten im elektrischen Leistungszweig sind dabei hervorragend und ermöglichen neben einer kurzzeitigen Leistungsunterstützung des Verbrennungsmotors sogar eine besonders emissionsarme Betriebsweise der Kraftmaschine insbesondere in der Warmlaufphase.

Für den Antriebsstrang im Kraftfahrzeug ist aus systemtechnischer Sicht eine möglichst ideale Kennfeldanpassung des (sich nicht ideal verhaltenden) Verbrennungsmotors gewünscht¹³. Bis auf die Gruppe der mechanischen Getriebe mit formschlüssiger Kraftübertragung ist bei den dargestellten Getrieben in der Regel zumindest eine in Bereichen stufenlose Anpassung von Eingangs- zu Ausgangsdrehzahl möglich.

11 Lamke 1998

12 Albers 2001/2

13 Sakai 1990

2.2 Stufenlose Getriebe

Der Vorteil von stufenlosen Getrieben liegt in der Kombination aus Komfort durch die vollständig zugkraftunterbrechungsfreie Kraftübertragung und dem Verbrauchsvorteil, der aus einer idealen Anpassung der Motordrehzahl an die Fahrsituation resultiert. In Abbildung 2.2 sind mögliche Betriebsfahrlinien eines CVTs¹⁴ eingezeichnet. Über die Getriebesteuerung kann die Reglerkennlinie innerhalb der beiden Extreme Verbrauchs- und Leistungsorientierung frei und der Betriebsituation entsprechend gewählt werden. Dieser vollständig veränderbare Kennlinienbereich kann beim Einsatz einer adaptiven Steuerung, die auf unscharfer, so genannter fuzzy logic oder auf lernfähigen neuronalen Netzen aufbaut, besonders attraktiv sein¹⁵.

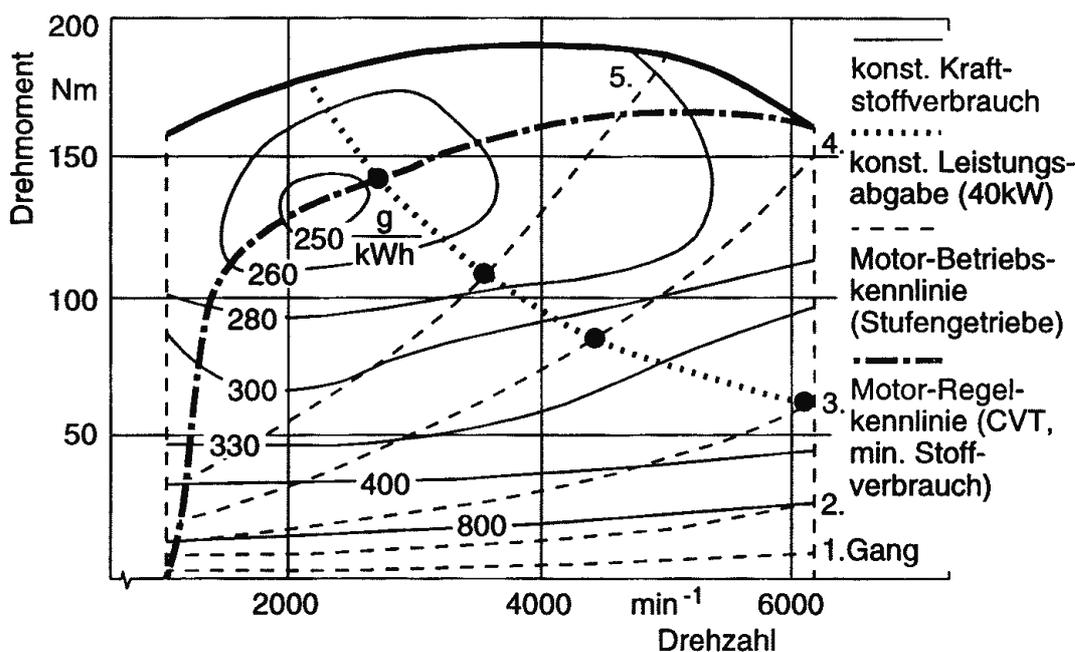


Abbildung 2.2: Regelkurve eines CVT (---) und eines Stufengetriebes (- -) im Motorkennfeld¹⁵

Die Getriebesteuerung kann sich den Fahrern anpassen, die automatisch erkannt oder über z. B. den Fahrzeugschlüssel identifiziert werden können. Insbesondere beim Einsatz im innerstädtischen Verkehr mit vielen Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen ist eine optimale Anpassung der Übersetzung an den Motor von großer Bedeutung. Diese Vorteile wie z. B. die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs um bis zu 30 % durch optimale Anpassung der Übersetzung an das Kennfeld des Motors^{16,17}, die

14 CVT: Continuously Variable Transmission (en): stufenlos verstellbares Getriebe

15 Funk 1995

16 Heitmann 1995

17 Höhn 1986

damit verbundene Reduzierung der Schadstoffemissionen¹⁸ oder die zugkraftunterbrechungsfreie Übersetzungsverstellung zur Erhöhung des Fahrkomforts^{19,20} können jedoch nur genutzt werden, wenn das Teilsystem Getriebe eine hohe Effizienz aufweist und darüber sowie über die in weiten Bereichen freie Kennfeldanpassung dem Gesamtsystem Antriebstrang eine hohe Effizienz ermöglicht. Es müssen also hohe Anforderungen an Wirkungsgrad, Betriebssicherheit, Lebensdauer und Herstellungskosten erfüllt werden^{21,22}.

Funktionsweise

Eine funktionale Eingliederung stufenloser Getriebe für Kraftfahrzeuge (Abbildung 2.3) zeigt, dass die Hauptfunktionen *Verändern des Drehzahlverhältnisses* und *Übertragen des Drehmoments* je nach Art der Leistungsübertragung durch verschiedene Teilsysteme realisiert werden.

Im Fall der mechanischen Leistungsübertragung werden die Funktionen unabhängig vom gewählten Lösungsprinzip über drei Teilsysteme erfüllt, deren Elemente jeweils über kraftschlüssige Wirkflächenpaare miteinander in Wechselwirkung treten. Bei den Elementen handelt es sich um:

- Eintriebsselement
- Vermittelndes Element
- Abtriebsselement

Das Eintriebsselement stellt die Getriebeeingangsdrehzahl über eine definierte räumliche Ausdehnung einer Tragstruktur bereit. In der Regel wird das über eine flache Scheibe oder ein torus- bzw. kegelförmiges Element umgesetzt. Die Wirkfläche des vermittelnden Elements wird über geeignete Mechanismen auf die Wirkfläche innerhalb dieses räumlichen Bereichs gepresst. Die Kraftübertragung im dadurch entstehenden Wirkflächenpaar erfolgt reibschlüssig. Im Idealfall wird die Wirkfläche des vermittelnden Elements die Geschwindigkeit annehmen, die an der Wirkfläche des Eintriebslements herrscht, auf die es angepresst wird. Dieses Verhalten wird im Funktionskontakt vermittelndes Element – Abtriebsselement genau umgekehrt auftreten und dort wird der Wirkfläche des Abtriebslements die Geschwindigkeit des vermittelnden Elements aufgeprägt. Die Oberflächengeschwindigkeit steht über den Abstand zur Drehachse in direkter Beziehung zur Drehzahl am Getriebeausgang. Das System kann so gestaltet

18 Daieff 1994

19 Dittrich 1990

20 Tenberge 1995

21 Schoennenbeck 1996

22 Sauer 1996

werden, dass sich die Laufkreisdurchmesser umgekehrt proportional zueinander verhalten. Letztlich wird so das Verhältnis der Laufkreisdurchmesser von An- zu Abtrieb variiert. Das Verhältnis der Drehzahlen wird als Übersetzung i und der Quotient der größten zur kleinsten Übersetzung als Spreizung bezeichnet.

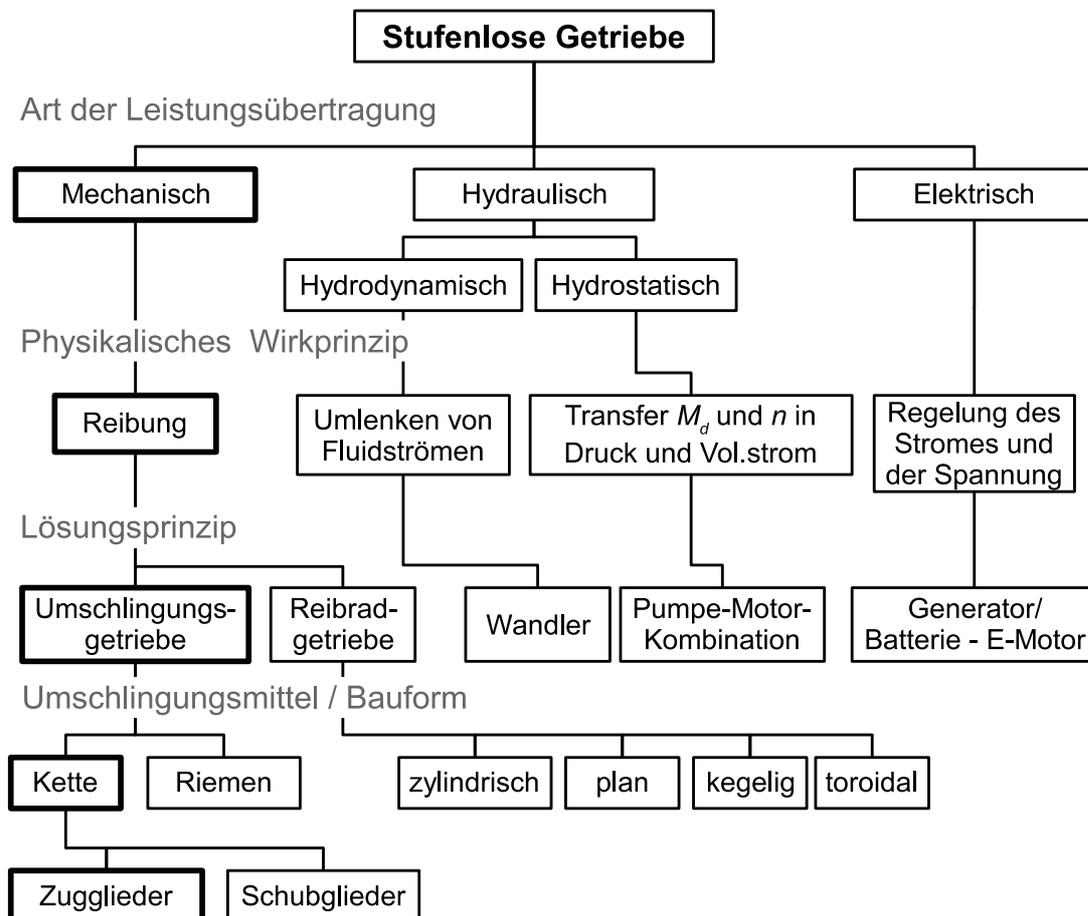


Abbildung 2.3: Funktionale Einteilung stufenloser Getriebe (nach Lechner 1994)

2.2.1 Ausführungsformen

CVT mit Umschlingungsmittel

Der Variator – das Kernsystem eines stufenlosen Getriebes – besteht in der Bauform mit Umschlingungsmittel aus zwei parallel angeordneten Wellen, auf denen jeweils zwei zueinander entgegengerichtete Scheiben mit kegelliger oder sphärischer Wirkfläche vorhanden sind. Beide Wellen werden zwischen den Variatorscheiben von einem Ketten- oder Bandedelement umschlungen. Zwischen jedem Scheibenpaar sorgt eine axiale

Kraft dafür, dass das Umschlingungselement stets gespannt ist und die im Funktionskontakt daraus resultierende Anpresskraft ermöglicht die reibkraftschlüssige Übertragung der Bandkräfte bzw. den Auf- und Abbau der Bandkraftdifferenz zwischen Last- und Leertrum und damit die gewünschte Leistungsübertragung.

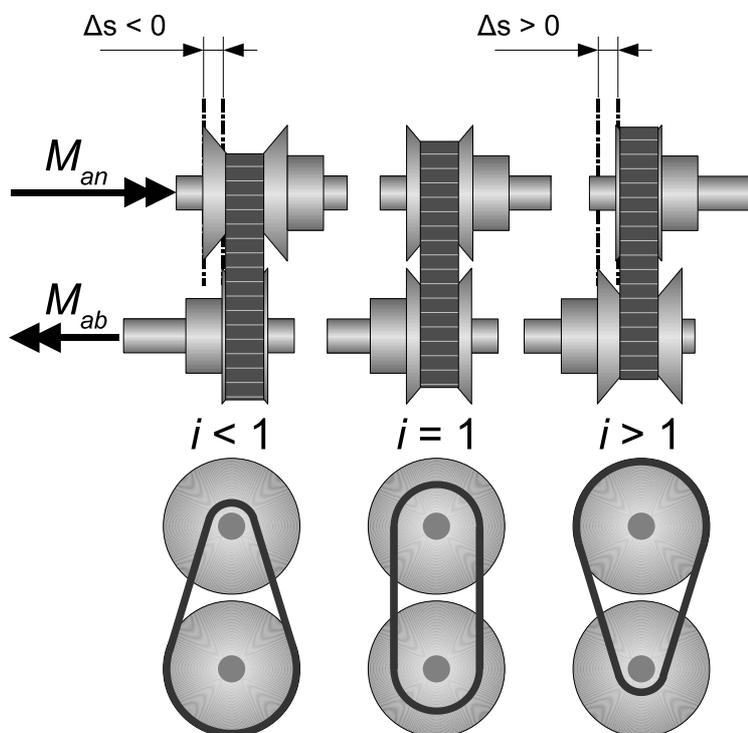


Abbildung 2.4: Funktionsprinzip eines stufenlosen Umschlingungsgetriebes (schematisch)

Als Umschlingungsmittel sind heute zwei verschiedene Ausführungen etabliert. Das Schubgliederband (SGB) besteht aus einer Vielzahl hintereinandergereihter trapezförmiger, dünner Metallelemente, den Schubgliedern, und i.d.R. zwei mehrlagigen Metallbändern, die durch seitliche Einsparungen der Schubglieder geführt sind und den radialen Zusammenhalt sichern. Die Kraft wird über die ungekrümmten Wirkflächen an den Flanken der Schubglieder ein- bzw. ausgeleitet und ausschließlich über die stirnseitigen Wirkflächen der Schubglieder als Druckkraft geleitet. Beim SGB befinden sich die Schubglieder in einer Drucklage, während die Metallbänder unter Zugspannung stehen. Im Leertrum sinkt die Kraft zwischen den Schubgliedern daher auf praktisch Null. Die Wiedruckstückekette²³ (WDK) besteht aus parallel geschalteten Laschen und paarweise angeordneten Bolzen, die in geeigneten Wirkflächenpaaren aufeinander abwiegen und somit eine sehr reibungsarme Änderung der Polygonwinkel im Kettenzug ermöglichen. Diese Bolzen verbinden mehrere Laschen hintereinander und dienen gleichzeitig zur Kraftein- und Ausleitung über die ballig ausgeformten Wirkflächen an den Stirnseiten. Bei der WDK stehen die Laschen immer unter Zugspannung, während

23 Eine detaillierte Beschreibung findet sich in Kap 6.2.1

die Bolzen bzw. Wiegedruckstücke in axialer Richtung unter Druckspannung stehen und in radialer Richtung Querkräften ausgesetzt sind. Dies ist über die gesamte Länge des Umschlingungsmittels, auch im Leertrum gültig. In den Umschlingungsbögen tritt zusätzlich eine Biegekomponente auf.

CVT mit Toroidvariator

Beim stufenlosen Getriebe mit Toroidvariator wird das vermittelnde Element durch dreh- und schwenkbare Scheiben, die so genannten *Roller* gebildet, die in Torusabschnitten abrollen. Durch mehrere Roller und in manchen Ausführungen auch mehreren Tori werden die Kraftverhältnisse symmetriert und das übertragbare Drehmoment gesteigert. Im Gegensatz zum Volltoroid sind beim Halbtoroid (vgl. Abbildung 2.5) starke axiale Belastungen der Roller vorhanden, weil die Normalkraftvektoren der beiden Friktionswirkflächenpaare nicht parallel sind. Als Zwischenmedium wird ein spezielles Traktionsfluid eingesetzt, mit dem hohe Scherkräfte übertragen werden können. Ausschlaggebend für die effektive Reibungszahl im Kontakt ist u.a. das Bohr-/Wälzverhältnis.

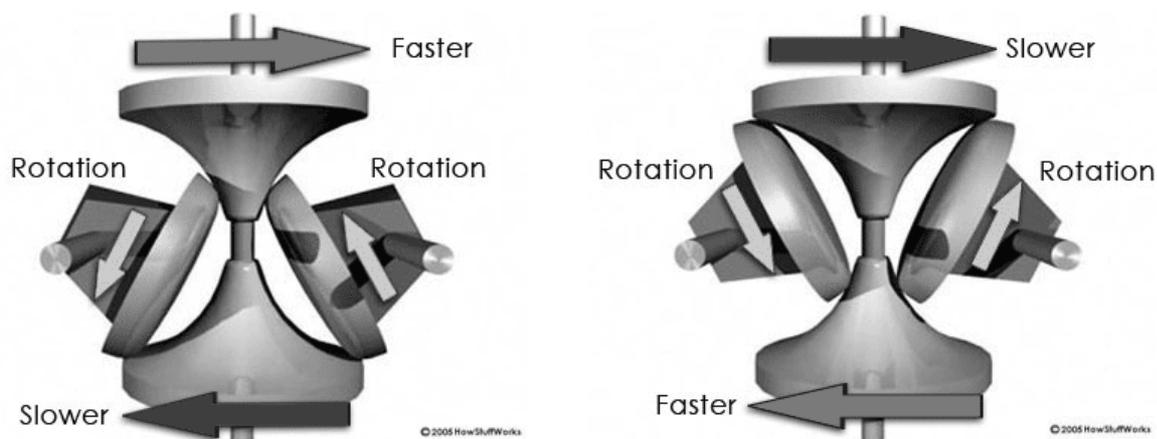


Abbildung 2.5: Schematische Darstellung Halbtoroidgetriebe in höchster und niedrigster Übersetzung (HowStuff 2007)

CVT mit Kegelringvariator

Der Kegelringvariator besteht aus zwei gleichen Kegelstümpfen, die 180 ° verdreht zueinander angeordnet sind. Ein festes Ringelement ist von einem der Kegelstümpfe durchdrungen und wird im Betrieb in dem definierten Raum zwischen den Kegeln hindurchbewegt. Dabei überträgt es an der aktuellen Position die Oberflächengeschwindigkeit der Wirkfläche eines Kegels auf die Wirkfläche des anderen Kegels. Durch leichte Schrägstellung des Rings verändert dieser die Position im Keilspalt und ermöglicht so ein energiearmes Verstellen der Übersetzung²⁴.

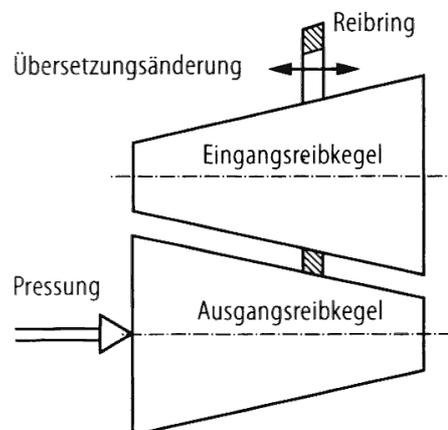


Abbildung 2.6: Variator eines Kegelringgetriebes²⁴

Kurbel CVT

Beim Kurbel-CVT erzeugt eine verstellbare Exzentrizität eine von der Auslenkung abhängige periodische Bewegung der Kurbel. Am Ende jeder Kurbel ist ein Freilauf angebracht, der die Kurbelgeschwindigkeit dem Abtrieb dann aufprägt, wenn die Kurbelgeschwindigkeit größer als die Oberflächengeschwindigkeit der Abtriebswelle ist. Durch mehrfache Anordnung und Phasenverschiebung am Umfang wird die inhärente pulsierende Ungleichförmigkeit deutlich verringert. Das Kurbel CVT kann die Übersetzung stufenlos von Null bis zu einem konstruktiv bedingten Maximalwert verstellen.

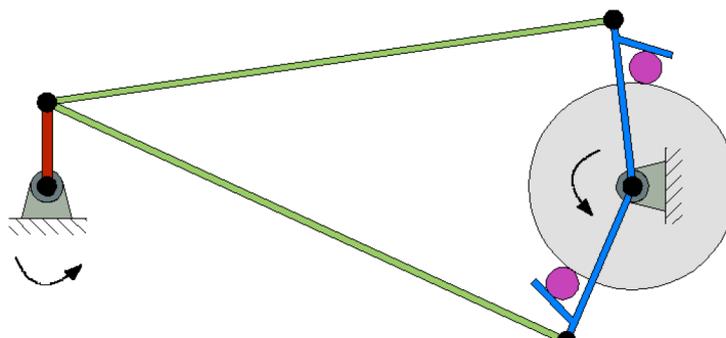


Abbildung 2.7: Funktionsprinzip Kurbel CVT (LuK 2002)

Mit Ausnahme des Kurbel-CVT zeichnen sich die oben genannten Bauformen dadurch aus, dass die Übersetzung stets größer als Null ist, also weder Stillstand, noch Dreh-

24 Dräger / Gold 1998

richtungsumkehr damit eingestellt werden kann. In Fahrzeuggetrieben werden hierfür fast immer weitere Elemente wie z. B. eine umschaltbare Planetenstufe als Wendesatz für die Rückwärtsfahrt und ein Anfahrlement wie z. B. ein hydrodynamischer Drehmomentwandler, eine Magnetpulverkupplung, eine trockene Reibkupplung oder eine ölgeschmierte Lamellenkupplung²⁵ eingesetzt.

Kombinationen

Darüber hinaus sind Kombinationen von Bauformen vertreten, die das Parameterfeld erweitern können. Hierzu zählen beispielsweise die Kombinationen aus Planetengetriebe und stufenlosem mechanischem Getriebe zu einem als *geared-neutral* oder *leistungsverzweigt* bezeichneten Getriebetyp (siehe Abbildung 2.8).

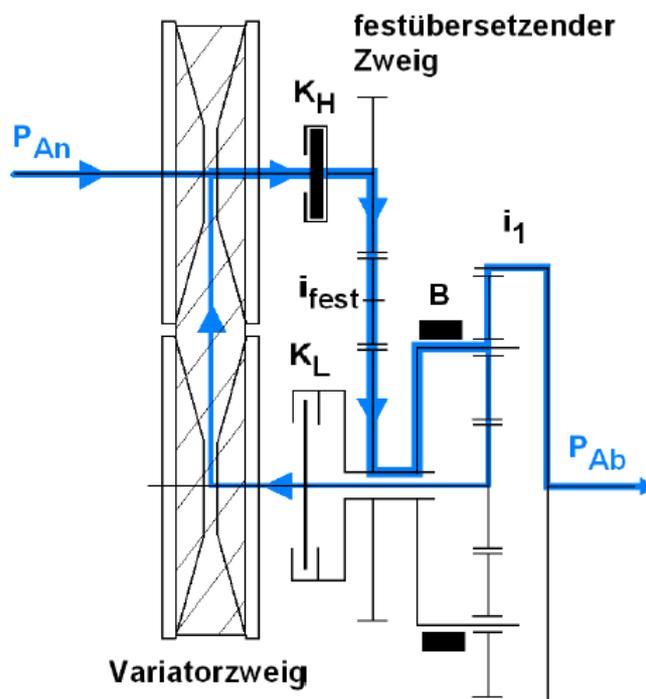


Abbildung 2.8: Getriebeschema eines leistungsverzweigten CVT (LuK 2002)

Bei dieser Ausführungsform kann – zumindest theoretisch – das Anfahrlement entfallen, weil die Übersetzung bis hin zu $i = \infty$ vom Getriebe selbst darstellbar ist.

²⁵ Beispiele: Drehmomentwandler: ZF Ecotronic, Magnetpulverkupplung: ECVT (Subaru/Nissan), trockene Reibkupplung: DAF Variomatic, geschmierte Lamellenkupplung: Audi multitronic

2.2.2 Stufenlose Getriebe als Kennungswandler im Kraftfahrzeug

Nachfolgend werden die wesentlichen Meilensteine in der Entwicklung von stufenlosen Getrieben mit Umschlingungsmittel dargestellt. Detaillierte Ausführungen hierzu sind in der Literatur^{26,27,28} zu finden.

Erstmals wurden stufenlose Getriebe mit Umschlingungsmittel 1956 prototyphaft in einem hubraumstarken Pkw der Marke Pontiac und 1960 in zwei Fahrzeugen von BMW eingesetzt. Das Kraft übertragende Umschlingungsmittel war eine Metallgliederkette und die Anpressung erfolgte mechanisch über einen hydraulischen Regelkreis²⁶. Ein serienmäßiger Einsatz im Kfz-Antriebsstrang erfolgte erstmalig in den frühen 1960er Jahren in Fahrzeugen des niederländischen Herstellers DAF, dessen Variomatic-Prinzip noch heute bekannt ist. Charakteristisch bei diesem Getriebeprinzip ist die Kraftübertragung über offenliegende, trockenlaufende Elastomer-Keilriemen und die Tatsache, dass jedes der beiden angetriebenen Hinterräder über einen eigenen Variator verfügt. Die Übersetzungsänderung erfolgt über einen Fliehkraftverstellmechanismus und wird über eine Unterdruckdose mit einer Kraft überlagert, die von der Stellung der Drosselklappe des Motors und somit vom Beschleunigungswunsch abhängt.

Von *Van Doorne's Transmissie* wird ab Mitte der 60 Jahre ein Umschlingungsmittel entwickelt, bei dem die Nutzkraft über Druckkräfte auf den Seitenflanken der einzelnen Glieder eingeleitet wird und über definierte Kontaktflächen von einem Glied zum nächsten übertragen wird. Ein i.d.R. mehrlagiges Führungsband sichert den Zusammenhalt der in Umfangsrichtung ansonsten frei beweglichen Glieder. Die einzelnen Schubglieder sind relativ fein segmentiert was zu Vorteilen hinsichtlich akustischem Verhalten und geringer Anregung von Trumschwingungen führt²⁹.

Im Jahre 1977 stellt *P.I.V.* einen Getriebetyp vor, bei dem die Anpressung der Kegelscheiben nicht mehr mechanisch, sondern vollständig hydraulisch erfolgt. Ein im Leistungsfluss integriertes Steuerungselement³⁰ stellt selbsttätig ein Gleichgewicht zwischen Drehmoment und Druck im Anpresssystem her. Gleichzeitig wird eine feingliedrige Wiegedruckstückekette als Umschlingungselement eingeführt, die auch gut zur Massenproduktion geeignet ist.

26 Dittrich 1990

27 Sattler 1999

28 Sladek 2001

29 Jarchow / Tenberge 1989

30 Dieses Element wird als „Drehmomentfühler“ bezeichnet.

Die Leistungsfähigkeit und der Wirkungsgrad stufenloser Getriebe mit Umschlingungsmittel wurden seither über eine Vielzahl von Neu- und Weiterentwicklungen ständig gesteigert. Dazu zählen beim Umschlingungsmittel WD-Kette beispielsweise die randomisierte Teilung und Festigkeitsoptimierungen. Im Bereich der Anpresskraftherzeugung bewirkt das Doppelkolbenprinzip³¹, dass beim Verstellvorgang der überwiegende Teil der Hydraulikflüssigkeit auf hohem Druckniveau belassen und lediglich vom Druckraum des einen Scheibensatzes zum Druckraum des anderen Scheibensatzes verschoben wird. Günstig wirken sich in dieser Hinsicht auch verbesserte, schaltbare zweiflutige Flügelzellenpumpen zur Druckerzeugung aus. Eine weitere Verbesserung wird erzielt, wenn die Anpresskraft bestmöglich dem Bedarf angepasst und eine Über- und Unteranpressung sicher vermieden wird. Dies ist möglich über einen zweistufigen bzw. dem daraus entwickelten stufenlosen Drehmomentfühler, deren Kennlinien sich in Abhängigkeit der Getriebeübersetzung verändern. Weitere Arbeiten³² stellen eine Methode vor, mit der im Fahrzeugbetrieb eine Kenngröße für den Variatorschlupf sicher detektiert und als Fein-Regelgröße für die Anpresskraft verwendet werden kann.

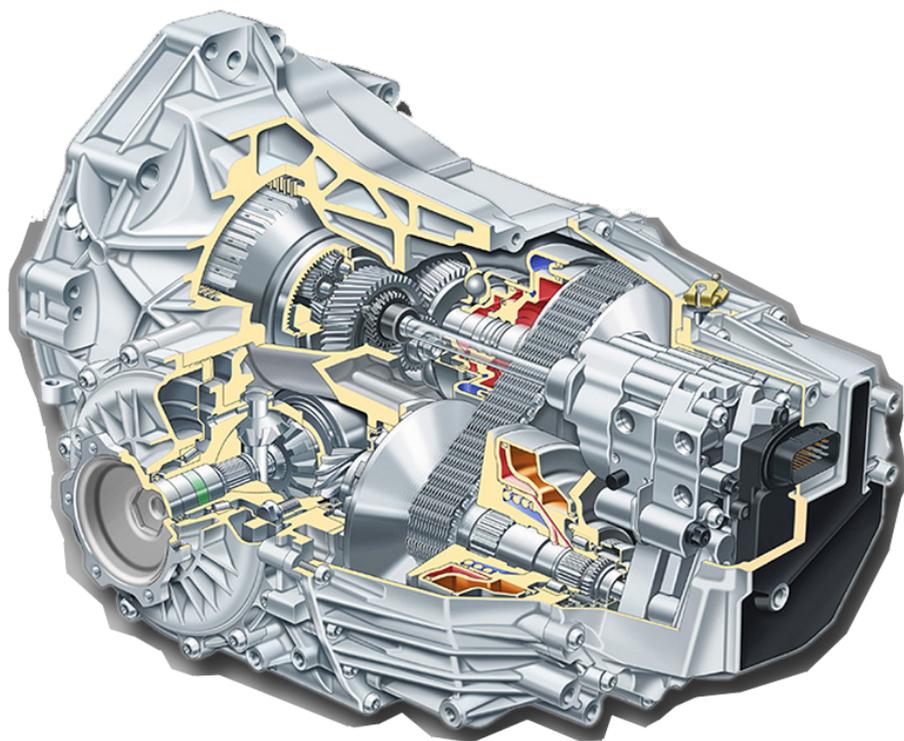


Abbildung 2.9: multitronic®-Getriebe (Quelle: Audi AG)

Diese Verbesserungen ermöglichen es, aktuelle Serienfahrzeuge mit stufenlosen Getrieben für ein Variatordrehmoment von bis zu 430 Nm mit Wiegedruckstückeketten (multitronic) bzw. 300 Nm bei Schubgliederbändern (Autotronic) anzubieten.

31 LuK 1998

32 Wiesner 2001, LuK 2002

2.2.3 Systemverhalten stufenloser Getriebe mit Umschlingungsmittel

Leistungsverluste

Das Umschlingungsmittel eines CVT-Getriebes wird vorgespannt, um die Kraftübertragung durch Reibschluss in den Wirkflächenpaaren zu ermöglichen. Idealisiert betrachtet erfolgt die Drehmomentübertragung über eine Kraftdifferenz zwischen Last- und Leertrum bei bestimmten Laufkreisdurchmessern des Umschlingungsmittels. Der Kraftaufbau bzw. -Abbau findet im Umschlingungsbogen statt. Diese Kraftänderung bewirkt elastische Verformungen der LSS Kettenlasche in Umfangsrichtung des Umschlingungsmittels, die in einer Relativbewegung in den Funktionskontakten resultieren. Darüber hinaus werden die Kegelscheiben durch die für die reibkraftschlüssige Kraftübertragung notwendigen hohen Normalkräfte verformt oder kippen aufgrund des Führungsspiels der Wegscheibe.

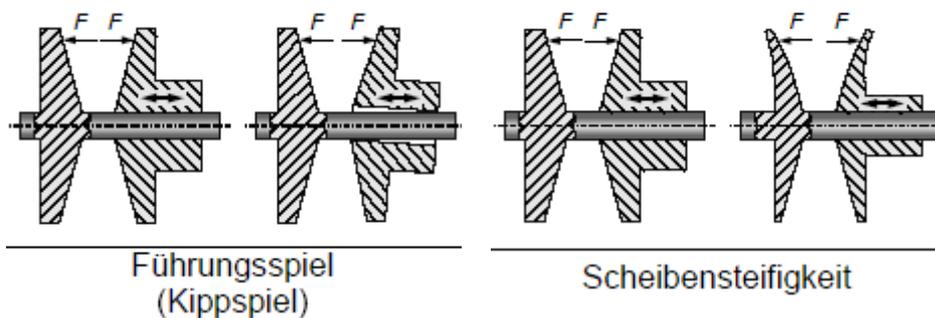


Abbildung 2.10: Aufweitung des Keilspalts (Sue 2003)

In Folge der Verformungen wandern die einzelnen Funktions-Reibkontakte in Richtung der Drehachse. Die axialen Deformationen der Wiegedruckstücke sind klein gegenüber den Verformungen der Kegelscheibe und können daher vernachlässigt werden³³.

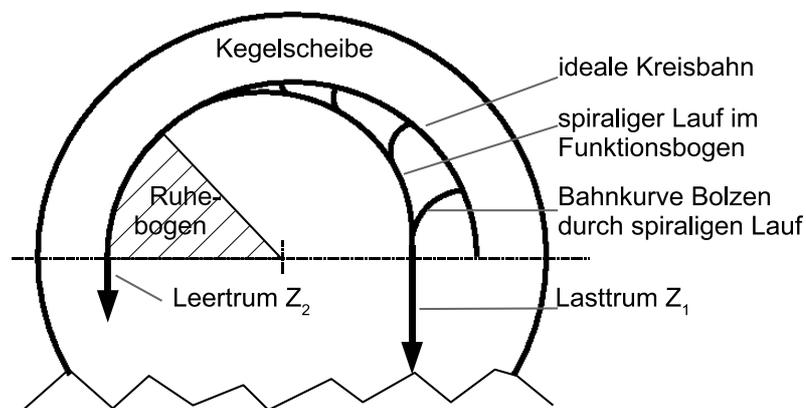


Abbildung 2.11: Darstellung des spiralgigen Laufs im Umschlingungsbogen (nach Sue 2003)

Die kinematische Überlagerung dieser Bewegungen ist als spiralförmiger Lauf bekannt³³. Überall dort, wo Gleitbewegungen bei gleichzeitiger Reibkraftübertragung stattfinden, entsteht Verlustleistung.

Bauteilbelastung

In einem Getriebe mit reibkraftschlüssiger Kraftübertragung sind die Normalkräfte im Wirkflächenpaar gegenüber einer formschlüssigen Kraftübertragung bezogen auf einen gleichen Wirkradius in der Größenordnung von $1/\mu_N$ ³⁴ erhöht. In gleichem Maß steigen die lokal auftretenden Spannungen und damit die Bauteilbelastung. Auch hier ist aus Optimierungsgesichtspunkten³⁵ eine im Bauteil möglichst gleichmäßige Spannung anzustreben.

Fremdenergie

Beim CVT mit Umschlingungsmittel wird die zur reibschlüssigen Kraftübertragung in den Friktionswirkflächenpaaren nötige Anpresskraft zwischen Kegelscheiben und Umschlingungsmittel hydraulisch erzeugt und muss permanent aufrechterhalten werden. Die Bereitstellung der Nebenenergie führt zu einem grundsätzlichen Wirkungsgradnachteil des Systems gegenüber einem konventionellen Handschaltgetriebe.

Überlastung

Während eine Trockenkupplung bei Stufengetrieben ab etwa doppeltem Nennmoment eine Sicherheitsfunktion übernimmt und durchrutscht, ist im CVT-Getriebe der Abstand zur Rutschgrenze des Friktionswirkflächenpaars aus Wirkungsgradgründen je nach Anpresstechnologie wesentlich geringer. Drehmomentstöße von der Motorseite sind weniger kritisch, da diese über den sog. Drehmomentfühler im Kraftfluss automatisch detektiert werden. Am Abtrieb auftretende Drehmomentspitzen³⁶ können erst indirekt über Drehzahlen der Scheiben und Software erfasst werden. Eine Überlastung kann zu Durchrutschern führen. Dabei werden hohe Energien im Funktionsreibkontakt dissipiert und in lokalen Bereichen der Friktionswirkflächenpaare findet ein Übergang zu einem stoffschlüssigen Kontakt statt. Die metallischen Wirkflächen können dann durch Fresen bzw. adhäsivem Verschleiß dauerhaft geschädigt sein.

33 Dittrich 1952

34 μ_N : Nutzreibwert

35 Mattheck 1992

36 z. B. beim Übergang von schneebedeckter Fahrbahn zu Asphalt oder bei Bordsteinkontakt

2.3 Modelle zum Betriebsverhalten von CVT-Getrieben

Um die im obigen Kapitel dargestellten Nachteile nachhaltig zu beseitigen, sind viele wissenschaftliche Untersuchungen angestrengt worden, vorrangig um das Betriebsverhalten der verschiedenen CVT-Bauformen auf theoretischem und empirischen Weg tiefer zu verstehen. *Dittrich* legte im Jahr 1952 den Grundstein dazu, als er in seiner Arbeit³⁷ erkannte, dass die Theorien von *Eytelwein* und *Grashof* zur Beschreibung von Flachriementrieben nicht auf die Situation eines keilförmigen Triebs übertragen werden können. Die von ihm entwickelte Theorie beinhaltet erstmalig den so genannten spirali- gen Lauf am Abtriebs Scheibensatz aufgrund von Verformungen des Umschlingungs- mittels und der Kegelscheiben. Dieses Phänomen wurde von ihm auch in experimentel- len Untersuchungen so bestätigt. Den Umschlingungsbogen unterteilt er modellhaft in einen Ruhebogen als Bereich ohne Kraftänderung und in den Funktionsbogen, in dem die maßgebliche Kraftübertragung stattfindet. *Dittrich* leitet aus seiner Theorie auch den Einfluss von Reibwertänderungen auf die Betriebsparameter eines CVT ab. Im Jahre 1992 bezieht er den Einfluss der Scheibensteifigkeit und des spirali- gen Laufs am Pri- mäscheibensatz in die Betrachtungen ein und erweitert damit seine bisherigen Arbei- ten deutlich.

Die Dissertation von *Tenberge*³⁸ befasst sich mit dem den Wirkungsgrad von metalli- schen Umschlingungsmitteln für stufenlose Getriebe mit besonderem Schwerpunkt auf der Wirkungsweise von Reibkräften in mehrlagigen Schubgliederbändern. Im Jahr 2004 stellt *Tenberge* ein neues mathematisches Modell zur schnellen Berechnung von Kräf- ten und Kenngrößen im CVT vor³⁹. Besonderer Vorteil dieses Ansatzes ist eine gegen- über den bis dahin bekannten, auf komplexen Berechnungen beruhenden Ansätzen eine besonders schnelle Ergebnisfindung und eine relativ einfache Bedienbarkeit des erstellten Berechnungsprogramms. In dem Verfahren werden die Bauteilreaktionen ein- malig unter Last berechnet und als Verformungsmatrix hinterlegt. Aufgrund des als linear elastisch angenommenen Verformungsverhaltens können Bauteilreaktionen dann durch Superposition von Belastungsfällen errechnet werden. Über mehrere ineinander verschachtelte Berechnungsschritte können die interessierenden Betriebsgrößen itera- tiv berechnet werden. Die Berechnung erlaubt über die Summation der örtlichen Ver-

37 Dittrich 1952

38 Tenberge 1986

39 Tenberge 2004

lustleistungen auch eine Aussage über die Gesamtverluste bzw. den Gesamtwirkungsgrad. *Tenberge* sieht den wesentlichen Einsatz des Werkzeugs in der frühen Entwicklungsphase stufenloser Getriebe bei der Abschätzung von Parametereinflüssen.

Das von *Srnik*⁴⁰ entwickelte Schwingungsmodell berücksichtigt die Scheibenverformungen und den Polygoneffekt der Kette, ergänzt um ein Kontaktmodell. Damit können Aussagen zu dynamischen und statischen Belastungen getroffen werden. Er vergleicht dabei modellhaft ideal steife und elastische Scheiben. *Srnik* entwickelt einen Ansatz zur stetigen Darstellung der Reibkraftfunktion über eine für sehr kleine Gleitgeschwindigkeiten gegen Null strebende Ersatzfunktion⁴¹.

In der Arbeit von *Sattler*⁴² wird unter anderem ein numerisches Lösungsverfahren zur Berechnung von Zug- und Spreizkräften, Gleitwinkel und Gleitgeschwindigkeiten entwickelt, das für Betriebspunkte nahe eines Volllastpunkts eingesetzt werden kann.

Sue zeigt in seiner Dissertation aus dem Jahr 2003⁴³ signifikante Einflüsse von Variatorgeometrie und Kippspiel auf die Verlustleistung des stufenlosen Getriebes auf. Er erkennt einen annähernd linearen Zusammenhang zwischen der Verlustleistung und der maximalen Laufradienänderung aufgrund von Verformung oder Kippspiel. Die Verformungsneigung des Keilspalts wird durch die Scheibengeometrie selbst, dem Kippspiel der Wegscheiben und durch die konstruktiv festgelegte freie Biegelänge zwischen den Krafterleitpunkten in die Welle beeinflusst. Interessant ist, dass bei sehr elastischen Scheiben ein so genannter Stülpeffekt⁴⁴ auftreten kann, aufgrund dessen die Scheiben bereits am Bolzeneinlauf verformt sind. Im weiteren Verlauf der Umschlingung tritt dabei kein weiterer Einfluss auf die Einlaufbewegung und damit auch keine deutliche Beeinflussung des Wirkungsgrads auf.

Basierend auf diesen Arbeiten stellen *Sue*, *Dittrich* und *Poll*⁴⁵ ein vereinfachtes Berechnungsverfahren vor, was Wirkungsgradberechnungen aus radialen Einlaufbewegungen ermöglicht. Es wird gezeigt, dass auch über die Berechnung eines zweidimensionalen FE Modells brauchbare Abschätzungen erzielt werden können.

40 Srnik 1998

41 Srnik 1999

42 Sattler 1999

43 Sue 2003

44 Sue 2004

45 Sue 2002

In seiner Dissertation modelliert *Sladek*⁴⁶ ein CVT-Versuchsgetriebe mit Schubgliederband und kann über dieses Modell die Leistungsverluste im Betrieb beschreiben. Er zeigt auf, dass die beiden Systemkomponenten *Variator* und *Hydraulik* für die dominierenden Verluste verantwortlich sind und den Wirkungsgrad bzw. den Kraftstoffverbrauch signifikant beeinflussen (vgl. Abbildung 2.12).

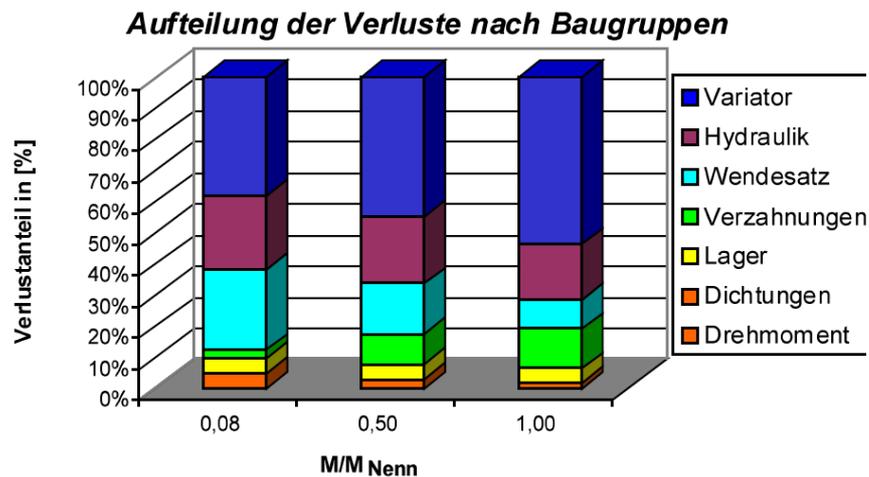


Abbildung 2.12: Aufteilung der Verlustleistung nach Baugruppen bei $i = \text{Overdrive}$ und $n = 3000 \text{ 1/min}$ (Sladek 2001)

Nach *Sladek* sind deren Beiträge zum Kraftstoffverbrauch im NEFZ-Zyklus etwa gleich hoch (vgl. Abbildung 2.13 links) und umfassen in Summe rund 70 % der Verlustleistung. Bei Volllast in der Übersetzung *Overdrive*⁴⁷ dominiert der Variator mit etwa 50 % der Gesamtverluste deutlich (vgl. Abbildung 2.12).

Parametervariationen des Getriebe-Simulationsmodells ermöglichen *Sladek* die Aussage, dass ein ideal steifer Variator oder Variatorscheiben aus einem Werkstoff mit deutlich höherem E-Modul als Stahl – z. B. Keramik – neben der Optimierung der Hydraulik das beste Optimierungspotenzial bietet. Die aus numerischen Simulationen gewonnenen Werte basieren auf der modellierten Getriebestruktur. *Sladek* nennt als effektivste Maßnahmen zur Verbrauchsreduzierung im NEFZ Zyklus den ideal steifen Variator (-0,64 %), optimierte Hydraulikkomponenten, den Wendesatz (Einzelmaßnahmen mit jeweils bis zu -0,5 %) und Variatorscheiben aus Keramik (-0,29 %). Diese Keramik-Variatorscheiben unterscheiden sich in seinem Modellansatz nur durch einen verdoppelten E-Modul von den Stahl-Kegelscheiben. Die Reibungszahl im Funktionskontakt zwischen Schubgliedern und der Kegelscheibe wird nicht bewertet. Im Betriebszustand „Vollast“ skalieren die Einsparpotenziale nahezu durchgehend um etwa eine Größenordnung.

46 Sladek 2001

47 Overdrive: Übersetzung ins Schnelle (Underdrive: Anfahrübersetzung)

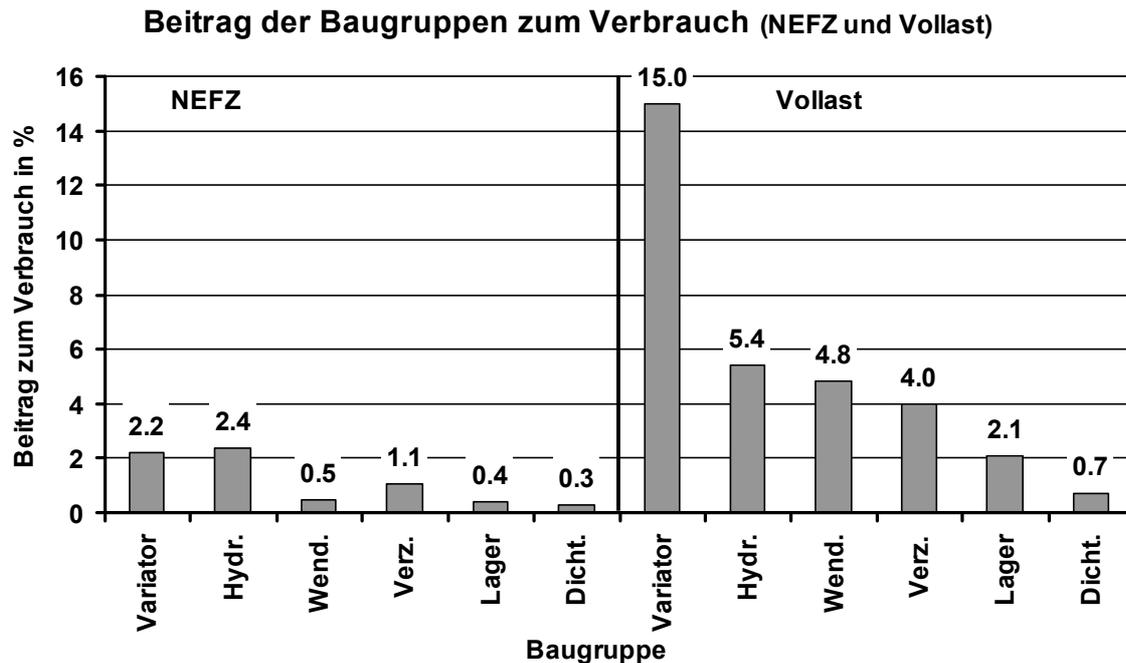


Abbildung 2.13: Beitrag der Baugruppen zum Kraftstoffverbrauch (nach Sladek 2001)

Von weiterem entscheidendem Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad ist die stets an den Betriebszustand optimal angepasste Scheibenanpresskraft. Das bedingte Zulassen von Schlupf gegenüber den bisherigen Auslegungskriterien kann den Getriebewirkungsgrad erhöhen. Ziel für eine optimierte Getrieberegulung muss es somit sein, in allen dynamischen Betriebszuständen die minimal nötige Anpressung für einen noch zulässigen Schlupf bei maximalem Wirkungsgrad aufzubringen. Dies hängt direkt von der Kenntnis des tatsächlichen Schlupfs ab.

Eine Möglichkeit, den Anpressdruck ideal nachzuführen ist die Überlagerung des Anpressdrucks mit einem modulierten Zusatzdruck⁴⁸ und anschließender Bewertung des Drehzahlsignals des Variators. Die Bewertungsgröße wird als Schupfmaß bezeichnet und steigt bei gleichem Drehmoment mit sinkendem Anpressdruck. In Abbildung 2.14 ist dieser Verlauf zusammen mit der Änderung des Gesamtgetriebewirkungsgrads dargestellt.

Das stark steigende Schlupfmaß bei sinkendem Anpressdruck kennzeichnet einen nicht mehr zulässigen Betriebsbereich. Bei sorgfältiger Anwendung der Methode kann gegenüber dem zweistufigen Drehmomentfühler der Getriebewirkungsgrad weiter verbessert werden, in der obigen Abbildung etwa im Bereich zwischen 1 bis 1,5 %.

Variatorübersetzung = 0,47
 Getriebeeingangsmoment = 310 Nm
 Drehzahl Scheibensatz 1 = 2000 min⁻¹

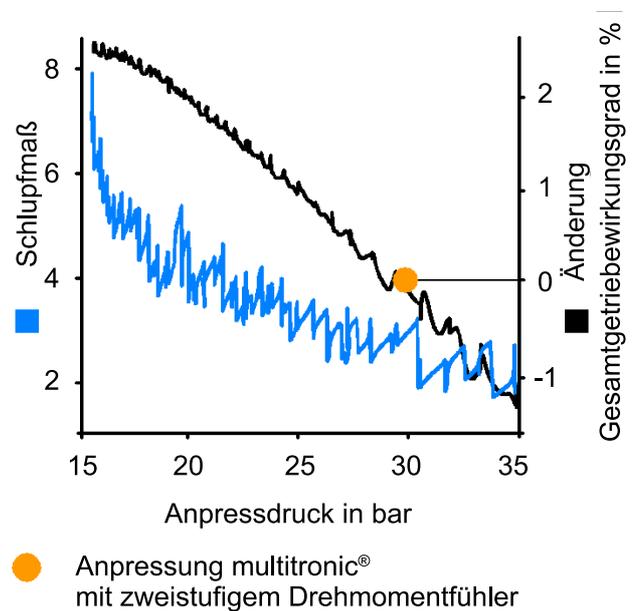


Abbildung 2.14: Schlupfmodulation (LuK 2002)

2.4 Technische Friktionssysteme

Bei diesen Bauformen der geschmierten Friktionssysteme handelt es sich in der überwiegenden Mehrzahl um so genannte geschlossene Tribosysteme⁴⁹, bei denen der Grundkörper immer mit dem gleichen Gegenpartner interagiert. Daher ist das Verschleißverhalten beider Partner von Bedeutung. In offenen Systemen, z. B. bei Drahtziehenanlagen ist der Gegenpartner einmalig im Kontakt und das Verschleißverhalten des Grundkörpers ist ausschlaggebend.

Friktionssysteme werden zur nicht synchronisierten, reibkraftschlüssigen Kraftübertragung zwischen Maschinenelementen eingesetzt. Ein Friktionssystem (vgl. Abbildung 2.15) besteht modellhaft aus zwei Friktions-Wirkflächen, die entweder direkt (ungeschmiertes Friktionssystem) oder unter Beteiligung eines Zwischenmediums (geschmiertes Friktionssystem) in Wechselwirkung treten. Bei jedem technischen Friktionssystem handelt es sich um ein aus der Zielsystemdefinition abgeleitetes Objektsystem mit den Hauptfunktionen Energieübertragung bzw. -Wandlung und Informationsübertragung.

49 Habig 1993, S. 6

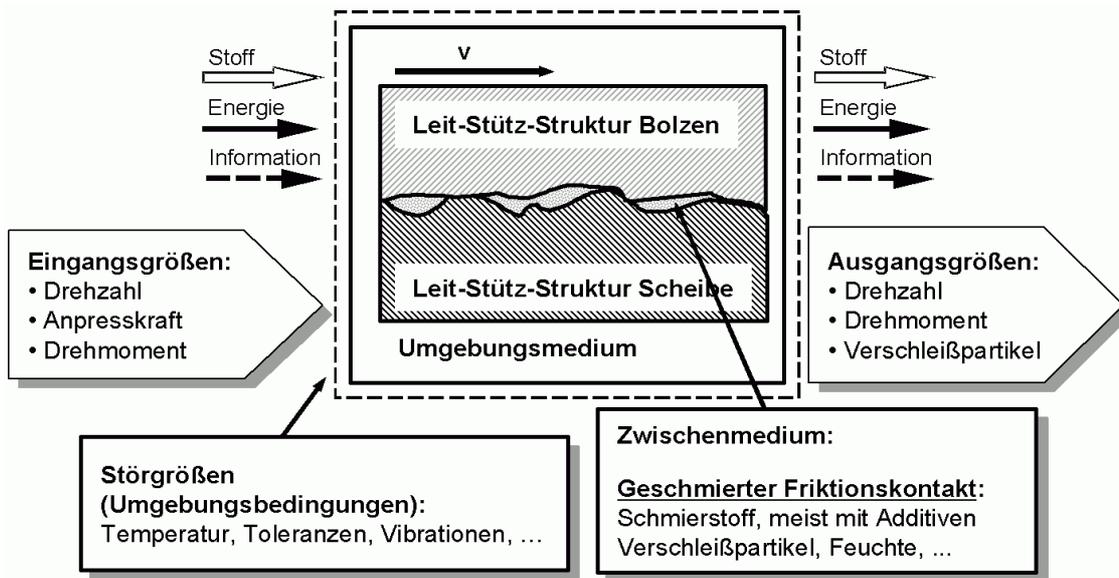


Abbildung 2.15: Tribologisches System am Beispiel eines geschmierten Friktionssystems nach C&CM

Bei Friktionssystemen wird auf makroskopischer Betrachtungsebene die Energie zur Erfüllung der Hauptfunktion definitionsgemäß parallel zum Wirkflächenpaar übertragen oder gewandelt. Dabei ist die Flächenpressung eine von den Belastungsgrößen, der Gestalt und den mechanischen und tribologischen Eigenschaften des Wirkflächenpaars abhängige Größe, mit der die zum Erreichen der Systemfunktion benötigten Zielgröße „Reibungskraft“ erzeugt werden kann. Eine Einteilung der verschiedenen Friktionssysteme nach flächenbezogener Normalkraft – der Pressung – und der Gleitgeschwindigkeit wie in Abbildung 2.16 ist insbesondere deshalb sinnvoll, weil damit auch die bei höheren Pressungen steigende mechanische Bauteilbeanspruchung dargestellt werden kann. Die lokal im Funktionskontakt des WFP dissipierte Energie ergibt sich unter Berücksichtigung der jeweiligen Reibungszahl.

Der bei Kupplungen sichtbare Zusammenhang, geringe Flächenpressungen und hohe Relativgeschwindigkeiten zu Beginn und die reziproke Beziehung am Ende der Drehzahlangleichung ergeben sich unmittelbar aus der Drehzahlsynchronisation von Ein- und Ausgang.

Die Gruppe der trockenen Friktionssysteme kann in aufsteigender Komplexität in die Gruppen Greifersysteme, Leistungs- und Haltebremsen, Maschinenkupplungen sowie Kupplungen und Bremsen für Kfz⁵⁰ vorgenommen werden. Diese resultieren unmittel-

bar aus den Vorgaben der Zielsystemdefinition. Vorteile von trockenen Friktionssystemen sind insbesondere die offenen Systemgrenzen, womit zum Beispiel aufwändige Abdichtungen nicht nötig sind.

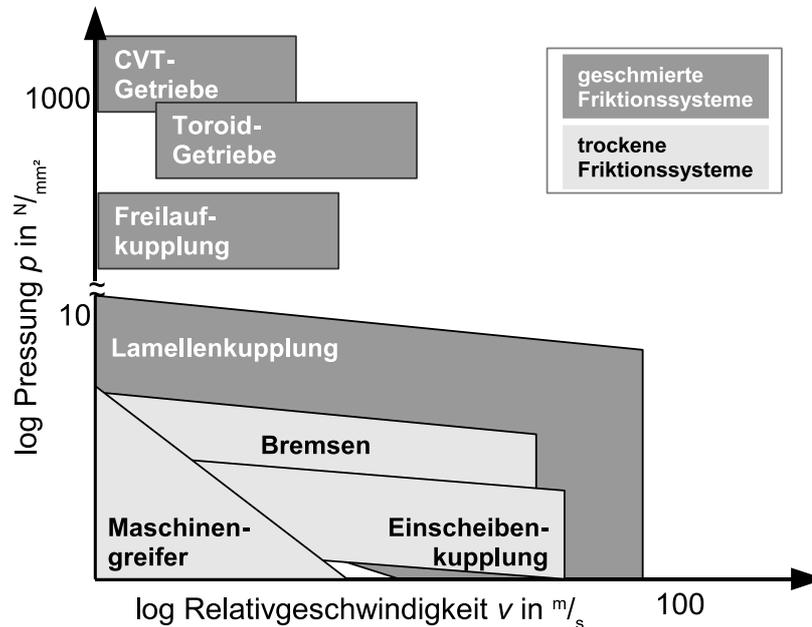


Abbildung 2.16: Portfolioeinordnung Friktionssysteme (schematisch)

Geschmierte Systeme sind hinsichtlich der Anforderungen an die Umgebungsstruktur deutlich anspruchsvoller. In der Regel muss bei metallischen Systemkomponenten eine schmierfähige Flüssigkeit wirksam eingeschlossen werden. Wegen des erhöhten Aufwands werden geschmierte Friktionssysteme dann eingesetzt, wenn mindestens eines der folgenden Kriterien erfüllt werden muss:

- Hohe Energiedichte im Friktionskontakt des WFP
- Hohe Energiedissipation im Friktionskontakt des WFP über längeren Zeitraum
- vollständige Trennung der festen Wirkflächen im Betrieb durch Flüssig-LSS des Zwischenmediums (i.d.R. EHD-Bereich, Kraftübertragung erfolgt vollständig über das Zwischenmedium)

Die Abgrenzung von geschmierten Friktions- zu geschmierten Gleitsystemen erfolgt über die Zielgröße *Reibungszahl* im funktionserfüllenden Wirkflächenpaar. Bei stationär betriebenen, geschmierten Gleitsystemen wie z. B. Radialgleitlagern wird generell eine für den Betriebspunkt möglichst geringe Reibungszahl angestrebt, bei der ausreichend Sicherheit gegenüber dem Mischreibungsbereich besteht.

Für die Untersuchungen im Rahmen diese Arbeit wird das CVT-Getriebe als Demonstratorsystem eingesetzt, weil dort höhere und komplexere Belastungen als in anderen geschmierten Friktionssystemen mit niedriger Gleitgeschwindigkeit vorliegen (vgl. Abbildung 2.16) und im Unterschied zu Toroidgetrieben kein bzw. kein signifikanter EHD-Zustand mit Trennung der Wirkflächen im Funktionskontakt auftritt.

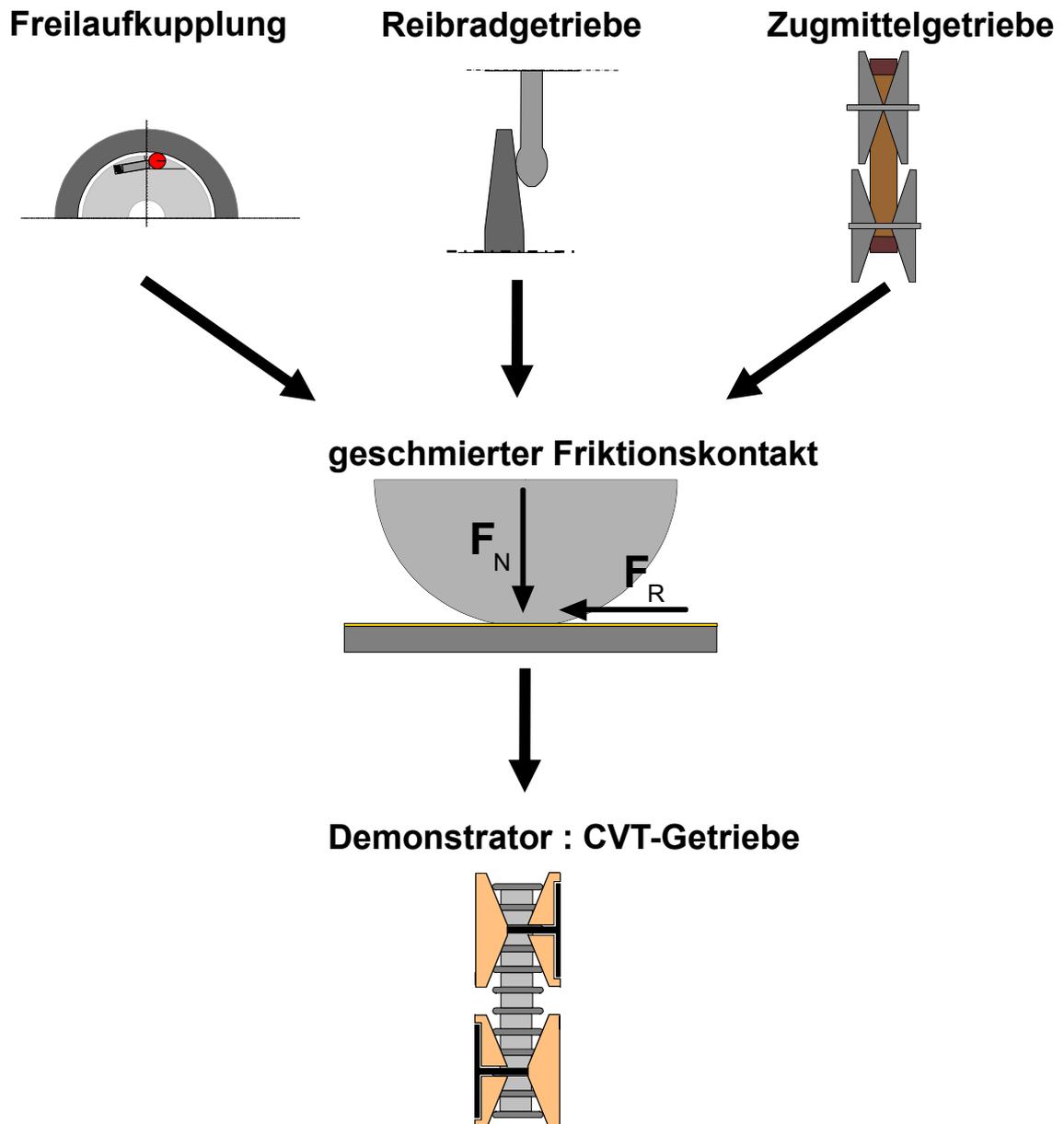


Abbildung 2.18: CVT - Getriebe als Demonstrator für geschmierte Friktionssysteme

Anhand des Demonstratorsystems wird untersucht, in wie weit neue Friktionssysteme das Systemverhalten positiv beeinflussen können und welche Wechselwirkungen zum Entwicklungsprozess bestehen um Empfehlungen für neu zu entwickelnde Friktionssysteme mit höherer Leistungsfähigkeit zu geben.

2.5 Ingenieurkeramische Werkstoffe

2.5.1 Definitionen⁵² und Klassierung

Das Spektrum ingenieurkeramischer Werkstoffe ist breit gefächert und kann beispielsweise nach der Art der Hauptfunktionen in zwei Gruppen unterteilt werden. Der *Funktionskeramik* werden Bauteile zugeordnet, die eine elektrische, magnetische, dielektrische oder optische und weitere Funktionen erfüllen. Unter den Begriff *Strukturkeramik* fallen Bauteile, die hauptsächlich mechanische Belastungen (Zug- und Druckspannungen, Biegemomente usw.) aufnehmen müssen. Für diese Produkte werden auch die Begriffe Industriekeramik und Ingenieurkeramik verwendet.

Beide Gruppen können nach DIN V ENV 12212 zu den *Hochleistungskeramiken* zählen, die definiert sind als "hochentwickelter, hochleistungsfähiger keramischer Werkstoff, der überwiegend nichtmetallisch und anorganisch ist, und über bestimmte zweckmäßige Eigenschaften verfügt." Der Begriff wird als Abgrenzung zur konventionellen Keramik gesehen und beinhaltet alle Werkstoffe der Technischen Keramik. Für die Elektrotechnik sind die Werkstoffe außerdem in der IEC 627 genormt.

Einer Gliederung nach der werkstofflichen Zusammensetzung von Ingenieurkeramiken führt zu den drei Gruppen:

- *Oxidkeramische Werkstoffe* wie z. B. Aluminiumoxid, Titandioxid, Zirkonoxid
- *Nichtoxidkeramische Werkstoffe* wie z. B. Siliziumcarbid, Borcarbid, Siliziumnitrid
- *Verbundwerkstoffe* mit keramischer Matrix, kurz- oder langfaserverstärkt

In aller Regel werden die Werkstoffe aus vollständig synthetischen Rohstoffen und unter Beimischung von Zusatzstoffen zur Beeinflussung der Gefügeeigenschaften hergestellt.

2.5.2 Eigenschaften

Über die verschiedenen Gruppen, stark unterschiedliche Werkstoffe, über Zuschlagstoffe und das Produktionsverfahren können die Eigenschaften in weiten Bereichen beeinflusst werden. Manche ingenieurkeramischen Werkstoffe wie z. B. Zirkonoxid ZrO_2

⁵² Nach VKI, Verband der Keramischen Industrie, www.keramverband.de

sind hinsichtlich der Kenngrößen E-Modul und Wärmeausdehnungskoeffizient den Werten von Stahllegierungen sehr nahe. Generell weisen ingenieurkeramische Werkstoffe gegenüber Stahlwerkstoffen eine wesentlich größere Härte und damit auch einen größeren Verschleißwiderstand bei tribologischer Belastung auf. Die Druck-, Warm- und Kriechfestigkeit sind bei fast allen keramischen Werkstoffen deutlich höher als bei Stahl. Gleiches gilt für die Korrosions- und Chemikalienbeständigkeit. Die stets geringere, teils deutlich geringere Dichte der keramischen Werkstoffe gegenüber Stahl bietet weitere Vorteile.

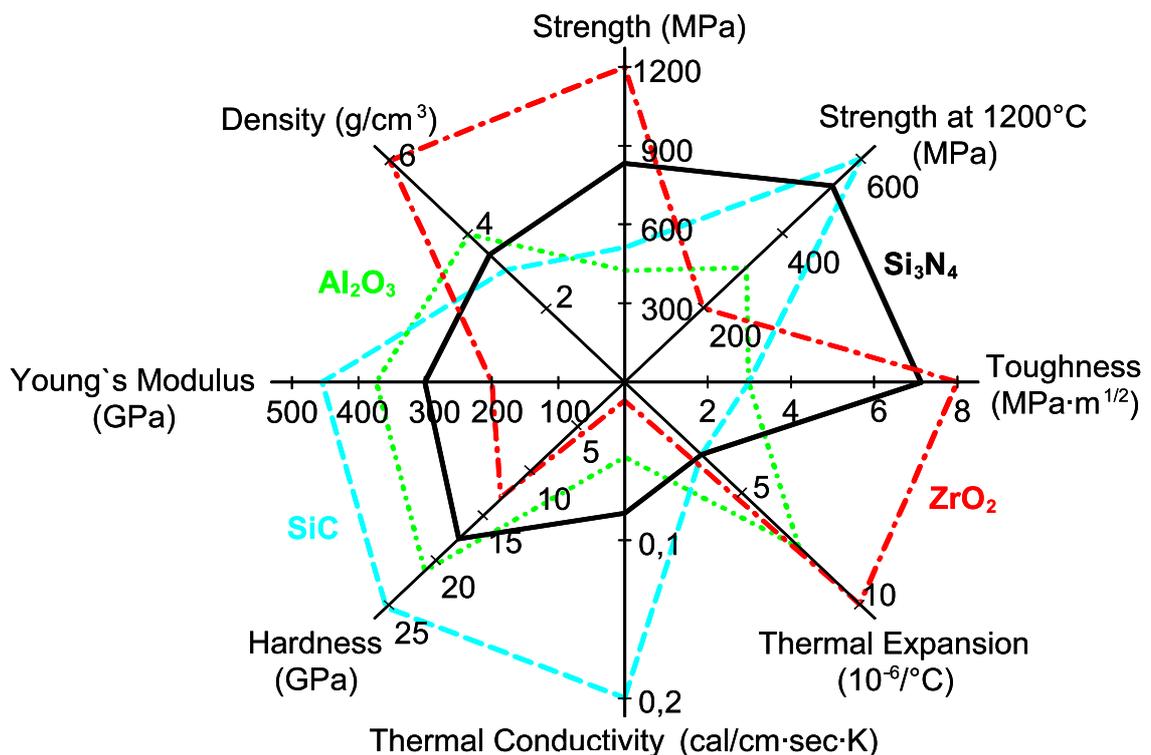


Abbildung 2.19: Eigenschaftsspektrum ingenieurkeramischer Werkstoffe (Gugel 1998)

Die genannten positiven Eigenschaften lassen vermuten, dass ingenieurkeramische Werkstoffe für den Einsatz in Friktionssystemen besonders gut geeignet sind. Doch stehen diesen positiven Attributen auch sich nachteilig auswirkende gegenüber. Diese führen dazu, dass ingenieurkeramische Werkstoffe bis heute keine breite Durchdringung als ein Standardwerkstoff in technischen Systemen gefunden haben. Folgende Gründe können den zurückhaltenden Einsatz von Ingenieurkeramik erklären:

- Inhärente Sprödigkeit und damit niedrige Schadenstoleranz
- Stark streuende Festigkeitswerte, daher muss die Auslegung nach statistischen Gesichtspunkten erfolgen
- Zugfestigkeit \ll Druckfestigkeit, Fehlerwachstum ist von Zugspannung angeregt

- Die Fehlerpopulation und damit die Versagenswahrscheinlichkeit steigen mit dem Bauteilvolumen. Größere Bauteile haben daher geringere Festigkeitswerte.
- Kostenintensive Herstellung und Nachbearbeitung
- Fehlende werkstoff- und bauteilspezifische Auslegungs-, Modellierungs- und Simulationswerkzeuge für hochbeanspruchte Systeme
- Unzureichende Verfügbarkeit von oberflächentechnischen Behandlungs- und Fügeverfahren
- Mangelnde Kenntnis und Erfahrung der Ingenieure mit Keramik in konstruktiven Anwendungen

Ein aktueller Nachteil – die kosten- und zeitintensive Nachbearbeitung mit Diamant beschichteten Schleifscheiben – wird möglicherweise in Zukunft etwas weniger stark ins Gewicht fallen. Aktuelle Forschungsergebnisse⁵³ zeigen Wege zu neuen, künstlichen Werkstoffen auf, deren mechanische Eigenschaften die von Diamant deutlich übersteigen. Der Kompressionsmodul von unter extrem hohem Druck und Temperatur hergestelltem Werkstoff aus Kohlestoff-Nanoröhrchen liegt bei 491 GPa und damit um fast 50 GPa über natürlichem Diamant. Im Vergleich dazu liegt Al_2O_3 F99,7 bei etwa 230 GPa und Stahl bei 160 GPa. Diese ausgezeichneten Eigenschaften könnten zukünftig eine deutlich wirtschaftlichere Bearbeitung keramischer Werkstoffe ermöglichen.

Die Gründe für eine geringe Durchdringung ingenieurkeramischer Werkstoffe in technischen Systemen sind sicherlich nicht nur im Bereich von wirtschaftlichen Fragen zu suchen, vielmehr ist auch der Prozess einer keramikgerechten Konstruktion mit entsprechenden Konstruktionsregeln zum Einsatz keramischer Werkstoffe noch nicht in leicht anwendbarer und verbindlicher Form für den Entwickler und Konstrukteur verfügbar.

2.5.3 Akustisches Verhalten

Bei Untersuchungen an einem Stoß-Modellprüfstand⁵⁴ konnte gezeigt werden, dass geometrisch gleiche Keramik- und Stahlprüfkörper ein deutlich unterschiedliches Abstrahlverhalten nach einer Stoßanregung zeigen. An diesem Prüfstand liegt jeweils ein kreisförmiger Prüfkörper auf drei Gummipuffern frei auf. Die Stoßanregung erfolgt über eine Stahlkugel, die in verschiedenen Fallhöhen ausgelöst werden kann und den Prüfkörper definiert ein Mal zentrisch stößt. Ein seitlich angebrachtes Messmikrofon

53 BdW 2007

54 Stuffer 2004, Gross 2004

zeichnet das Schallereignis auf. In Abbildung 2.20 sind beispielhaft die Zeitfunktion und das Spektrum von 100Cr6 und Al₂O₃-Prüfplatten nach einer Stoßanregung aus 20 cm Fallhöhe dargestellt.

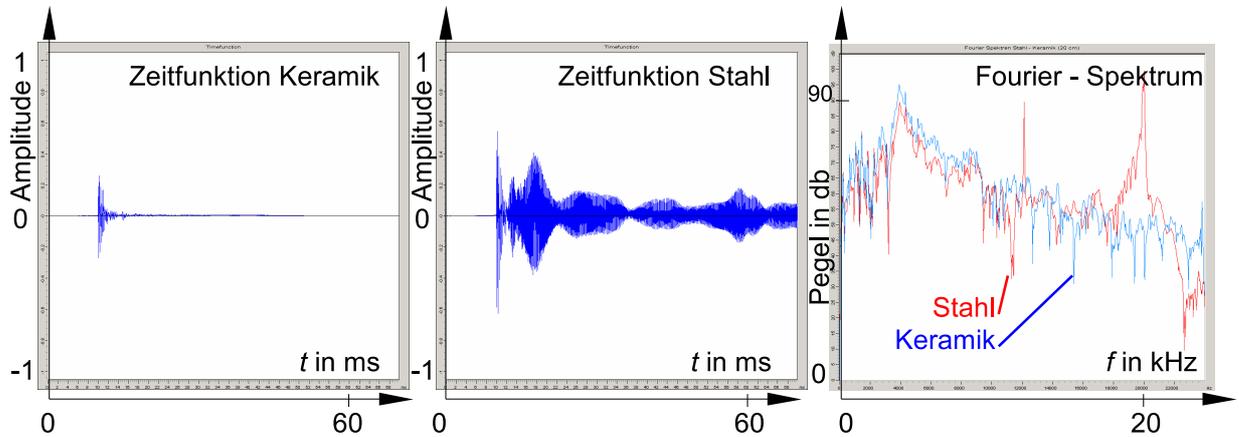


Abbildung 2.20: Zeitfunktion u. Spektrum von Keramik u. Stahl im Stoßversuch (20 cm), (n. Gross 2004)

Die Darstellungen der Zeitfunktionen lassen erkennen, dass die Amplitude bei Keramik deutlich schneller abklingt und damit gegenüber Stahl eine höhere Dämpfung vorliegt. Im Fourier-Spektrum zeigt der Stahlwerkstoff ein breitbandigeres Verhalten mit drei ausgeprägten Frequenzüberhöhungen. Bei Al₂O₃ dominiert hingegen der erste Peak im Frequenzbereich um 4 kHz.

Aufgrund der komplexen psychoakustischen Zusammenhänge müssen speziell angepasste Bewertungsgrößen zur Beurteilung der für das menschliche Gehör tatsächlich empfundenen Schallereignisse herangezogen werden. Ein Beispiel hierfür ist die Größe *Lautheit* bei der Schallpegel, -Spektrum und Zeitfunktion in die Berechnung einfließen. Die Darstellung der Messungen aus Abbildung 2.21 nach der Größe *Lautheit* zeigt die Keramik als dasjenige Element, dessen Schallereignis stärker wahrgenommen wird.

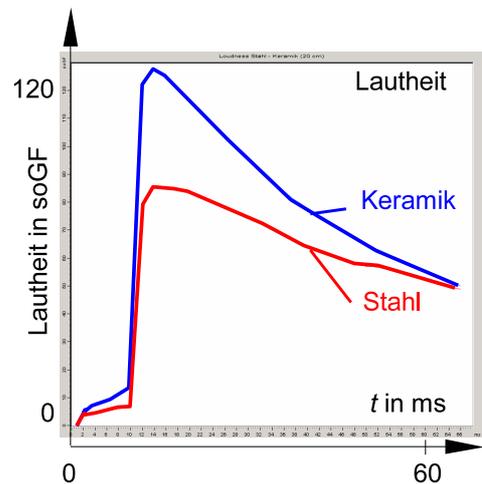


Abbildung 2.21: Lautheit von Keramik und Stahl bei Fallhöhe 20 cm (n. Gross 2004)

2.6 Konstruieren mit Keramik

Ausführlich erarbeitete Konstruktionsrichtlinien zur Gestaltung keramischer Bauteile in komplexen technischen Systemen sind bis heute nur in relativ geringem Maß vorhanden. Die Arbeiten von *Gläser* und *Lori* stellen auf diesem Gebiet die weitest reichende Verallgemeinerung dar. In deren 1992 veröffentlichten Sonderdruck *Keramikgerechtes Konstruieren*⁵⁵ sind die gewonnenen Erkenntnisse kompakt und verständlich in Form von Arbeitsblättern zusammengefasst. In Teil 1 der Veröffentlichung werden Grundlagen, Werkstoffe, Fügeverfahren behandelt, der Teil 2 geht auf die Konstruktion von Bauteilen ein und Teil 3 beinhaltet die Gestaltung von Verbindungen. Die Autoren bezeichnen einleitend als Hauptproblem, dass Konstrukteure „in Metall denken“. Damit sei die Konstruktion oft nicht werkstoffgerecht ausgeführt und führe letztlich zum Scheitern der Verwendung keramischer Werkstoffe. Grundsätzlich seien zusätzlich zu allgemein gültigen Gestaltungsregeln auch besonders fertigungs- und werkstoffspezifische Regeln zu beachten, da der Einfluss von Werkstoff und Herstellung gegenüber einer Umsetzung in Stahl ungleich größer ist. Die Autoren nennen weiter, dass die Entwicklung eines keramischen Bauteils das Ergebnis einer interdisziplinären Arbeitsweise beginnend beim Werkstoffhersteller über Berechnung, Konstruktion, Fügetechnik und bauteilbezogener Prüftechnik darstellt.

Hieraus wird deutlich, dass diese starke Interdisziplinarität einerseits hohe Anforderungen an die kommunikativen Fähigkeiten der Konstrukteure stellt, andererseits müssen alle beteiligten Disziplinen über ein leicht abrufbares, gesichertes und möglichst allgemeingültiges, mindestens aber spezifisch gültiges Wissen über das mechanische, physikalische, chemische oder tribologische Verhalten der Werkstoffe unter gegebenen Randbedingungen verfügen⁵⁶.

Die aus Sicht des Konstruktionsprozesses von *Gläser* und *Lori* wichtigste Grundregel ist, dass „...der Werkstoff Technische Keramik nur dort im zumeist metallischen System eingesetzt wird, wo er für das Gesamtsystem solche Vorteile erwarten lässt, dass die Nachteile in Kauf genommen werden können. Aus der Integration in ein technisches System erwachsen auch Anforderungen an dieses, die zu Änderungen an ihm führen können.“ Demnach muss nicht nur das technische System hybrid und entsprechend optimiert sein, sondern dies hat auch für den Entwicklungsprozess zu gelten.

55 Gläser / Lori 1992

56 Albers / Stuffer 2004

Gläser und *Lori* schlagen eine Vorgehensweise bei der Entwicklung keramischer Bauteile vor, die speziell im Bereich der Festigkeitsberechnung und der Prüfung prototyp-hafter Muster bzw. Prüfkörper die speziellen Eigenheiten ingenieurkeramischer Werkstoffe besonders berücksichtigt und im Vergleich zu üblichen Formulierungen der Entwicklungsprozesse⁵⁷ zu diesen Phasen deutlich spezifischere Vorgaben macht.

Offen bleibt, ob und in wie weit der abstrakte, allgemeingültige Produktentwicklungsprozess auf die speziellen Belange ingenieurkeramischer Werkstoffe adaptiert werden kann oder adaptiert werden muss.

Das im Jahr 2000 abgeschlossene BMBF Verbundprojekt *Zuverlässige Hochleistungskeramik*⁵⁸ hat Fortschritte in Bezug auf die ganzheitliche Betrachtung der Fertigungsprozesskette für ingenieurkeramische Bauteile erzielt. Das Vorhaben setzte bezogen auf den PEP⁵⁹ beginnend mit der Phase der Produktionsumsetzung an. Die Phasen bis einschließlich der Produktvalidierung in denen ein Konstrukteur maßgeblich gestalterisch tätig⁶⁰ ist, war nicht Bestandteil dieses Vorhabens. Allerdings sei hier angemerkt, dass eine isolierte Produktions- bzw. Prozessoptimierung aufgrund der Wechselwirkungen im PEP wiederum nicht alle Aspekte zielführend berücksichtigen kann⁶¹.

Neben den entsprechend unterstützenden methodischen Werkzeugen und Prozessen muss aufgrund der im Vergleich zu „herkömmlichen“ Werkstoffen deutlich unterschiedlichen Eigenschaften und des damit verbundenen unterschiedlichen Verhaltens auch eine Datenbasis z. B. in Form eines Expertensystems verfügbar sein, das den Konstrukteur bei der Auswahl und der Gestaltung keramischer Komponenten und deren Integration in den metallischen Konstruktionsverbund unterstützt. Basis für dieses System ist einerseits eine exakte Abbildung des bruchmechanischen Verhaltens der keramischen Werkstoffe und andererseits das bisher verfügbare sowie neu gewonnene und zu validierende Wissen auf diesem speziellen Gebiet.

Im Produktentwicklungsprozess der auch für hybride Werkstoffe gültig ist, muss es also möglich sein, den Übergang von geforderter Funktion zu realisierter Gestalt möglichst lange lösungsneutral zu formulieren, um dann zu geeigneten Zeitpunkten nachvollzieh-

57 Ehrlenspiel 2003, VDI 2221

58 Warnecke2000

59 Ehrlenspiel 2003

60 Der Konstrukteur legt allerdings im Zielsystem über die Eigenschaften des Objekts auch die Anforderungen und Eigenschaften des Produkts für alle nachfolgenden Phasen des PEP fest.

61 Albers 1999

bar zu entscheiden, mit welchen Werkstoffen die geforderte Funktion optimal⁶² erfüllt werden kann. Da insbesondere Gestaltungsrichtlinien für konventionelle metallische Bauteile nicht (direkt) auf einen ingenieurkeramischen Werkstoff übertragen werden können und Richtlinien aufgrund der vielfach unterschiedlichen Werkstoffeigenschaften auch nicht gleichermaßen für alle ingenieurkeramischen Werkstoffe gültig sein können, ist insofern auch fraglich, ob der etablierte Produktentwicklungsprozess überhaupt für die Konstruktion mit ingenieurkeramischen Werkstoffen in allgemeiner Form gültig und anwendbar ist.

62 *Optimal* im Sinne eines kosten-, funktions- und qualitätsoptimalen Produkts bzw. Systems.

3 Zielsetzung und Zielsystem

Mit der vorliegenden Arbeit soll am Beispiel eines Kennungswandlers für Antriebssysteme untersucht werden, inwieweit die Leistungsfähigkeit und Effizienz eines solchen technischen Systems durch den Einsatz von ingenieurkeramischen Werkstoffen gesteigert werden kann. Als Demonstratorsystem wird ein CVT-Variator gewählt. Dieses System kann aufgrund der darin auftretenden hohen komplexen Belastung als stellvertretend für viele geschmierte technische Friktionssysteme mit hohen Flächenpressungen und geringen Gleitgeschwindigkeiten in den Wirkflächenpaaren im Temperaturbereich bis 150 °C gelten.

Kernziel – Hauptziel – Nebenziel

Das Zielsystem umfasst daher als Kernziel, ein geeignetes Prototypsystem des Variators eines stufenlosen Getriebes zu entwickeln und aufzubauen und daran vergleichende Untersuchungen zwischen bisher üblichen Friktionssystemen und den neuartigen Lösungen mit ingenieurkeramischen Werkstoffen durchzuführen.

Die Zielerreichung wird im Rahmen der prototypischen Umsetzung über die Systemkenngrößen Reibungszahl, Verschleißmenge und -Form, Schwingungsverhalten und Belastbarkeit im Betrieb beurteilt.

Das Vorhandensein geeigneter Werkzeuge für den Konstruktionsprozess ist eine Voraussetzung für eine breite Akzeptanz dieser in konstruktiven Anwendungen neuartigen Werkstoffe. Ein Hauptziel ist daher, anhand der Entwicklung des Demonstratorsystems die Eignung der Methoden des Produktentstehungsprozesses (PEP) als Handlungssystem für die Anwendbarkeit auf ingenieurkeramische Werkstoffe zu evaluieren. Damit verknüpft ist das Nebenziel, die Einflüsse der ingenieurkeramischen Werkstoffe auf den PEP-Prozess zu identifizieren und falls spezielle Ausprägungen nötig sind, Anregungen für eine Umsetzung in allgemeingültig anwendbarer Form zu geben.

4 Handlungssystem

4.1 Produktentstehungsprozess (PEP)

Der Produktentstehungsprozess ist ein prozessual orientiertes Phasenmodell und stellt in seinen Moduln Teilprozesse in abstrahierter Form als Handlungssysteme bereit, mit denen alle Teilphasen während des gesamten Produktlebenszyklus abgedeckt werden. Der Vorteil des Methodeneinsatzes für die Produktentstehung liegt darin, dass Erfahrungen bei der Anwendung der Methode evaluiert und als Erweiterung in die Methode zurückfließen können, womit das gewonnene Wissen allen Methodenanwendern in breiter Form zur Verfügung steht und damit zur weiteren Verbesserung der Zielgrößen Produkt- bzw. Systemqualität⁶³, Kostenaufwand und Zeitbedarf beiträgt. Besonders prägend ist die Erkenntnis, dass einzelnen Phasen des Prozesses nicht in sich abgeschlossen sind, sondern dass diese durch Wechselwirkungen mit anderen Phasen innerhalb des Prozesses in Verbindung stehen. In Abbildung 4.1 ist das Phasenmodell des PEP mit seinen Wechselwirkungen dargestellt.

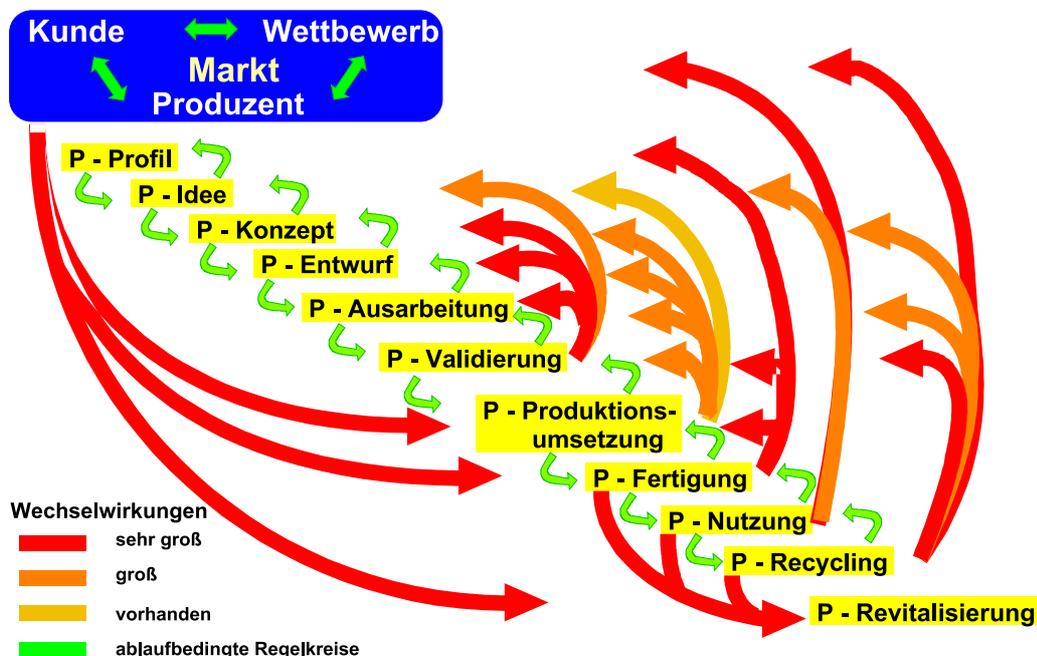


Abbildung 4.1: Der Produktentstehungsprozess mit seinen Wechselwirkungen (nach Albers)

63 Unter Qualität wird hier die allgemeine Definition „Grad der Übereinstimmung von Produkt- bzw. Systemeigenschaften mit aus der Zielsystemdefinition abgeleiteten Vorgaben“ verstanden.

Das Modell kann grundsätzlich in die drei Teilphasen Produktentwicklung, Produktumsetzung und Produktnutzung untergliedert werden. Dabei ist sichtbar, dass besonders viele Wechselwirkungen zwischen der Phase der Produktentwicklung und den daran anschließenden Phasen bestehen. Eine isolierte Betrachtung von einzig der Entwicklungsphase kann demnach nicht zielführend sein.

Als Ergebnis jeder einzelnen Phase innerhalb des Entwicklungsprozesses steht ein spezifisch ausgeprägtes Objektsystem, das die in der Zielsystemdefinition messbar beschriebenen Merkmale entsprechend des Reifegrades verkörpert.

4.2 C&CM – Contact & Channel Model

Im Entwicklungsprozess technischer Systeme wird von einer in der Zielsystemdefinition abstrakt oder konkret formulierten Zielvorgabe auf eine Gestalt – die technische Lösung – geschlossen, mit der die aus der Zielsystemdefinition abgeleiteten Funktionsvorgaben durch das Objektsystem bestmöglich erfüllt werden. Ein grundsätzlicher Ablauf des Entwicklungsprozesses ist in VDI 2221 und VDI 2223⁶⁴ beschrieben. Die methodische Herleitung der Gestalt ist spätestens bei der Anwendung von Prinziplösungen oder Konstruktionskatalogen nicht mehr lösungsneutral. Damit wird die Gestalt zu einem relativ frühen Zeitpunkt bereits – teilweise – festgelegt und die nicht mehr vorhandene Lösungsneutralität schränkt den Betrachtungshorizont ein.

Matthiesen definiert in seiner Arbeit⁶⁵ mit dem *Elementmodell technischer Systeme*, im Folgenden als *C&CM*⁶⁶ bezeichnet, eine weitgehend funktional orientierte, fraktale Methode zur Analyse und Synthese technischer Systeme und zur Verbindung von Funktion und Gestalt. Bei der Systemdefinition des Demonstratorsystems (vgl. Kap. 6) wird die C&CM eingesetzt. Jegliche Funktion in technischen Systemen kann auf die Interaktionen im Wirkflächenpaar und der sich an das Wirkflächenpaar anschließenden Leit-Stütz-Strukturen zurückgeführt werden. Die vier Grundelemente der Methode sind folgendermaßen definiert:

64 VDI 2221 „Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte“
VDI 2223 „Methodisches Entwerfen technischer Produkte“

65 Matthiesen 2002, S. 48 ff

66 C&CM: Contact & Channel Model

- **Wirkflächenpaar (WFP):** Wirkflächenpaare werden aus genau zwei Wirkflächen gebildet, die zeitweise, ganz oder teilweise in Kontakt stehen und zwischen denen Energie, Stoff und Information übertragen wird. Ein Funktionskontakt (FK) ist der Teil des Wirkflächenpaares, in dem aktuell die Wechselwirkung stattfindet.
- **Leitstützstruktur (LSS):** Leitstützstrukturen sind Volumina von Körpern, Flüssigkeiten, Gasen oder felddurchsetzte Räume, die genau zwei Wirkflächenpaare verbinden und dauernd oder zeitweise eine Leitung von Energie, Stoff oder Information zwischen den Wirkflächen eines Körpers, einer Flüssigkeit eines Gases oder eines Feldes ermöglichen.
- **Begrenzungsflächen (BF):** Begrenzungsflächen sind feste Oberflächen von Körpern oder generalisierte Grenzflächen von Flüssigkeiten, Gasen oder Feldern, die nie Wirkflächen sind.
- **Reststrukturen (RS):** Reststrukturen sind Volumina von Körpern, Flüssigkeiten, Gasen oder felderfüllte Räume, die nie eine Funktion erfüllen und dennoch Teil des Systems sind⁶⁷.

	Flächenelemente		Körperelemente		Auftreten
Bauteil- ebene	Wirkfläche	WF	TS	Tragstruktur	Zu jeder Zeit
	Begrenzungsfläche	BF	RS	Reststruktur	
System- ebene	Wirkflächenpaar	WFP	LSS	Leitstützstruktur	Temporäres Auftreten möglich
	(Funktionskontakt)	FK			

Tabelle 4.1: Einordnung der Elemente des Elementmodells (nach Matthiesen 2002)

Das Modell baut auf drei Grundhypothesen auf, die hier in den wesentlichen Zügen wiedergegeben sind.

1. Jedes Grundelement eines technischen Systems erfüllt seine Funktion durch eine Wechselwirkung mit mindestens einem anderen Grundelement. Die Funktion wird durch Wirkung einer Fläche mit einer anderen Fläche möglich. Diese Flächen bilden dabei ein Wirkflächenpaar (WFP).

⁶⁷ Reststrukturen treten z. B. aus fertigungstechnischen Gründen auf oder werden aus Kostengründen im System belassen.

2. Die Funktion eines technischen Systems oder technischer Teilsysteme wird über mindestens zwei WFP und eine sie verbindende LSS verwirklicht.
3. Jedes System, das Funktionen erfüllt, besteht aus den Grundelementen WFP und LSS, die in beliebiger Anzahl und Anordnung auftreten können.

Auf makroskopischer Ebene technischer Systeme wird die Übertragung von Kräften in die drei Haupt-Wirkmechanismen Kraftschluss, Formschluss und Stoffschluss unterteilt.

Unter Anwendung des Contact & Channel Model kann ergänzend postuliert werden, dass eine formschlüssige Verbindung Wirkflächenpaare aufweist, deren Normalen parallel zum Kraftvektor stehen. Bei einer stoffschlüssigen Verbindung ist die räumliche Orientierung solange von untergeordneter Bedeutung, wie die Belastbarkeit der Verbindung hinsichtlich einer der Komponenten Zug-, Druck- oder Scherspannung nicht überschritten wird. Eine reibkraftschlüssige Verbindung ist dadurch ausgezeichnet, dass die gewünschten Reibkräfte im Funktionskontakt stets parallel zum Wirkflächenpaar orientiert sind.

4.3 Methode der finiten Elemente (FEM)

Bauteile und Systeme werden in technischen Anwendungen einer komplexen mehrachsig-Beanspruchung ausgesetzt. Manuelle Berechnungsansätze können daher meist nur zur Vorauslegung eingesetzt werden. Die genaue Vorhersage dynamisch auftretender Lasten oder von Spannungs- und Dehnungszuständen findet unter Einsatz von MKS bzw. FEM⁶⁸-Berechnungsprogrammen statt.

Im Rahmen dieser Arbeit wird die FE-Methode zur Berechnung der Leit-Stütz-Strukturen (vgl. Kap. 6.3) und zur Berechnung der Wirkflächengeometrie (vgl. Kap. 6.2.4) eingesetzt. Dabei werden Bauteil- oder Systemgeometrien modelliert und mit Randbedingungen, Werkstoffkennwerten, mechanischen und thermischen Lasten versehen. Beim Vernetzungsvorgang wird das Modell in eine zusammenhängende Folge endlich kleiner – finiter – Elemente unterteilt, deren Abhängigkeiten durch ein Differentialgleichungssystem beschrieben sind. Dessen Lösung liefert die Reaktionen der Elemente auf die angreifenden Lasten und Randbedingungen und repräsentiert die Bauteilbelastung. Die Eignung der modellierten Lösung für den angenommenen Belastungsfall wird über

68 MKS: Mehrkörpersimulation; FEM: Finite Element Methode

einen Vergleich der Spannungen und Dehnungen mit Werkstoffkennwerten oder aus Versuchen ermittelten Belastungsgrenzen beurteilt. Die real umgesetzten Entwürfe basieren im Rahmen dieser Arbeit auf einer manuellen Gestaltoptimierung. Automatisch ablaufende Optimierungsverfahren⁶⁹ entfernen z. B. nach jeder Iteration die Reststrukturen⁷⁰ der Bauteile. Das Optimum – beste Materialausnutzung – ist erreicht, wenn je Bauteil die Spannungen überall gleich groß sind.

Die FEM Methode liefert auch bei hinreichend homogenem⁷¹ Werkstoffverhalten die Werte für bauteilinhärente Spannungen und deren Ausrichtungen unter Belastung und damit die Eingangsparameter für statistische Methoden⁷², mit denen Aussagen über die Versagenswahrscheinlichkeit im Betrieb getroffen werden können.

4.4 Tribologische Prüfkette

Nach Czichos und Habig⁷³ sind tribologische Prüfsysteme entsprechend deren Abstraktionsgrades in sechs Kategorien von Kat. I *Feldversuch* bis Kat. VI *Modellversuch mit einfachen Probekörpern* unterteilbar.

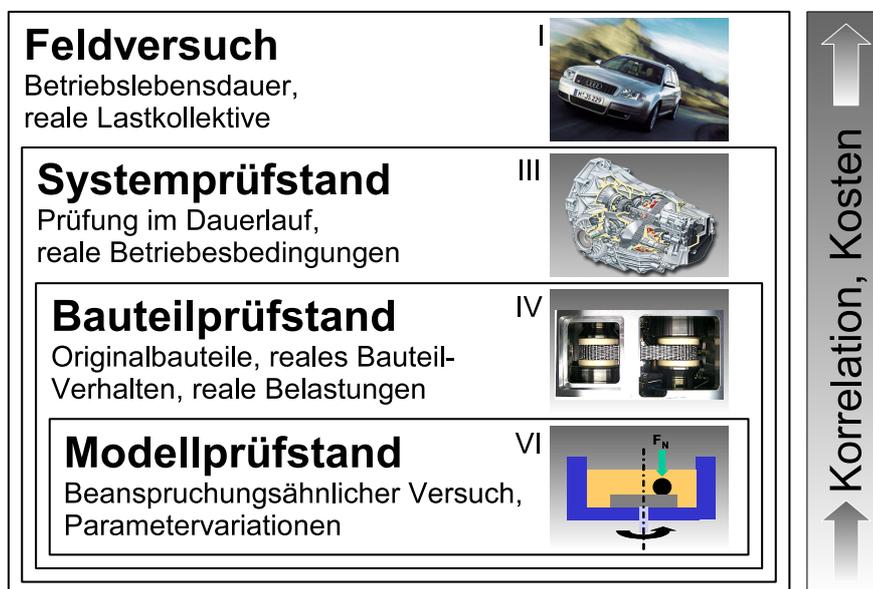


Abbildung 4.2: Tribologische Prüfkette am Beispiel des CVT-Getriebes

69 Mattheck 1992 ; Sauter 2000

70 vgl, Kap. 4.2 und Matthiesen 2002

71 Aus Sicht der FEM Berechnung ist dies bei isotropem Bauteilverhalten und Dimensionen, die mehrere Größenordnungen über der Korngröße liegen, in erster Näherung gegeben.

72 Huber 2004

73 Czichos / Habig 2003

Versuche auf Modellebene erlauben eine Vielzahl an Parametervariationen, jedoch können komplexere Belastungskombinationen nicht gezielt eingestellt werden. In einer höheren Prüfkategorie sind die Mechanismen aufgrund der dort eingesetzten realen Systeme exakt vorhanden, aber oftmals nicht unabhängig einstellbar. Daher sind die Korrelationsgrößen, über die Ergebnisse von einer Prüfstufe in eine andere Prüfstufe überführt werden, für die Systementwicklung wesentlich. In Abbildung 4.2 sind die für eine Systementwicklung eines CVT-Demonstratorsystems wesentlichen Prüfstufen beispielhaft dargestellt.

Im Rahmen dieser Arbeit werden Untersuchungen der Prüfstufe IV *Bauteilprüfstand* gezeigt und hinsichtlich der Korrelation verglichen. Die Arbeiten am Modellprüfstand⁷⁴ werden vom Teilprojekt C1 des SFB483 durchgeführt.

	<i>Gleit-Modellprüfstand</i>		<i>Bauteilprüfstand</i>
Werkstoff A	100Cr6 HV 800	=	100Cr6 HV 800
Werkstoff B	Al ₂ O ₃ (F99,7) HV 1670	=	Al ₂ O ₃ (F99,7) HV 1670
Fluide ⁷⁵	FVA Ref.3, CVT-Öl	=	FVA Ref.3, CVT-Öl
Oberfläche	A = konst.; B = [1, 2, 3] ⁷⁶	=	A = konst.; B = [1, 2, 3]
Gleitgeschwindigkeit in m/s	[0,5; 1]	≈	bis zu 1
Pressung in MPa	1000	≈	< 2000
Krümmungsradien in mm ⁷⁷	∞/∞ – 5/5	≠	∞/ [205;312] – 200/200 ⁷⁸
Normalkraft je Kontakt in N	5	≠	< 6000

Tabelle 4.2: Parametervergleich Modellprüfstand – Bauteilprüfstand

Die Vergleichsgrößen für Versuche zwischen Modellprüfstand und Bauteilprüfstand sind Werkstoff, Oberflächenkenngrößen und Fluid. Die Gleitgeschwindigkeit ist am Modellprüfstand vereinfacht als konstant angenommen und entsprechend eingestellt. Die Krümmungsradien sowie die Normalkraft auf den Prüfkörper werden aufgrund der anderen Geometrie in eine der realen Belastung am Bauteilprüfstand entsprechende Flächenpressung umgerechnet.

74 Hwang 2003/1

75 Ausführliche Daten der Fluide: siehe Anhang

76 Die Oberflächenzustände der Keramik sind über R_a , R_z , R_{pz} und R_{pk} definiert. Es wurden drei Abstufungen 1: grob, 2: fein, 3: poliert ausgewählt.

77 Zur besseren Anschaulichkeit sind die Krümmungen der Kontaktellipsen $a/b - a'/b'$ angegeben.

78 Je nach Laufkreisdurchmesser der Kette auf der Kegelscheibe ergeben sich Krümmungsradien von 205 mm (innen) bis 312 mm (außen). Das Wiedruckstückepaar wurde mit 200/200 mm approximiert.

Der Modellversuch liefert die Kenngrößen *Verschleißrate* und *Reibungszahl*. Aus den untersuchten Konfigurationen werden Empfehlungen für geeignete Paarungen abgeleitet, die in einer höheren Prüfstufe weiter untersucht werden.

4.5 Charakterisierung der Oberflächen

Zur Charakterisierung der Oberflächen keramischer Werkstoffe sind die üblichen Kenngrößen wie der arithmetische Mittelrauwert R_a und die mittlere Rautiefe R_z praktisch nicht geeignet, vor allem kann damit kein Vergleich zwischen z. B. metallischen und keramischen Werkstoffen angestrengt werden. Die Endbearbeitung fertig gesinterter Ingenieurkeramiken erfolgt aufgrund der Härte der Werkstoffe meist mit geometrisch unbestimmter Schneide über mit Diamant bestückten Schleifscheiben. Die diskrete Kornstruktur zusammen mit dem spröden Werkstoffverhalten fördert Ausbrüche von ganzen Körnern bei der Bearbeitung. Dabei entsteht eine sich von metallischen Oberflächen deutlich unterscheidende Topografie. Für eine exakte Charakterisierung werden die Oberflächen mit taktiler oder optischer Profilometrie vermessen und als *Abbot'sche Traganteilkurve* mit den Kenngrößen reduzierte Spitzenhöhe R_{pk} , Kernrautiefe R_k und reduzierte Riefentiefe R_{vk} ausgewertet. In Abbildung 4.3 ist beispielhaft dargestellt, wie unterschiedlich die Topografie bei gleichem arithmetischem Mittelrauwert sein kann. Über die Traganteilgrößen werden diese Unterschiede deutlich wiedergegeben.

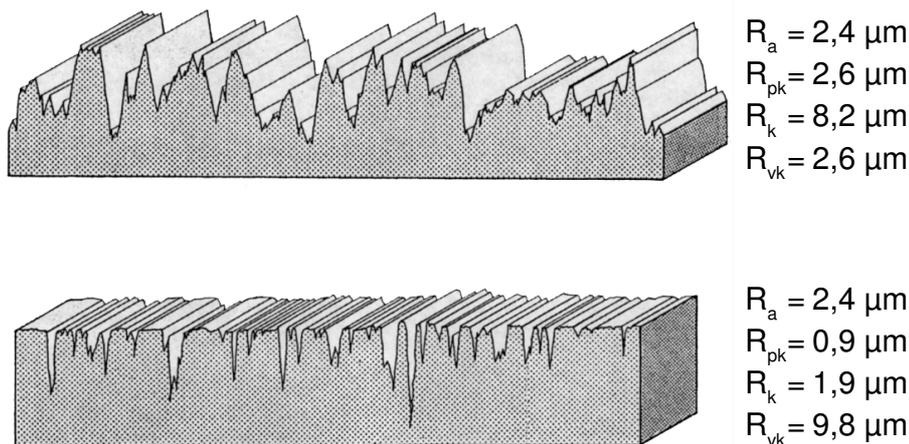


Abbildung 4.3: Unterschiedliche Topologien – gleiche R_a -Werte

Quelle: Fa.Hommelwerke

4.6 Reibwertbestimmung im Variator-Prüfmodul

Aufgrund der Komplexität des Systems⁷⁹ und der stark vom jeweiligen Betriebspunkt abhängigen kinematischen Verhältnisse im Umschlingungsbogen des Variators können die in den Funktionswirkflächenpaaren vorhandenen Reibungszahlen nicht über Versuche am Bauteilprüfstand mit realitätsnahen Belastungssituationen ermittelt werden. Die Betriebspunkte sind zwar für das Gesamtssystem „Variator“ hinsichtlich Drehmoment, Drehzahl und Druck im Anpresssystem bekannt, jedoch kann daraus nicht auf die Belastungssituation im einzelnen Funktionskontakt geschlossen werden. Die Modelle zum Betriebsverhalten von CVT Getrieben zeigen, dass ein bestimmter Funktionskontakt Bolzen – Scheibe über einem Umschlingungsbogen Relativbewegungen ausgesetzt ist, die in Richtung und Betrag stark schwanken. Dies reicht vom vollständigen Haften im Bereich des Ruhebogens bis zu Gleitbewegungen, die in Richtung⁸⁰ und Geschwindigkeit stark variieren. Aufgrund der bereits beschriebenen Kraftübertragungsmechanismen in Zusammenhang mit den endlich steifen Werkstoffen ist das CVT-Getriebe auf Gleitbewegung im Kontakt angewiesen.

Der Abgleich von Simulationsmodellen mit Messungen an komplexen Systemprüfständen kann über die im Modell hinterlegten Reibungszahlen bzw. deren parameterabhängigem Verhalten erfolgen. Dabei ist im realen System wiederum nur möglich, eine als *Systemreibungszahl* zu bezeichnende Größe aus Messwerten zu berechnen. Anhand dieser Größe werden die unterschiedlichen Friktionspaarungen oder die parametrisierten Simulationsmodelle miteinander verglichen.

4.6.1 Experimentelle Bestimmung des übertragbaren Drehmoments

Als Maß zur Bestimmung des Übertragungsverhaltens einer Friktionspaarung im nasslaufenden Umschlingungsmittel-CVT hat sich für Prüfstandsanwendungen bzw. Berechnungsmodelle die ζ_{\max} -Methode⁸¹ etabliert. Die Methode beruht auf der zunächst empiri-

79 vgl. Kapitel 2.2.3

80 Die Richtung des Geschwindigkeitsvektors wird in der Literatur als *Gleitwinkel* bezeichnet. Bei Sue 2003 und Tenberge 2004 ist dieser mathematisch positiv in der achsnormalen Ebene als Winkel γ des Gleitgeschwindigkeitsvektors gegen den nach außen gerichteten Radialstrahl gemessen. $\gamma = 90^\circ$ entspricht reinem Vorwärts-, $\gamma = 270^\circ$ reinem Rückwärtsgleiten und $\gamma = 180^\circ$ radialem Einwandern.

81 Schönnenbeck 1996 ; Sauer 1996 ; Sue 2003

schen Erkenntnis, dass der Quotient von axialer Summenkraft am Antrieb zu axialer Summenkraft am Abtrieb aufgetragen über dem Abtriebsdrehmoment bei bestimmter Versuchsführung ein Maximum aufweist.

Bei diesen Versuchen werden Antriebsdrehzahl, Übersetzung und eine abtriebsseitige Anpresskraft S_{ab} vorgegeben. Dieser Betriebspunkt wird zunächst ohne Lastmoment angefahren. Dann wird das Lastmoment am Abtrieb konstant gesteigert. Die antriebsseitige Anpresskraft S_{an} wird von der Prüfstandsregelung so nachgeführt, dass die Übersetzung konstant bleibt.

Definitionsgemäß gilt:

$$\zeta = \frac{S_{an}}{S_{ab}} \quad (1)$$

Dieser Quotient wird als *Stützung* bezeichnet. Zum Beibehalten der Übersetzung muss S_{an} bei einem von Null ansteigendem Lastmoment erhöht werden, die Kurve verläuft dabei degressiv. Ab einem charakteristischen Punkt ζ_{max} ist dieser Zusammenhang nicht mehr gültig und der Anpresskraftbedarf am Antrieb sinkt trotz weiter steigendem Drehmoments.

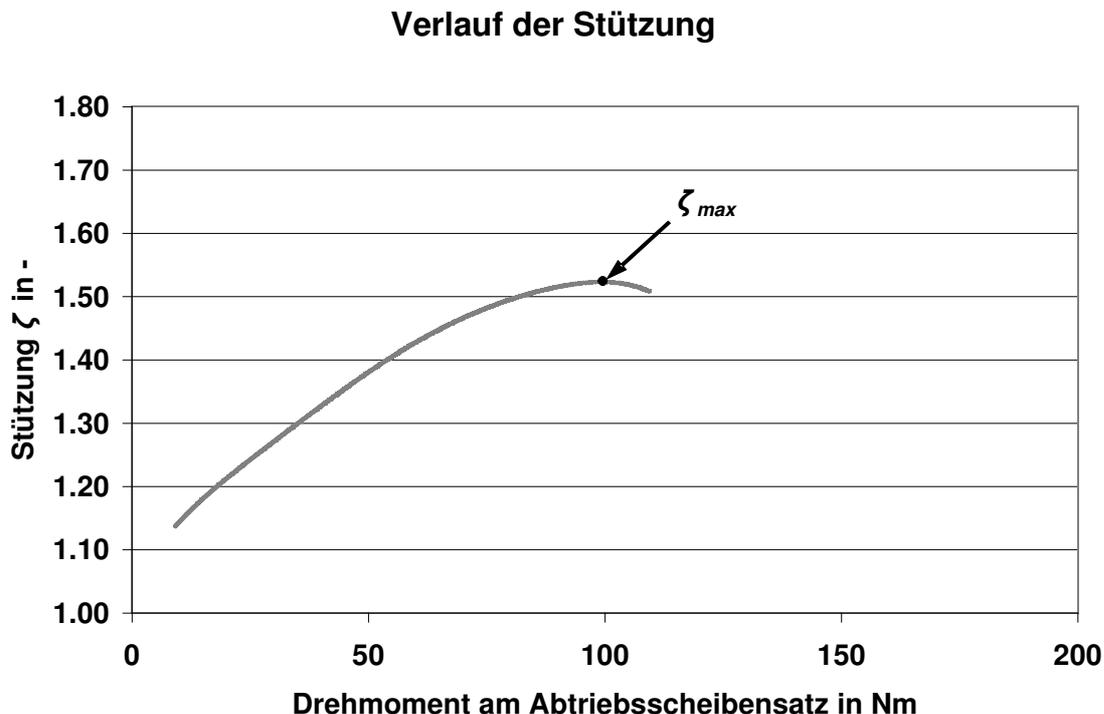


Abbildung 4.4: Verlauf der Stützung bei abtriebsseitig vorgegebener Anpresskraft

Dieser Punkt ist für den Prüfstandsbetrieb als Grenze zu einem Bereich zu sehen, in dem hohe Gleitgeschwindigkeiten unter hohen Kontaktpressungen über einen weiten Bereich im Umschlingungsbogen am Abtrieb auftreten. Die dissipierte Energie im Kontakt steigt stark an, der Wirkungsgrad fällt und das Tribosystem wird je nach Werkstoffpaarung durch Adhäsion bzw. Abrasion stark verschleifen.

Sue begründet in seiner Arbeit⁸² dieses Verhalten dadurch, dass kurz vor dem Durchrutschen am Abtriebsscheibensatz die Gleitwinkel⁸⁰ aller dortigen Friktionswirkflächenpaare gegen Werte von $\gamma = 90^\circ$ tendieren. Im Grenzfall von rein tangentialem Gleiten treten Reibkräfte nur in der achsnormalen Ebene auf. Die durch Reibkräfte zusätzlich hervorgerufenen Normalkräfte im Kontakt verringern sich und damit auch die Zugkräfte in den Kettentrümen. Die Trümkräfte werden am Antriebsscheibensatz von der Anpresskraft abgestützt. Mit sinkenden Trümkräften muss daher auch die Anpresskraft geringer werden und das Maximum von ζ wird überschritten. Dieser theoretische Ansatz ist nach *Sue* noch nicht vollständig über Versuche abgesichert, tendenziell ist das berechnete Verhalten dem gemessenen ähnlich. Eine exakte Vorhersage ist insbesondere abhängig von der Kenntnis der tatsächlich in den Kontakten vorhandenen Reibwerte. In seinem Modell ist bisher idealisiert eine rein *Culomb'sche Reibung*⁸³ hinterlegt.

4.6.2 Berechnung einer für das System charakteristischen Reibungszahl

Bei unbekanntem Gesamtkettenzug

Eine Kraftübertragung im Umschlingungsbogen ist immer mit einer Zugkraftänderung im Umschlingungsmittel verbunden. Aufgrund der Elastizitäten und der Scheibendeformation findet dabei eine Gleitbewegung im Funktionskontakt statt. Die Richtung der Gleitbewegung ist mit dem Gleitwinkel γ^{80} angegeben. Dieser spiegelt die momentane Aufteilung der Bewegung eines Funktionskontakts in radialer und tangentialer Richtung der Scheibenoberfläche wieder. Für die Drehmomentübertragung ist alleine die tangentiale Komponente maßgeblich. Richtung und Geschwindigkeit des Gleitens sind stark veränderliche Größen, die auch nur indirekt über Rechenmodelle bestimmt werden können.

82 *Sue* 2003 S. 145 ff

83 Die Reibungszahl ist über eine Ersatzfunktion so definiert, dass sie ab kleinen Gleitgeschwindigkeiten bis hin zum Stillstand stetig abnimmt und schließlich zu Null wird. Damit wird abgebildet, dass ein haftender Kontakt nicht an der Kraftübertragung beteiligt ist.

In den experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit wird für die Charakterisierung der unterschiedlichen Friktionspaarungen zunächst ein vereinfachter Ansatz gewählt. Mit der ζ_{max} -Methode wird das bei einer vorgegebenen Anpresskraft auf der Abtriebsseite maximal übertragbare Drehmoment bestimmt. Der ζ_{max} Punkt ist charakteristisch für die Verhältnisse im System sowie reproduzierbar und überlastungsfrei⁸⁴ ansteuerbar. Mit den Größen *Drehmoment* und *Anpressdruck* kann bei bekanntem Laufkreisradius der Kette ein Koeffizient berechnet werden, der als Systemreibungszahl definiert wird und eine über alle Kontakte gemittelte Reibungszahl in tangentialer Richtung repräsentiert. Bei den Prüfläufen zur Ermittlung der Systemreibungszahl verschiedener Friktionspaarungen ist die Übersetzung $i = 1,00$ vorgegeben und damit der Laufkreisradius zu $r_0 = 45,4$ mm bekannt. Die Reibsituation im Keilspalt ist in Abbildung 4.5 schematisch dargestellt.

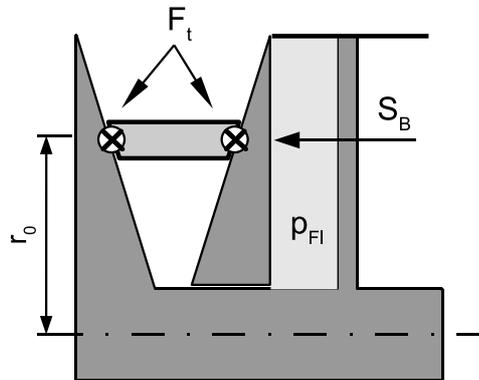


Abbildung 4.5: Reibsituation im Keilspalt
(idealisiert bei $\gamma = 90^{\circ}$)

Allgemein gilt vereinfacht am Abtriebsscheibensatz bei $i = 1,00$ ($r_{0,an} = r_{0,ab}$):

$$\begin{aligned}
 M_{ab} &= 2 \cdot F_t \cdot r_0 \\
 S_{ab} &= p_{stat} \cdot A_{Kolben} + K_\omega \cdot \omega^2 \\
 F_n &= \frac{S_{ab}}{\cos \nu} \\
 F_t &= \mu_S \cdot F_n
 \end{aligned} \tag{2}$$

Aufgelöst erhält man eine für das System repräsentative Reibungszahl μ_S im Betriebspunkt bei $\zeta = \zeta_{max}$:

$$\mu_S = \frac{F_t}{F_n} = \frac{M_{ab, \zeta_{max}} \cdot \cos \nu}{2 \cdot r_{0,ab} \cdot S_{ab}} = \frac{M_{ab, \zeta_{max}} \cdot \cos \nu}{2 \cdot r_{0,ab} \cdot (p_{stat} \cdot A_{Kolben} + K_\omega \cdot \omega^2)} \tag{3}$$

Bei den experimentellen Untersuchungen zur Charakterisierung der Systempaarungen werden gleiche Betriebspunkte bei unterschiedlichen Paarungen einander gegenüber-

⁸⁴ Nach Sauer 1996 ist hier noch eine Drehmomentreserve von ca. 15 % bis Durchrutschen vorhanden.

gestellt. Vorgegebene Größen sind dabei die Übersetzung sowie definierte Stufen in Drehzahl und Anpressdruck der Abtriebsseite. Diese Größen sind – ebenso wie der Winkel der Kegelscheibe – für alle Paarungen gleich. Aus Gleichung 3 gilt daher für einen bestimmten Betriebspunkt:

$$\mu_S \sim M_{B, \zeta_{\max}^x} \quad \text{für } x \in [1; n] \quad (4)$$

Bei bekanntem Gesamtkettenzug

Nach *Sauer*⁸⁵ und *Dittrich* kann bei bekannten Lagerkräften, Laufkreisdurchmessern und Drehmoment am Abtrieb auf die Reibungszahl zurückgerechnet werden.

$$\mu_{FM_d} = \frac{\sin \nu}{\varphi_{ab}} \cdot \ln \left[1 + \frac{\frac{2 \cdot M_{ab}}{r_{ab}}}{\frac{F_{lager1} + F_{lager2}}{\cos\left(\left|\frac{\varphi_{ab} - \pi}{2}\right|\right)} - \frac{M_{ab}}{r_{ab}}} \right] \quad (5)$$

Für den Fall $i = 1,00$ ist $\varphi_{ab} = \pi$. Damit wird der Cosinus-Term zu Eins und die Gleichung 5 vereinfacht sich zu:

$$\mu_{FM_d} = \frac{\sin \nu}{\pi} \cdot \ln \left[1 + \frac{2}{\frac{r_{ab}}{M_{ab}} \cdot (F_{lager1} + F_{lager2}) - 1} \right] \quad (6)$$

In Kapitel 7.2.2 werden die Messwerte aus beiden Methoden miteinander verglichen.

5 Objektsystem CVT Variatorprüfmodul

Für die zu untersuchenden Prüfsysteme, bestehend aus Variator-Kegelscheibe, Kette und Öl wird ein Prüfmodul entwickelt, bei dem eine gute Zugänglichkeit zu den Prüflingen gewährleistet ist und mit dem gegenüber einem herkömmlichen Getriebe mit applizierten Prüfträgern weitere Messmöglichkeiten vorhanden sind. Das Prüfmodul wird in den Zweimaschinenprüfstand integriert, über dem die mechanische, elektrische und hydraulische Energieversorgung sichergestellt wird. Im Sinne der tribologischen Prüfkette werden auf dieser Prüfstufe – Bauteilprüfstand – Systeme weiter untersucht, die sich in Tests auf einer niedrigeren Prüfkategorie wie z. B. dem Modellprüfstand erfolgreich in Bezug auf die Zielsystemdefinition verhalten.

5.1 Zwei-Maschinen-Prüfstand

Der Zwei-Maschinen-Prüfstand bildet die Integrationsumgebung für das CVT-Variatorprüfmodul. Zwei hochdynamische Servosynchronmaschinen sind auf einer Aufspannplatte fixiert und stellen die An- und Abtriebsleistung für nahezu beliebige Triebstrangkomponenten und -Systeme zur Verfügung. Die Steuerung erfolgt vom räumlich getrennten Bedienraum aus.

E-Maschinen

Am Prüfstand sind je zwei E-Maschinen für den Haupt- und den Nebenantrieb eingesetzt. Antrieb und Abtrieb des Prüfmoduls erfolgen mit zwei baugleichen Servo-Synchronmaschinen⁸⁶, die über Vektor-Frequenzumrichter mit dynamischen Drehungleichförmigkeiten bis zu 200 Hz angetrieben werden können. Bei den Untersuchungen ist pro Maschine nur einer der vier Betriebs-Quadranten relevant, daher werden die Steuerungsvorgaben zur Erhöhung der Betriebssicherheit auf diesen Betriebszustand eingegrenzt. Über die elektrische Kopplung der Maschinen wird die Bremsleistung wieder der antreibenden Maschine zur Verfügung gestellt.

Hydraulik

Die Ölversorgung des Prüfmoduls erfolgt über je ein Nieder- und ein Hochdruckhydraulikaggregat, die über ein gekoppeltes, temperierbares Ölvolumen von 80 Litern verfügen. Die Schnittstelle zum Prüfmodul bilden die Hydraulik-Regelventile. Im Niederdruckbereich wird der Ölvolumenstrom zur Schmier- und Kühlölversorgung im Bereich von $0 - 14 \frac{l}{min}$ geregelt. Im Hochdruckbereich stehen für die Druckregelung der Anpressräume in den CVT-Scheibensätzen zwei Proportional-Regelventile zur Verfügung, die eine präzise Regelung bis 120 bar ermöglichen.

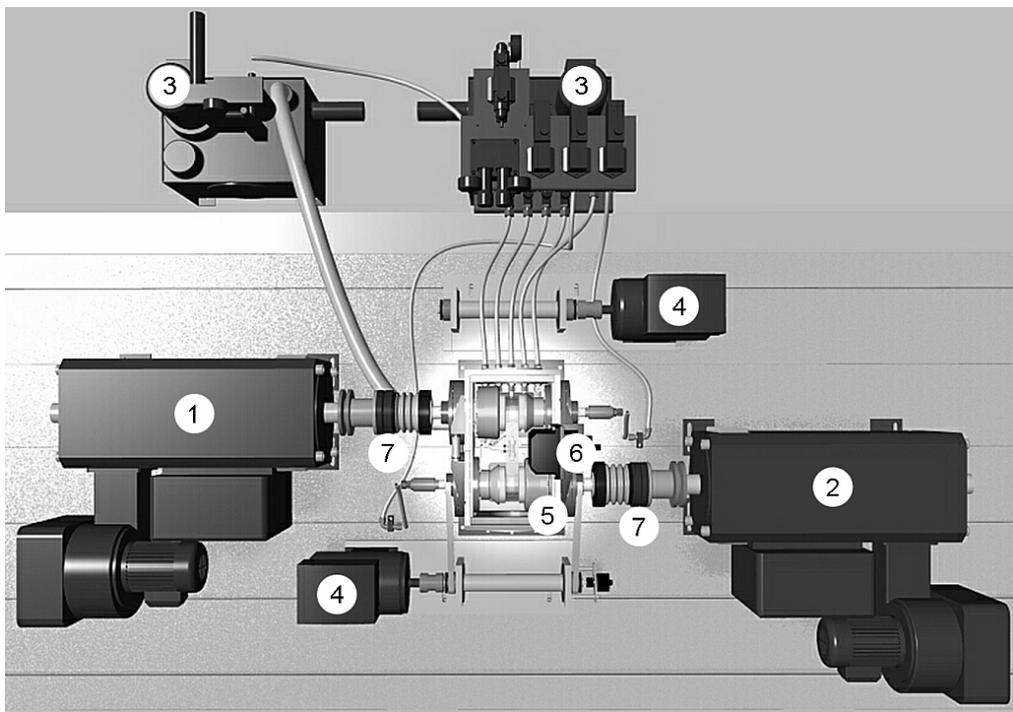


Abbildung 5.1: CVT-Variator - Prüfmodul in der Prüfstandsumgebung

In Abbildung 5.1 sind die Komponenten des Gesamt-Prüfsystems zu sehen: E-Maschinen für An- (1) und Abtrieb (2), E-Maschinen zur Reibungskompensation (4), Hoch- und Niederdruckhydraulik (3), Variator-Prüfmodul (5), Laser-Messsystem zur Erfassung der Kettengeschwindigkeit (6) und Drehmomentmessnaben (7).

Prüfstandsteuerung

Die Steuerung und Regelung aller Komponenten des Prüfstands findet über die am Institut entwickelte Software SIRIUS⁸⁷ statt. Das Windows-basierte Programm integriert Steuerung, Regelung, Datenerfassung und Bedienoberfläche und garantiert einen Betrieb in quasi-Echtzeit. Parametergrenzen werden ebenfalls über die Software überwacht. Ein Überwachungsmodul stellt sicher, dass der Prüfstand bei Ausfall bzw. „Einfrieren“ der Steuerung eine Notabschaltung erfährt.

Bei den Messungen werden vorab definierte Sollwertprofile für die unterschiedlichen Phasen des Prüflaufs eingesetzt. Damit ist sichergestellt, dass die Vorgabeparameter wie z. B. Drehzahlverlauf, Übersetzungsverstellung u.s.w. bei jedem Prüfling gleich sind.

Messsysteme

Die Datenerfassung erfolgt vielkanalig in quasi-Echtzeit über den Mess- und Steuerungsrechner und zusätzlich zeitlich hochaufgelöst über eine hochdynamische Datenerfassungskarte in einem getrennten PC.

Als wichtigste Messsignale stehen dabei zur Verfügung:

- Drehzahlen von Antriebs- und Abtriebswelle von Prüfmodul sowie Hilfsantrieben
- Drehmomente jeweils an der Koppelstelle E-Maschine / Prüfmodul
- Druck in der Zuleitung zum Scheibensatz
- Volumenstrom Schmierölaufuhr
- Summenkraft Kettenzug von Last- und Leertrum
- Oberflächengeschwindigkeit des Umschlingungsmittels
- Öltemperaturen im Zu- und Ablauf

5.2 Variator–Prüfmodul

Das Variator–Prüfmodul umfasst Gehäuse, Lagerungseinheiten für die Wellen sowie Antriebs- und Abtriebswelle mit Verstelleinheiten und Scheibensätzen. Diese sind vollständig symmetrisch aufgebaut. Weg- und Festscheibenhalter werden mit den zu untersuchenden Kegelscheiben bestückt und in das Gehäuse integriert.

5.2.1 Gehäuse

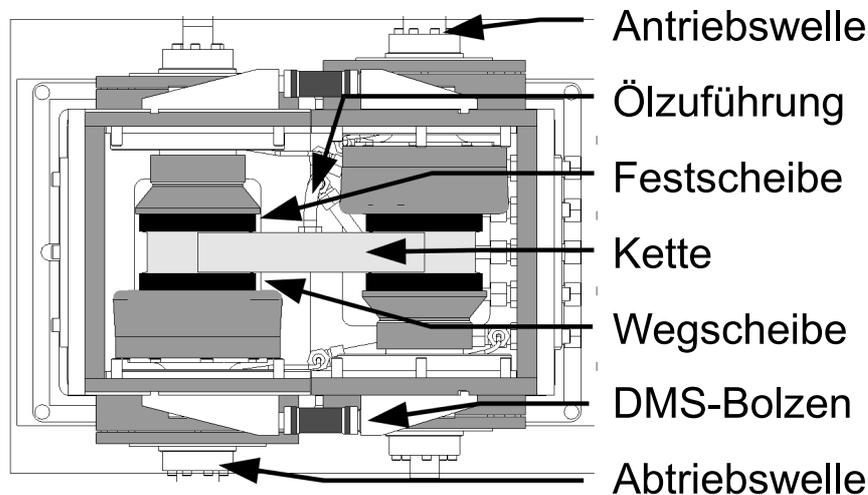


Abbildung 5.2: CVT - Variator-Prüfmodul, Aufsicht, schematisch

Das Gehäuse ist auf Seite der Antriebswelle fest mit der Aufspannplatte des Prüfstands verbunden, während ein separat gelagerter Gehäuseteil die Abtriebswelle aufnimmt. Dieser Gehäuseteil stützt sich über vier mit Dehnmessstreifen bestückten Kraftmessbolzen auf dem feststehenden Gehäuseteil (Abbildung 5.2 rechter Teil) ab. Damit wird die Gesamtkettenzugkraft, bestehend aus der Kraft im Zug- und im Leertrum gemessen. Diese dient zur Plausibilisierung von Simulationsmodellen und zur Berechnung der Reibungszahl.

5.2.2 Antriebs- und Abtriebswelle

Das Variator-Prüfmodul beinhaltet zwei vollständig gleiche Wellen für An- und Abtrieb mit je einem Kegelscheibenpaar. Ein CVT mit Umschlingungsmittel ist dadurch gekennzeichnet, dass eine Kegelscheibe in sechs Freiheitsgraden und die gegenüberliegende Kegelscheibe nur in fünf Freiheitsgraden determiniert ist. Der offene Freiheitsgrad bildet die axiale Verschieblichkeit der so genannten Wegscheibe auf der Welle. Beim Betrieb wird die Wegscheibe über eine veränderbare, hydraulisch erzeugte Kraft in Richtung der Festscheibe gepresst und ermöglicht die reibkraftschlüssige Kraftübertragung in den Friktions-Wirkflächenpaaren *Kegelscheibe – Wiegedruckstück* und die Veränderung der Getriebeübersetzung⁸⁸.

⁸⁸ Die Funktionsweise stufenloser Getriebe ist detailliert in Kap 2.2 beschrieben.

Nach *Sue*⁸⁹ und *Sladek*⁹⁰ wird der Wirkungsgrad des Variators verbessert, wenn die Taumelbewegung der Wegscheibe über ein geringes Kippspiel minimiert ist und wenn eine geringe Durchbiegung der Welle sowie eine geringe Verformung der Scheiben vorliegt. Die Anbindung von Fest- und Wegscheibe an die Welle ist mit geringer freier Biegelänge ausgeführt und in Abbildung 5.5 dargestellt. Die zu untersuchenden Kegelscheiben sind auswechselbar über die so genannten Scheibenhalter in der Welle integriert.

5.2.3 Einfluss der Lagerreibung

Die Lagerungseinheiten des Prüfmoduls sind neu entwickelt und ermöglichen eine Drehmomentmessung außerhalb des Prüfmoduls, ohne dass die Verluste durch Lagerreibung mit erfasst werden. Alle vier Lagerungseinheiten sind nach diesem Prinzip ausgeführt. Mit einem neu entwickelten Ansatz sind für bestimmte Anwendungen besonders im Prüfstandsbetrieb Vorteile zu erwarten. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Lösung evaluiert.

Von Interesse für die Messwernerfassung ist im Fall des CVT-Variators das am jeweiligen Scheibensatz anliegende Drehmoment. In Abbildung 5.3 entspricht das einer Messstelle im Bereich I. Von einer Einkopplung der Drehmoment-Messstelle in diesem Bereich wird abgesehen, weil die notwendige konstruktive Veränderung die Übertragbarkeit auf übliche CVT-Ausführungsformen in Frage stellt. Innerhalb des Bereichs II treten im Betrieb hohe umlaufende Querkräfte und Biegemomente auf, die über die Kettzugkräfte hervorgerufen sind und an den Lagerstellen L1 und L2 abgestützt werden. Der Bereich II stellt darüber hinaus die Systemgrenze für die Schmierung der Systemkomponenten dar. Hier treten im Betrieb Temperaturen bis zu 150° C auf.

Drehmomente werden im Prüfmaschinenbetrieb in der Regel über elastische Verformungen definierter Bauelemente gemessen. Bei Präzisions-Messaufnehmern erfolgt dies über eine mit Dehnungs-Messstreifen (DMS) bestückte Vollbrücke, deren elektrisches Signal sich in Abhängigkeit des Dehnungszustands im Bereich der Messstellen verändert. Durch dieses Prinzip können sich überlagernde Kräfte und Momente nicht vollständig getrennt voneinander gemessen werden bzw. würden einen erheblichen Aufwand zur Kompensation erfordern.

89 Sue 2004

90 Sladek 2001

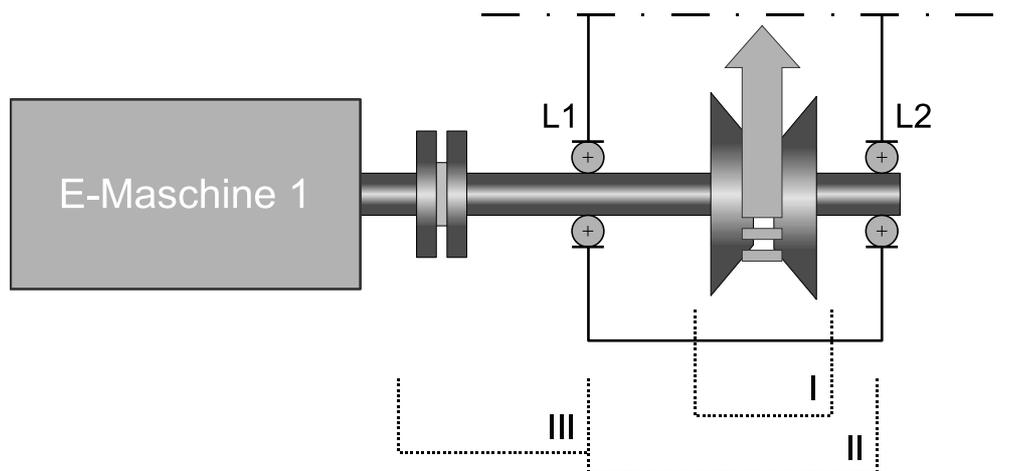


Abbildung 5.3: Schematische Darstellung einer Hälfte des Prüfmoduls mit den Bereichen I - III

Für die Messung des Drehmoments eignet sich daher nur eine Platzierung im Bereich III. Eine Messung über die Reaktionsmomente der E-Maschinen⁹¹ wird wegen des Aufwands der hydro- bzw. aerostatischen Lagerung der Maschinen und wegen des dann deutlich höheren Trägheitsmoments zwischen Messstelle und Prüfling nicht weiter verfolgt.

Bei einer Platzierung im Bereich III wird neben der gewünschten Größe *Drehmoment am Scheibensatz* auch die parasitäre Größe *Reibmoment der Lagerstellen* mit erfasst. In bisher üblichen Ausführungsformen an Prüfständen wird daher meist die Umgebung des Lageraußenrings der Wellenlagerung hydrostatisch reibungsfrei gelagert und es werden die tangentialen Abstützkräfte des Außenrings gegenüber der Umgebung gemessen. Diese Größe entspricht dann dem Reibmoment des Lagers. Diese Messgröße dient zur Korrektur des Messwertes, der durch eine Messung im Bereich III erfasst wird. Um den Aufwand für eine hydrostatische Lagerung zu vermeiden, wird eine mechanische Lösung entwickelt.

Die theoretisch zu erwartende Lagerreibung ist nach *Palmgren*⁹² additiv aus dem Reibungsmoment M_0 des unbelasteten Lagers (Schmierstoff- und Gleitreibung) und dem lastabhängigen Anteil M_1 (Wälzreibung einschließlich Hysterese und Gleitreibungseffekten) zusammengesetzt.

$$M_R = M_0 + M_1 \quad (7)$$

91 Sattler 1999, S. 65 f

92 Dahlke 1994

Im vorliegenden Fall gilt $2000 < v_1 \cdot n < 10^6$, und es kann

$$M_0 = f_0 \cdot 10^{-7} (v_1 \cdot n)^{2/3} \cdot d_m^3 \quad (8)$$

gewählt werden. Der lastabhängige Anteil berechnet sich über

$$M_1 = f_1 \cdot g_1 \cdot P_0 \cdot d_m \quad (9)$$

Unter Anwendung der Geometrie- und Belastungsdaten der beiden Wälzlager⁹³, der Ölviskosität und der entsprechenden Hilfsgrößen aus Berechnungstabellen⁹⁴ errechnet sich bei einem Betriebspunkt mit $n = 1600 \text{ } 1/\text{min}$ und einer Gesamtkettzugkraft $F_0 = 10 \text{ kN}$ ein Reibmoment der Wälzlager von $M_R = 0,34 \text{ Nm}$ entsprechend einer Verlustleistung von $P_V = 53 \text{ W}$ pro Welle. Bezogen auf das in diesem Betriebspunkt übertragbare, an der Abtriebswelle gemessene Drehmoment von ca. 230 Nm beträgt der Einfluss $0,15 \%$. Die Reibleistung der Radialwellendichtringe ist dabei noch nicht berücksichtigt. Nach Herstellerangaben⁹⁵ ist im vorliegenden Fall mit Reibleistungen im Bereich von 50 W pro Dichtung zu rechnen.

Damit kann die parasitäre Reibleistung in diesem Betriebspunkt auf etwa 150 W pro Welle abgeschätzt werden. In Summe der beiden Wellenlagerungen und -Dichtungen beträgt die Reibleistung etwa 300 W , was $0,82 \%$ der am Abtrieb ausgekoppelten Leistung von 36 kW entspricht. Der Wirkungsgrad des Systems berechnet sich über:

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{an}} \quad (10)$$

Ein als Ausgangsleistung im Bereich III⁹⁶ gemessener Wert ist verglichen mit dem ideal reibungsfreien Zustand um zwei Mal die Verlustleistung pro Welle niedriger. Daher ergibt sich für den reinen Variator-Wirkungsgrad bei einer reibungsbehafteten Lagerung:

$$\eta^* = \frac{P_{ab} + 2 \cdot P_{v,Welle}}{P_{an}} \quad (11)$$

93 Zylinderrollenlager FAG NU210E und Rillenkugellager FAG 6010

94 Zylinderrollenlager: $f_0=1$, $f_1 = 0,0025$, Rillenkugellager $f_0=0,7$, $f_1 = 0,00048$

95 Simrit 2007

96 Vgl. Abbildung 5.3

(10) und (11) in Relation zueinander gesetzt ergibt:

$$\frac{\eta^*}{\eta} = 1 + \frac{2 \cdot P_{v, Welle}}{P_{ab}} \quad (12)$$

Unter der Annahme, dass die Anpresskraft und somit auch der Kettenzug und die Lagerbelastung dem Drehmomentbedarf angepasst sind und die Drehzahlen in einem mittleren Bereich zwischen 1000 und 3000 $1/\text{min}$ liegen, kann die Verlustleistung $P_{v, Welle}$ näherungsweise als proportional zur Abtriebsleistung gesetzt werden. Für das oben dargestellte Beispiel eines Nennbetriebspunkts ergibt sich dann die Beziehung $\eta = 0,9918 \cdot \eta^*$. Der verlustbehaftet gemessene Wirkungsgrad liegt also 0,82 % unter dem tatsächlichen Variatorwirkungsgrad. Einschränkend sei gesagt, dass in realen Getrieben durch Dichtungen und die Lagerung inhärent Verluste erzeugt werden. Eine reibungsverlustfreie Messung ist daher bevorzugt für den Prüfbetrieb interessant. Ein Versuchsaufbau soll die theoretisch abgeschätzte Verlustleistung bestätigen.

Mit dem in Abbildung 5.4 dargestellten Prinzip *Kompensation der Lagerreibung* kann die Drehmomentmessung außerhalb der Lagerstellen der Welle erfolgen, ohne dass die unerwünschten Reibmomente der Hauptlagerungen inklusive der Dichtungsreibung in das Messsignal eingehen.

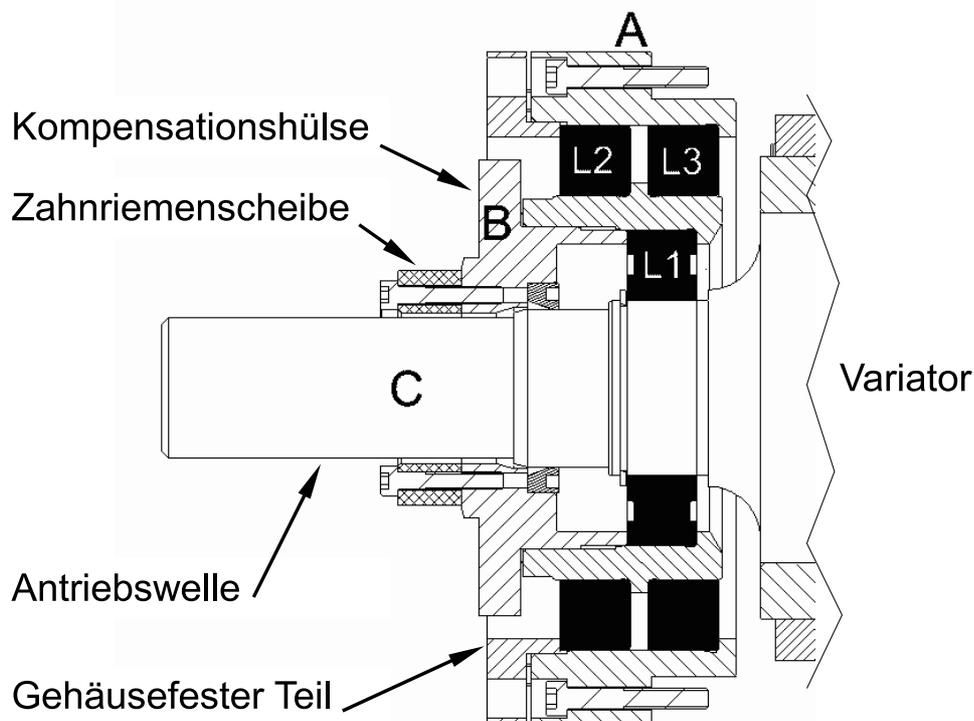


Abbildung 5.4: Konzept der Lagerreibungskompensation

In einer üblichen Ausführung ist die Antriebswelle „C“ über das Lager „L1“ mit dem gehäusefesten Teil „A“ verbunden. Um das vom Lager „L1“ und der Dichtung zwischen Welle „C“ und Gehäuse erzeugte Reibmoment zu kompensieren, wird das System um eine Einheit erweitert, die aus den drei Komponenten *Kompensationshülse* „B“, *Lagerungen* „L2, L3“ und einer *Zahnriemenscheibe* besteht. Die gedichteten Schrägkugellager „L2, L3“ stellen die axiale Position und die Drehbarkeit der Kompensationshülse „B“ sicher. In der Hülse sind das Lager „L1“ und der Wellendichtring integriert. Ein geregelter externer Antrieb treibt die Hülse über die Zahnriemenscheibe an.

Im Messbetrieb wird die Relativbewegung zwischen Welle und Dichtung sowie zwischen Lagerinnen- und Außenring zu Null gesetzt, indem die Drehzahl der Hülse „B“ auf exakt die gleiche Drehzahl wie Welle „C“ eingestellt wird. Dieser Betriebspunkt wird nur während Messungen verwendet, da eine umlaufende Last bei Lagern ohne Relativedrehzahl zur Bildung von Oberflächenschäden der Laufbahnen führen kann. Die Versuchsergebnisse hierzu sind in Kapitel 7.2.1 zu finden.

Neben dieser Version der Lagerung ist eine weitere Variante realisiert, die eine schnelle Entnahme der Welle zum Wechsel der Kegelscheiben ermöglicht. Die axiale und radiale Form und Lage der Wirkflächen zur übergeordneten Systemkomponente *Gehäuse* sowie zur untergeordneten Systemkomponente *Außenring Hauptlager Welle* sind unverändert. Beide Varianten können je nach Messaufgabe eingesetzt werden.

5.2.4 Kompensation des Fliehkrafteinflusses auf das Drucköl

Die Erzeugung der Anpresskraft im Variator erfolgt über einen hydraulischen Druckraum, in dem das Fluid die Funktion der LSS zur Axialkraftübertragung erfüllt. Allgemein berechnet sich die aus einem anliegenden Druck erzeugte Kraft auf eine Fläche mit dem Integral:

$$F = \int_A p(A) dA \quad (13)$$

Im statischen Fall berechnet sich die erzeugte Kraft über die Kolbenfläche A multipliziert mit dem statischen Druck p_{stat} . Sobald die Welle mit dem Druckraum rotiert, kann ideal angenommen werden, dass das Fluid nach kurzer Zeit die Rotationsgeschwindigkeit der Welle annimmt. Damit wirkt zusätzlich zum statischen Druck eine Fliehkraftkomponente des Drucks, die wie folgt zu berechnen ist.

$$p_{\text{dyn}}(r) = \int_{r_i}^r dp = \int_{r_i}^r \rho \cdot r \cdot \omega^2 \cdot dr = \frac{1}{2} \rho \cdot \omega^2 \cdot (r^2 - r_i^2) \quad (14)$$

Dabei ist ρ die Dichte des Fluids und r_i der Radius, ab dem der Druckaufbau beginnt. Es ist zu sehen, dass der zusätzlich dynamisch wirkende Druck quadratisch mit der Winkelgeschwindigkeit ansteigt und auch quadratisch mit dem Wirkdurchmesser zunimmt.

Im praktischen Fall bedeutet das eine vom Anpresssystem erzeugte Mindest-Axialkraft in nicht zu vernachlässigender Höhe rein durch die Drehzahl der Welle. Mit einer Symmetrierung der Fluidräume⁹⁷ kann dieser Effekt deutlich reduziert werden. Ein zweiter, stets mit Fluid gefüllter Raum gleichen Innen- und Außendurchmessers wie der Druckraum erzeugt die gleiche dynamische Druckerhöhung. Die Räume sind so angeordnet, dass sich diese Effekte in ihrer Wirkung nach außen gegenseitig kompensieren. Die Fluidversorgung erfolgt über einen definierten Zufluss aus dem Druckraum. Eine Abflussmöglichkeit des Kompensationsraums an der Wellenwurzel stellt sicher, dass dieser stets gefüllt, aber drucklos ist. In Abbildung 5.5 ist die Umsetzung zu sehen.

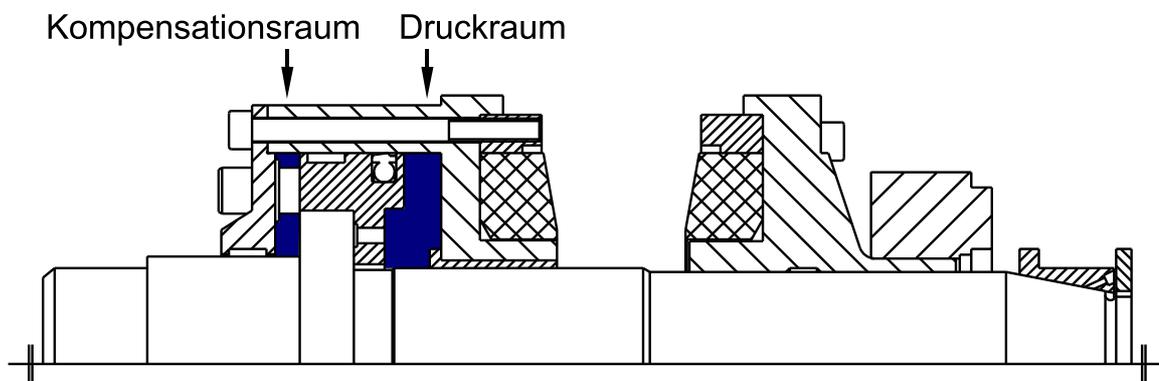


Abbildung 5.5: Schnitt durch Antriebs- bzw. Abtriebswelle mit Kompensationsraum

Der Außendurchmesser von Druck- und Fliehölraum ist identisch. Der Innendurchmesser des Druckraums beträgt 50 mm, der des Fliehölraums 56 mm. Den Fliehölraum durchdringen acht Bolzen, die zur Drehmomentübertragung dienen, aber nicht zur Kompensation beitragen können, deren Einfluss wird auf ein flächengleiches Ringelement auf deren Teilkreisdurchmesser reduziert.

97 In der Literatur ist hierfür der Begriff *Fliehölhaube* zu finden.

Aus (13) und (14) gilt generell:

$$\begin{aligned}
 F_{dyn} &= \int_{r_i, \text{Kolben}}^{r_a, \text{Kolben}} \rho(r) \cdot 2\Pi \cdot r \, dr \\
 F_{dyn} &= \int_{r_i, \text{Kolben}}^{r_a, \text{Kolben}} \frac{1}{2} \rho \omega^2 (r^2 - r_i^2) \cdot 2\Pi \cdot r \, dr \\
 F_{dyn} &= \frac{\Pi}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_{a, \text{Kolben}}^4 - 2 \cdot r_{i, \text{Öl}}^2 \cdot (r_{a, \text{Kolben}}^2 - r_{i, \text{Kolben}}^2) - r_{i, \text{Kolben}}^4)
 \end{aligned} \tag{15}$$

Die Gesamtanpresskraft der Kegelscheibe steht mit der Summe der Bolzen-Axialkräfte eines Umschlingungsbogens im Gleichgewicht. Die Gesamtanpresskraft ist:

$$F_{anpress, \text{gesamt}} = F_{stat} + F_{dyn} - F_{komp} + F_{bolzen} = F_{statisch} + F_{f(\omega)} \tag{16}$$

Vereinfacht und Geometriedaten eingesetzt⁹⁸ ergibt sich für den dynamisch beeinflussten Anteil:

$$F_{f(\omega)} = K_\omega \cdot \omega^2 \quad \text{mit} \quad K_\omega = 3,528 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot \text{kg} \tag{17}$$

Für die Gesamtanpresskraft gilt damit:

$$\begin{aligned}
 F_{anpress, \text{gesamt}} &= A_{\text{Kolben}} \cdot p_{stat} + K_\omega \cdot \omega^2 \\
 &\text{mit } A_{\text{Kolben}} = 7,539 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \\
 &\text{und } K_\omega = 3,528 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot \text{kg}
 \end{aligned} \tag{18}$$

Dabei ist ω in rad/s und p_{stat} in N/m^2 einzusetzen. Für eine am Prüfstand mögliche Drehzahl von $n = 3000 \text{ } 1/\text{min}$ tritt eine zusätzliche dynamische Anpresskraftkomponente von $F_{f(\omega)} = 348 \text{ N}$ auf, die nicht kompensiert wird. Die statische Anpresskraft, um 230 Nm Drehmoment zu übertragen liegt im Bereich von $F_{statisch} = 19.500 \text{ N}$.

⁹⁸ Der Rechengang ist im Anhang dargestellt.

6 Entwicklung des Demonstratorsystems

Über das Zielsystem ist definiert, dass die Leistungsfähigkeit von geschmierten technischen Friktionssystemen mit hoher Flächenpressung verbessert werden soll. Der Variator eines stufenlos verstellbaren Getriebes kann als repräsentativ für verschiedene geschmierte Friktionssysteme betrachtet werden⁹⁹. Die aus aktuellen Arbeiten abgeleiteten konkreten Empfehlungen zu weiteren Optimierungen¹⁰⁰ werden hierzu weiter verfolgt. Die Entwicklung des Demonstratorsystems erfolgt grundsätzlich gemäß des definierten Produktentstehungsprozesses¹⁰¹. Defizite in der Prozessdefinition oder den phasenbezogenen Handlungssystemen werden in Kapitel 8 aufgezeigt.

6.1 Produkt-Idee

Wird in technischen Systemen, die auf dem Prinzip der reibkraftschlüssigen Kraftübertragung im WFP beruhen, die Reibungszahl im Funktionskontakt erhöht, so sinken bei gleichem erzielbarem Ergebnis – der Reibkraft – die für deren Erzeugung notwendige Normalkraft und damit auch die im Bauteil auftretenden Spannungen.

Aus dieser Grundüberlegung ist die Idee abgeleitet, dass die Leistungsfähigkeit eines geschmierten Friktionssystems durch Übergang zu Friktionwirkflächenpaaren mit erhöhter Reibungszahl gesteigert werden kann. In der konkreten Anwendung bei stufenlos verstellbaren Getrieben mit Umschlingungsmittel ist dabei zusätzlich die Verformungsänderung des Keilspalts während der Umschlingung ausschlaggebend¹⁰². *Sladdek* zeigt in seiner Arbeit¹⁰³ Optimierungspotenziale zur Verbesserung des Getriebewirkungsgrads auf und nennt hier den Einsatz von Keramik aufgrund des deutlich höheren E-Moduls als zielführend.

99 Siehe dazu Kap. 2.4

100 Siehe dazu Kap. 2.3

101 Siehe dazu Kap. 4.1

102 Sue 2002

103 Sladdek 2003

6.1.1 Werkstoffe

Ingenieurkeramische Werkstoffe mit ihren charakteristischen Eigenschaften wie geringe Dichte und hohe Druck- und Temperaturbelastbarkeit können daher für diese Form der hoch beanspruchten, geschmierten Friktionssysteme mit geringen Gleitgeschwindigkeiten geeignet sein. Nach Darstellung in Kapitel 2.5 spannen die verschiedenen ingenieurkeramischen Werkstoffe Kennfelder auf, die sich oft deutlich voneinander unterscheiden. Dazu kommt, dass kaum ein bestimmter keramischer Werkstoff in allen charakteristischen Domänen maximale Eigenschaften aufweist. Dies ist nicht unbedingt nötig oder gewünscht, da für viele Anwendungen auch ein minimaler Wert die Zielgröße darstellen kann, beispielsweise die Wärmeleitfähigkeit für die Anforderung thermisch zu isolieren. Viele dieser Werkstoffe sind also „Spezialisten“.

Für technische Anwendungen in Systemen mit überwiegendem Anteil metallischer Komponenten ist Zirkonoxid ZrO_2 grundsätzlich attraktiv, weil es neben einem Wärmeausdehnungskoeffizient, der sehr nahe bei dem von metallischen Werkstoffen liegt, auch eine relativ gute Zähigkeit und Zugbelastbarkeit besitzt. Damit repräsentiert ZrO_2 nicht die typischen Eigenschaften der Mehrzahl der anderen ingenieurkeramischen Werkstoffe¹⁰⁴. Der ingenieurkeramische Demonstrator-Werkstoff mit dem die Validierung erfolgen soll, sollte möglichst repräsentativ für die typischen Eigenschaften keramischer Werkstoffe, mindestens jedoch für die Werkstoffgruppe¹⁰⁵ stehen können und eine breite Einsatzmöglichkeit in verschiedenen technischen Systemen bieten. Weitere Anforderungen sind gute Verfügbarkeit, leichte Bearbeit- und Modifizierbarkeit sowie relativ moderate Kosten. Unter diesen Gesichtspunkten eignet sich Aluminiumoxid Al_2O_3 aus der Gruppe der oxidkeramischen Werkstoffe sehr gut. Neben Siliziumcarbid SiC als Nichtoxidkeramik ist dies einer der beiden Werkstoffe, die im Rahmen des Sonderforschungsbereichs 483 der Deutschen Forschungsgemeinschaft an der Universität Karlsruhe in verschiedenen Anwendungsfeldern untersucht werden.

In der ersten Umsetzungsphase wird im Demonstratorgetriebe die Wiegedruckstückkette (WDK) des multitronic-Getriebes, also eine Serienkomponente eingesetzt (vgl. Kap. 6.2.1). Zu einem späteren Zeitpunkt wird anstelle der Serienkette eine Eigenentwicklung eingesetzt, mit der verschiedene Werkstoffe als Wirkfläche/Leitstützstruktur im realen Variatorbetrieb untersucht werden können. Auf die Entwicklung dieser Modellkette wird in Kap. 6.5 eingegangen.

104 Siehe auch Abbildung 2.19, S. 29

105 Gruppen ingenieurkeramischer Werkstoffe sind z.B: Oxid-Keramik, Nichtoxid-Keramik u. Composite

Für die Untersuchungen mit der Serienkette ist über den Werkstoff, deren Modifikation und Oberflächenzustand ein Tribopartner¹⁰⁶ bereits festgelegt. Aus der Gruppe möglicher ingenieurkeramischer Friktionspartner wird aus den oben genannten Gründen Aluminiumoxid Al_2O_3 ausgewählt. Dessen Oberflächenzustände sind gut modifizierbar und über den Fertigungsprozess sind verschiedene Dichten und damit auch (Festigkeits-) Eigenschaften erzielbar. In den nachfolgenden Abschnitten ist der Designprozess der Wirkflächen und der Leit-Stützstrukturen für die ingenieurkeramische Kegelscheibe näher dargestellt.

6.2 Produkt-Konzept

6.2.1 Vereinfachungen

Umschlingungsmittel

In Kap. 2.2 ist dargestellt, dass die Systemeigenschaften eines stufenlosen Getriebes mit Umschlingungsmittel deutlich von den Eigenschaften des Umschlingungsmittels bestimmt werden. Daher ist als Randbedingung für die erste Umsetzung des Variators mit keramischen Kegelscheiben festgelegt, dass die Original-Wiegedruckstückekette des multitronic-Getriebes eingesetzt wird. Aufgrund der Großserienfertigung ist diese Kette leicht und relativ kostengünstig und über einen längeren Zeitraum mit spezifizierten Eigenschaften verfügbar.

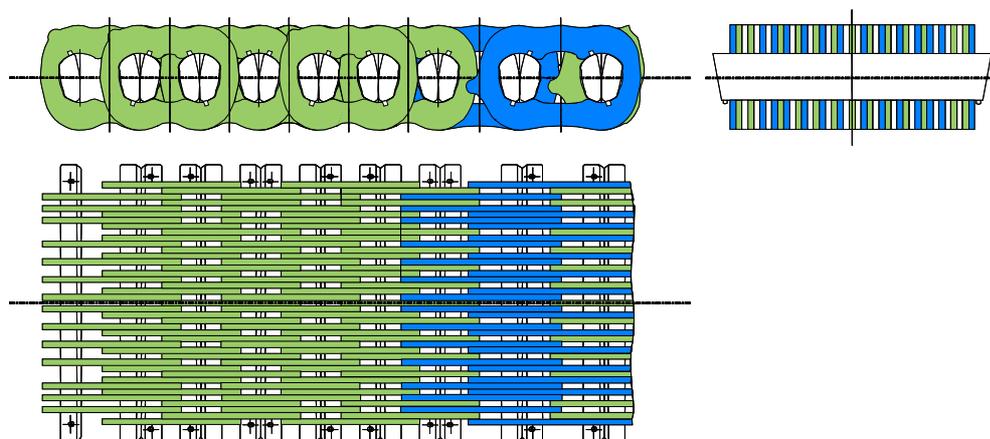


Abbildung 6.1: LuK CVT-Kette (Quelle: LuK)

106 Siehe auch Abbildung 2.15, S.24

Diese Wiegedruckstückekette ist eine Weiterentwicklung der Fa. LuK basierend auf einem Design der Fa. P.I.V.. Sie besteht aus 75 Wiegedruckelkpaaren mit einer Nennbreite von 37 mm, die mit 1025 Laschen untereinander verbunden sind und weist eine Länge von 715 mm auf. Laschen in zwei unterschiedlichen Längen erlauben eine definierte Kombination unterschiedlicher Abfolgen¹⁰⁷ zur Optimierung des akustischen Verhaltens. Die Teilung der Kette beträgt gemittelt 9,53 mm.

Die für die Reibkraftübertragung im Variator tribologisch relevante Wirkfläche ist die Stirnfläche eines Wiegedruckstücks (vgl. Abbildung 6.2). Sie bildet mit der zugeordneten Wirkfläche der Kegelscheibe das funktionsrelevante Wirkflächenpaar. Das Wiegedruckstück ist aus dem Wälzlagerstahl 100Cr6 gefertigt und weist eine Härte im Bereich von 800 HV 0,5 auf. Der Werkstoff ist für die Serienanwendung einer definierten Oberflächenbehandlung unterzogen. Für die theoretischen Untersuchungen, insbesondere die FEM-Berechnungen, wurden die Kontaktradien jedes Wiegedruckstücks in tangentialer und radialer Richtung¹⁰⁸ mit $r = 200$ mm angenommen.

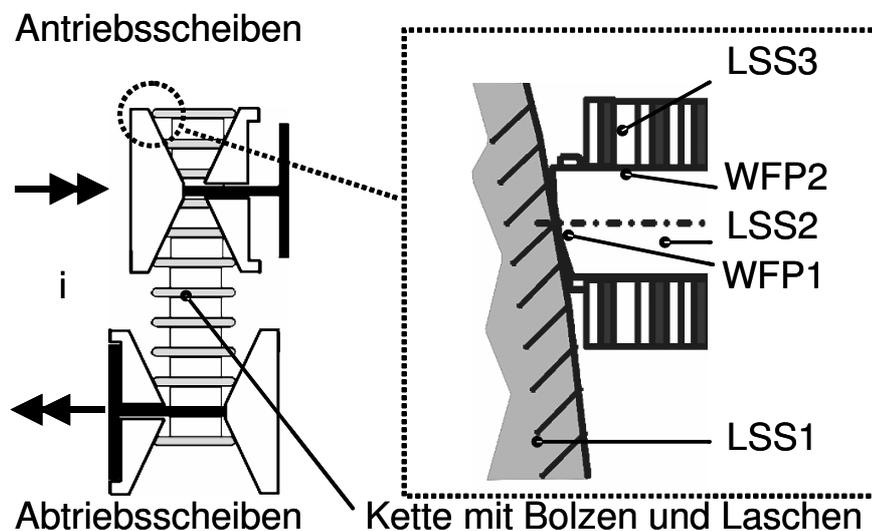


Abbildung 6.2: WFP und LSS zur Leistungsübertragung

107 Mögliche Abfolgen sind: kurz – kurz, kurz – lang, lang – kurz und lang – lang.

108 *Tangential* und *radial* beziehen sich auf die spätere Position zur Kegelscheibe im Kontakt

Geometrie der Variatorscheiben

Bei Umschlingungsmittelgetrieben mit ideal kegelförmigen Scheiben existiert nur eine Übersetzung, bei der das Umschlingungsmittel exakt in einer Ebene läuft. In allen anderen Übersetzungen sind die Mittelebenen der Keilspalte von Antriebs- und Abtriebsscheibensatz nicht deckungsgleich und das Umschlingungsmittel gleicht diese Abweichung durch Schräglauf im freien Trum aus. Dieser Effekt rührt daher, dass bei einer Übersetzungsveränderung der axiale Weg der Scheibe mit kleinem Laufkreisdurchmesser größer ist als der axiale Weg der Scheibe des größeren Laufkreisdurchmessers. In diesen Abschnitten entsteht dann ein S-förmiger Lauf des Triebes. Dabei treten zusätzliche Kräfte quer zum Trieb auf, durch die Energie dissipiert wird bzw. durch die Kettenglieder stärker belastet werden.

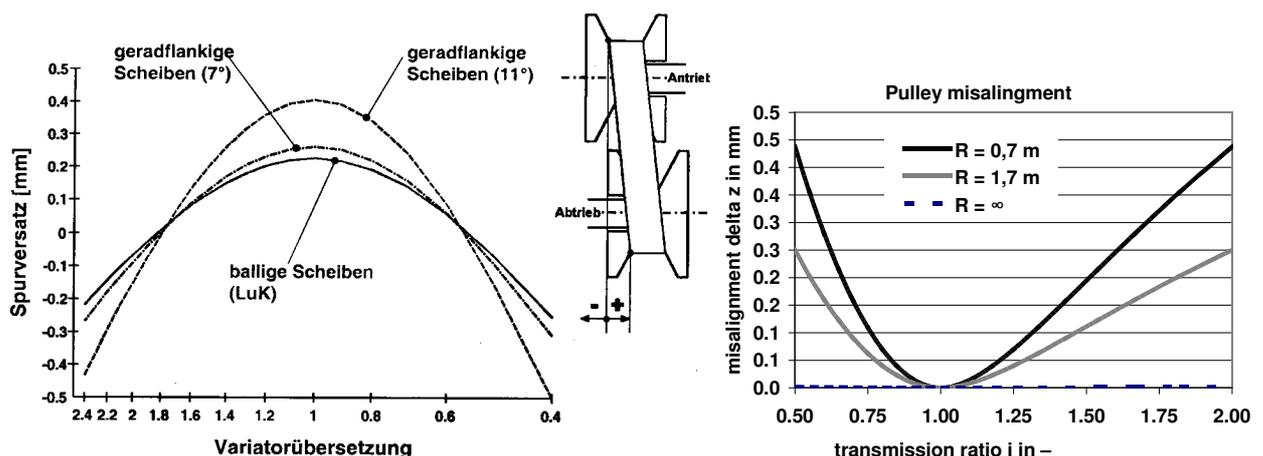


Abbildung 6.3: Einfluss Scheibenwölbung auf Bandschräglauf
(links: LuK 2001, rechts: nach Pfeiffer 2004)

In Abbildung 6.3 ist dargestellt, dass dieser Schräglauffehler verringert werden kann, indem die Wirkflächen der Scheiben nicht mehr mit geraden Flanken, sondern mit zu größeren Durchmessern zunehmender Wölbung ausgeführt werden. Übliche „Kegelscheiben“ für Wiegedruckstückketten weisen daher eine Balligkeit mit einem Radius von etwa 1600 mm auf. Ein durch weiter verringertem Radius erreichbarer idealer Ausgleich dieses Effekts ist wegen der stark unterschiedlichen Zeitanteile der Übersetzungen nicht nötig und aufgrund der stark steigenden Pressungen auch nicht gewünscht. Die Scheibensätze werden axial so zueinander angeordnet, dass der Bereich mit geringstem Schräglauf bei der Übersetzung auftritt, die die höchsten Zeitanteile im Fahrbetrieb aufweist, bei normalen Pkw ist das der Overdrive (vgl. Abbildung 6.4).

Aufgrund der Balligkeit beträgt der Winkel der Scheibe zur achsnormalen Ebene $\nu = 11^\circ$ außen und $\nu = 9^\circ$ an der Scheibenwurzel, bei einer Übersetzung von $i = 1,00$ beträgt dieser Winkel in etwa $\nu = 10^\circ$.

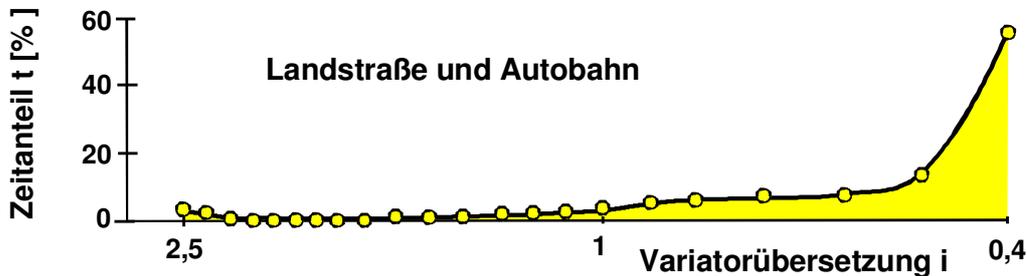


Abbildung 6.4: Zeitanteil der Übersetzung bei Landstraße und Autobahn (Quelle: LuK 1998)

Für die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit wurde als Vereinfachung festgelegt, dass die Kegelscheiben mit geraden Flanken ausgeführt werden. Dieser Kegelwinkel muss zwischen $\nu = 9^\circ$ und 11° liegen, damit kann auch die LuK-Wiegedruckstückekette eingesetzt werden.

6.2.2 Zulässiger Parameterbereich Reibungszahl

Wie in Kap. 2.4 ausgeführt ist, kann zunächst angenommen werden, dass die Reibungszahl keine räumliche Vorzugsrichtung aufweist. Grundvoraussetzung dafür ist allerdings, dass den Friktionswirkflächen keine Vorzugsrichtung durch Bearbeitungsvorgänge wie z. B. Schleifen oder Drehen aufgeprägt sind. Mittels verschiedener Betrachtungsmodelle kann eine zulässige bzw. gewünschte Reibungszahl eingegrenzt werden.

Betrachtung Keilspalt

Es sei hierfür zunächst idealisiert angenommen, dass die Funktionskontakte – beispielsweise im drehmomentfreien Zustand – keine Kräfte in Umfangsrichtung der Scheiben übertragen. Damit kann die Betrachtung auf einen ebenen Keilspalt reduziert werden. Bei gegebenem Keilwinkel ν ist die Reibungskraft kleiner als die durch die Schräge erzeugte Abtriebskraft, wenn gilt:

$$\mu < \tan \nu \quad (19)$$

Dadurch, dass bei realen Tribosystemen üblicherweise die Gleitreibungszahl kleiner als die Haftreibungszahl ist, kann dies präzisiert werden zu:

$$\mu_h < \tan \nu, \quad \text{falls: } \mu_G < \mu_h \quad (20)$$

Sobald die Bedingung aus Gleichung 20 ungültig wird, liegt Selbsthemmung vor. Für den idealisierten Betrachtungsfall des Keilspalts ergibt sich folgende Grenzlinie:

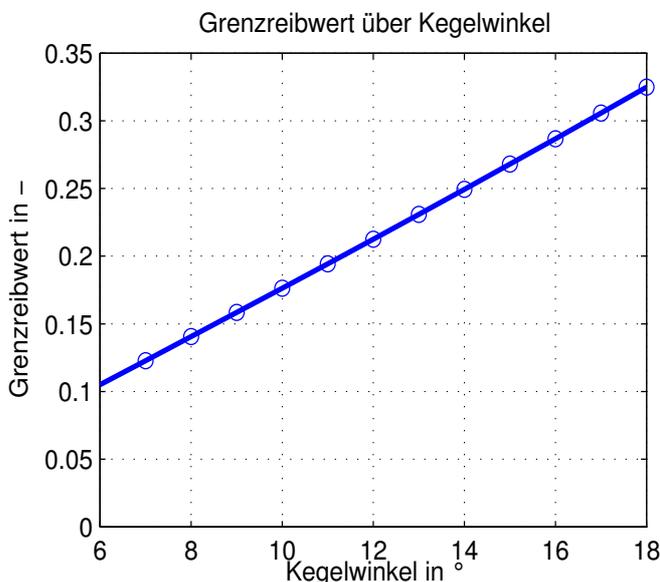


Abbildung 6.5:
Reibwertgrenze für Selbsthemmung im Keilspalt

Für Bereiche der Umschlingung, in denen keine Tangentialkraft (mehr) übertragen wird, zum Beispiel innerhalb des Ruhebogens, muss die Reibungszahl nicht in Anlehnung an den *Kamm'schen Reibungskreis* vektoriell in tangentiale und radiale Komponenten unterteilt werden, sondern sie steht vollständig in radialer Richtung zur Verfügung. Dies bildet im Sinne einer Selbsthemmung den ungünstigsten Fall ab. Ein solcher Bereich tritt z. B. bei kleineren Drehmomenten gegen Ende des Umschlingungsbogens an

der Antriebsscheibe auf. Hier kann eine Reibungszahl, die bei gegebenen Geometrieparametern theoretisch Selbsthemmung bewirkt dazu führen, dass der Kontakt nicht tangential in das Leertrum übergeht und das Wiegedruckstück aus dem Keilspalt „gerissen“ wird, was sich negativ auf Verschleiß, Wirkungsgrad und die Anregung von Trum-schwingungen auswirkt. Für die aufgrund der Kettengeometrie gewählten minimal zulässigen Kegelwinkel von $\nu = 9^\circ$ ergibt sich aus dieser theoretischen Betrachtung die Forderung $\mu_h < 0,15$.

Betrachtung Dittrich

Dittrich zeigt in seiner Arbeit¹⁰⁹ erstmals den analytischen Zusammenhang zwischen Eingangsparametern und Triebkenngrößen eines stufenlosen Getriebes auf. Für die *Anpressung* λ , definiert als Quotient aus Anpresskraft und Nutzzug des Umschlingungsmittels¹¹⁰ kann folgender Zusammenhang gezeigt werden:

109 Dittrich 1952

110 $Z_{\text{nutz}} = Z_1 - Z_2$

$$\lambda_t = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{\varphi}{2 \cdot (\tan \nu + \mu)}$$

mit : Umschlingungswinkel ω (21)

Scheibenwinkel ν

$$\text{Bandzugverhältnis } \epsilon = \frac{Z_1}{Z_2}$$

Daraus ergibt sich keine rechnerische Obergrenze für die Reibungszahl. Eine steigende Reibungszahl wirkt sich günstig auf die Anpressung aus, allerdings steigt gleichzeitig damit auch die Stützung an und damit das Risiko einer ungewollten Verstellung.

*Tenberge*¹¹¹ bestätigt die Aussagen von *Dittrich* über das Simulationsmodell und zeigt, dass bei steigender Reibungszahl der Wirkungsgrad sinkt. Die Systemgrenze liegt hierbei allerdings direkt um den Variator. Geringere Leistungsbedarfe der Nebenaggregate werden hier nicht betrachtet.

Sue führt in seiner Arbeit numerische Berechnungen zum Systemverhalten von CVT-Getrieben durch und vergleicht diese mit experimentellen Untersuchungen. Er berechnet Wirkungsgrade bzw. Verlustleistungen von Systemen mit angenommenen Reibungszahlen von $\mu = 0,09$ und $\mu = 0,11$. Dabei zeigt das Rechenmodell – ähnlich wie bei *Tenberge* – mit geringeren Reibungszahlen höhere Variatorwirkungsgrade¹¹².

Die Aussage von *Dittrich*, mit höheren Reibungszahlen höhere Stützungen zu erhalten, wird durch die Simulationsrechnungen von *Sue* tendenziell bestätigt¹¹³, allerdings sind Messung und Simulation noch nicht deckungsgleich. Eine Vermessung von Tribosystemen mit Wirkflächenpaaren verschiedener Reibungszahlen kann bezüglich dieser Fragestellung zur Klärung beitragen.

6.2.3 Zulässiger Parameterbereich Pressung

Die Abschätzung der Pressung im Kontakt kann über die Formel der *Hertz'schen Pressung* erfolgen. Grundsätzlich gilt bei Umschlingungsmittelgetrieben mit Wiegedruckstückekette idealisiert der Fall Kugel – Kugel. Bei der hier getroffenen Vereinfachung eines konstanten Kegelwinkels der Scheibe kann der Fall Kugel – Zylinder¹¹⁴ betrachtet

111 Tenberge 2004

112 Sue 2003 (Abb. 118, siehe dazu auch Abbildung 10.2, S. 120 im Anhang)

113 Sue 2003 (Abb. 117, siehe dazu auch Abbildung 10.1, S. 120 im Anhang)

114 Die Wirkfläche des Wiegedruckstücks kann wegen der Annahme $r_{1,a} = r_{1,b} = 200$ mm als Kugel ange-

werden. Die Krümmung entlang des Kegelmantels der Scheibe ist Null. Der Krümmungsradius in tangentialer Richtung im Berührungspunkt wird in Abhängigkeit vom Laufkreisradius berechnet.

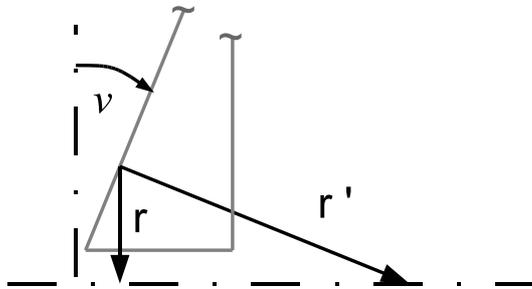


Abbildung 6.6: Krümmungsradius r' im Kontakt

In Abbildung 6.6 ist die Situation schematisch dargestellt: eine Schnittebene, die in der Rotationsachse liegt und den Funktionskontakt Stift – Scheibe durchdringt ergibt den folgenden Zusammenhang zwischen Radius, Kegelwinkel und dem im Kontaktpunkt vorliegenden Krümmungsradius r' der Kegeloberfläche.

$$r' = \frac{r}{\sin \nu} \quad (22)$$

Damit kann die Hertz'sche Pressung als Kugel – Kugel-Kontakt berechnet werden¹¹⁵. Für den kritischen Fall mit keramischen Kegelscheiben und den Stahl-Wiegedruckstücken ergibt sich das in Abbildung 6.7 dargestellte Spektrum in Abhängigkeit von der Bolzenkraft senkrecht zum Wirkflächenpaar und dem effektiven Krümmungsradius r der Kegelscheibe.

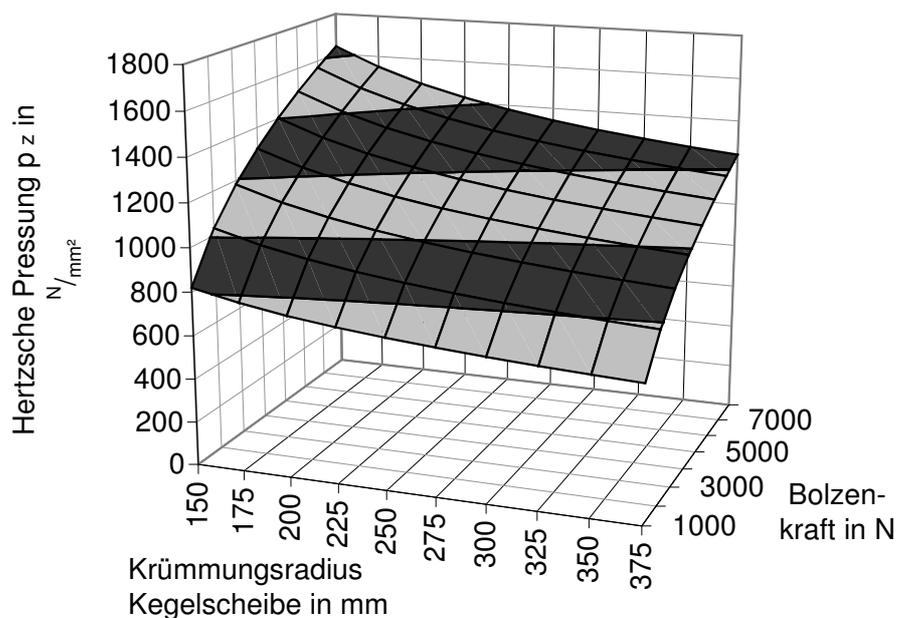


Abbildung 6.7: Hertz'sche Pressung als Funktion von Bolzenkraft und Krümmungsradius der Kegelscheibe. Kegelscheibe aus Al_2O_3 , Bolzen aus 100Cr6 mit $r_{1,2} = 200$ mm

sehen werden, die Kegelscheibe aufgrund des konstanten Kegelwinkels als Zylinder.

6.2.4 Zulässige Geometrie des Wirkflächenpaars

Die stirnseitige Friktionswirkfläche des Kettenbolzens ist aufgrund der Festlegung, für die Untersuchungen zunächst die Serienkette aus dem multitronic-Getriebe einzusetzen, bereits vollständig definiert. Der Lösungsraum für die korrespondierende Wirkfläche ist damit auf die Bereiche beschränkt, die eine geometrisch und tribologisch korrekte Wechselwirkung gewährleisten. Unter der Voraussetzung, dass die Kraftübertragung reibkraftschlüssig erfolgt, ist nach dem C&CM für diese korrespondierende Wirkfläche nur eine parallele Wirkfläche möglich. Da die WDs selbst keine ebenen, sondern gekrümmte Wirkflächen aufweisen und damit eine Parallelität nicht erreicht werden kann, wird die Forderung eingegrenzt in „parallel im Bereich des Funktionskontakts“, was dann gleichbedeutend mit Tangentialität und mindestens einer nicht ideal steifen Wirkfläche ist. Aufgrund der Kinematik des stufenlosen Getriebes mit Umschlingungsmittel kann eine Position des Wiegedruckstücks keiner exakten Winkelposition auf der Scheibe zugeordnet werden. Die Bedingung Tangentialität muss also an allen Winkelpositionen der Scheibe erfüllt sein, womit die Definition auf eine zwei-dimensionale Betrachtung zurückgeführt werden kann. In Abbildung 6.8 ist der Lösungsraum für die Kontur der Wirkfläche der Scheibe dargestellt, der bei bekannten r_i , r_a und v_{min} , v_{max} gültig ist.

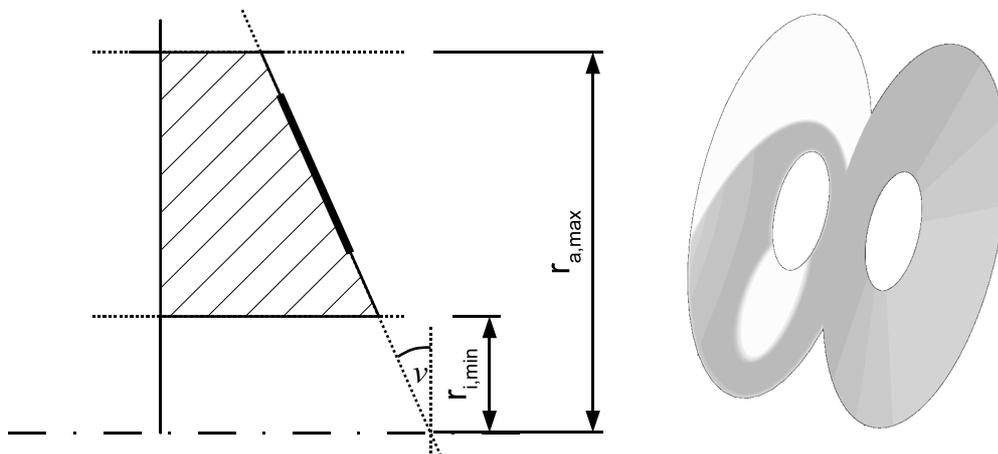


Abbildung 6.8: Wirkflächen als funktional festgelegte Geometrie im Raum.
(links zweidimensional, rechts dreidimensional)

Für die vergleichenden Systemuntersuchungen werden verschiedene Paarungen von Friktionswirkflächen bewertet. Zugunsten einer einfachen Fertigbarkeit und einer hohen Reproduzierbarkeit verschiedener Werkstoffe ist die Kontur in der einfachst möglichen Form als Gerade festgelegt. Diese Kontur ist zur Drehachse hin durch den Außendurchmesser der Welle bzw. dem Außendurchmesser eines coaxialen, zwischen Frikti-

onswirkläche der Scheibe und Welle liegenden Elements wie z. B. einer Verschiebehülse auf einen Wert $r_{i,min}$ begrenzt. Nach außen ist die Kontur wegen der Symmetrieforderungen an den Variator auf einen Wert $r_{a,max}$, der kleiner als die Hälfte des Achsabstands ist, begrenzt. Dieser Bereich wird ggf. durch zusätzlich eingeführte Leit-Stützstrukturen weiter verkleinert. Die in Kraftflussrichtung hinter der Friktionswirkläche liegende Leit-Stützstruktur ist in der radialen Dimension ebenfalls auf den Bereich zwischen $r_{i,min}$ und $r_{a,max}$ begrenzt (vgl. Kap. 6.3).

6.2.5 Topologie des Wirkflächenpaars

Die Topologie der Wirkfläche Kegelscheibe ist in Zusammenarbeit¹¹⁶ mit dem Partner-Teilprojekt C1 des Sonderforschungsbereichs 483 festgelegt worden. Dort wurden Untersuchungen der Friktionspaarungen 100Cr6 – Al₂O₃ sowie 100Cr6 und Al₂O₃ in Selbstpaarung mit verschiedenen Oberflächenmodifikationen und unter variierten Belastungsparametern für den Bereich der Haftreibung¹¹⁷ und der Gleitreibung¹¹⁸ durchgeführt. Generelles Entwicklungsziel dabei ist, für die Untersuchungen am Bauteilprüfstand hohe Reibungszahlen bei geringen Verschleißraten zu erzielen. Um die Übertragbarkeit innerhalb der Stufen der Prüfkette beurteilen zu können, sollen die Friktionspaarungen auch ein charakteristisches unterschiedliches Verhalten aufweisen, von dem dann erwartet wird, dass dies auch im Bauteilprüfstand sichtbar ist.

Die vorgestellten Qualitäten *AZ*, *D25* und *poliert* sind sowohl hinsichtlich der Oberflächenkenngrößen als auch hinsichtlich der am Modellprüfstand gemessenen Reibungszahlen (Abbildung 6.9 b) und Verschleißkenngrößen so verschieden, dass die Voraussetzung erfüllt ist, diese drei Oberflächenqualitäten für die Prüfstandsversuche Keramik – Metall in der Paarung 100Cr6 – Al₂O₃ einzusetzen. Eine entsprechende Differenzierung wird dann auch am Bauteilprüfstand erwartet.

116 Stuffer 2001

117 Hwang 2003/2

118 Hwang 2002

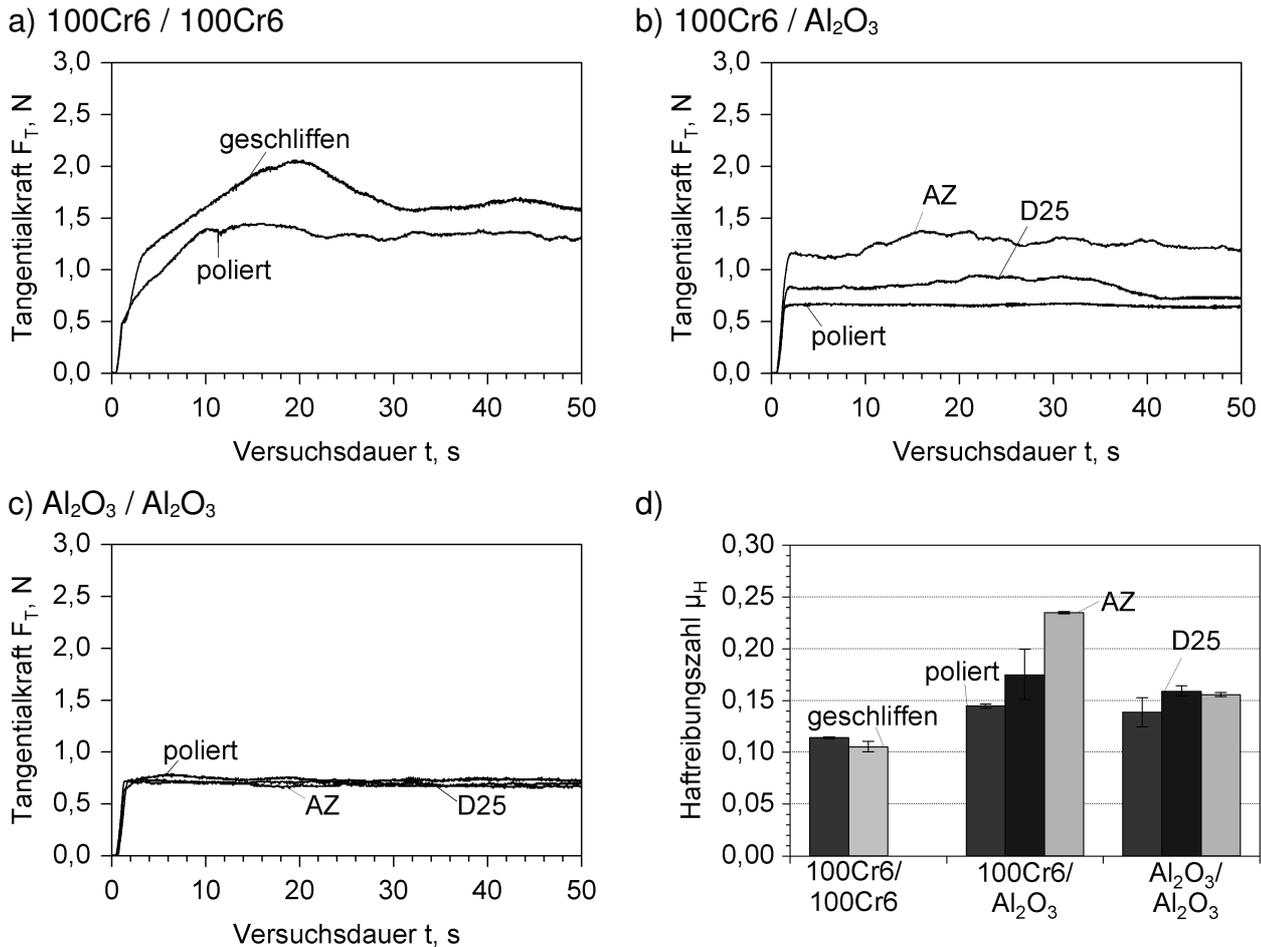


Abbildung 6.9: Vergleich verschiedener Tangentialkraftverläufe am Lineartribometer (nach Hwang 2003/2 Normalkraft 5 N, Zwischenmedium FVA-Referenzöl Nr. 3, $v = 8,3 \mu\text{m/s}$, Geometrie: Kugel / Platte)

Die Kegelscheiben-Prüflinge wurden in den benötigten Stückzahlen und Modifikationen beschafft. In Abbildung 6.10 sind die gemessenen Oberflächenkenngrößen der Al₂O₃ – Kegelscheiben dargestellt. Zur einfacheren Unterscheidung werden die Modifikationen im weiteren Verlauf als *fein* (poliert), *mittel* (D25) und *grob* (AZ) bezeichnet.

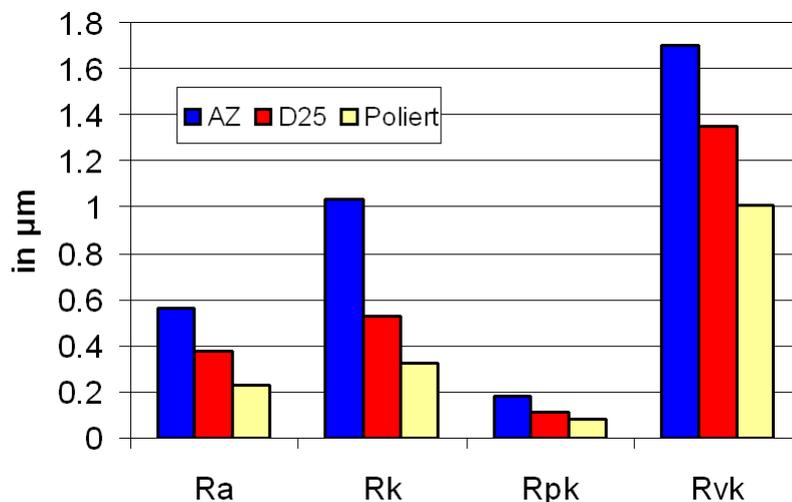


Abbildung 6.10: Oberflächenkenngrößen der Al₂O₃-Kegelscheiben für den Prüfstandsversuch

6.2.6 Zwischenmedium

Beim geschmierten Friktionssystem stellt das Zwischenmedium eine flüssige Leit-Stütz-Struktur dar und muss je nach tribologischem System und den damit verbundenen Rand- und Betriebsbedingungen verschiedene Hauptfunktionen erfüllen:

- Schmierung: für Lager oder Führungen
- Energietransport: zur Ableitung der Verlustwärme aus den Friktionskontakten
- Trennung/Schutz der Wirkflächen: zur Minimierung von Verschleiß / Oxidation
- Kraftübertragung parallel zu den WFP: bei Reibrad- oder Toroidgetrieben
- Dispergieren: Einschließen von Schmutz-/Verschleißpartikeln

Häufig werden mehrere tribologische Systeme innerhalb eines technischen Systems mit dem gleichen Zwischenmedium versorgt, weil eine vollständige Trennung der Systeme technisch oder wirtschaftlich nicht möglich ist. Dann bilden Forderungen wie geringe Reibungszahl zur Schmierung von Lagern und hohe Reibungszahl zur Kraftübertragung klassische Zielkonflikte. Den mineralisch basierten oder synthetisch erzeugten Grundölen werden Additive zugemischt, mit denen diese Forderungen an die flüssige LSS besser erfüllt werden können. In Reibrad- oder Toroidgetrieben¹¹⁹ werden synthetische Schmierstoffe eingesetzt, die über eine spezielle Additivierung ein nicht-*Newton'sches Verhalten* aufweisen. Unter den in Funktionskontakten auftretenden sehr hohen Pressungen erhöht die flüssige LSS des Zwischenmediums ihren Widerstand gegenüber Scherkräften zwischen den Wirkflächenpaaren und ermöglicht so die Übertragung relativ hoher Kräfte quer zu den WFP.

Für die Untersuchungen in beiden Prüfstufen werden zwei verschiedene Zwischenmedien eingesetzt. Ein für den Einsatz in stufenlosen Getrieben optimiertes, vollsynthetisches Öl des Herstellers Castrol und ein nicht additiviertes mineralisches Referenzöl nach Spezifikation der FVA – Forschungsvereinigung Antriebstechnik, letzteres vor allem um eine langfristig referenzierbare Basis für vergleichende Untersuchungen zu erhalten. Die Daten der eingesetzten Öle sind in Tabelle 6.1 dargestellt.

¹¹⁹ Siehe Abbildung 2.1, S. 6.

	CVT-ÖL	FVA Referenzöl Nr. 3
Basis	Vollsynthetisch	Mineral/Solvent
Viskosität 40 °C in mm^2/s	39 (DIN 51562)	98 (DIN 51550)
Viskosität 100 °C in mm^2/s	7,6 (DIN 51562)	11 (DIN 51550)
Viskositätsindex VI in -	169 (ISO 2909)	95 (DIN 51563)
Dichte bei 15 °C in kg/m^3	838	880
Additive	Additivpaket	keine

Tabelle 6.1: Daten der eingesetzten Öle (Auswahl)

Quellen: FVA Forschungsvereinigung Antriebstechnik und Fa. Castrol

Die Wirkungsweise üblicher Verschleißschutzadditive wie z. B. Extreme-Pressure (EP) oder Anti-Wear (AW)-Paketen beruht auf einer Wechselwirkung mit der Oberfläche über die Mechanismen *Adsorption*, *chemische Reaktion* oder die Mischform *Chemisorption*. Reibungsverändernde¹²⁰ Zusätze, die so genannten Friction Modifier (FM) können darüber hinaus noch Schichten zwischen den Gleitpartnern bilden. Das heißt, die Wirksamkeit von Additiven ist maßgeblich von der molekularen Aufbau der Wirkflächen abhängig. Bei einem Wechsel des Friktionswirkflächenpaars von Stahl – Stahl zu Stahl – Keramik muss die Wirksamkeit der Additivierung grundsätzlich in Frage gestellt werden. Eine vergleichende Untersuchung zum Einfluss des Zwischenmediums ist in Abbildung 7.8 dargestellt.

6.3 Produkt-Gestaltung

6.3.1 Tragstruktur Kegelscheibe

Definitionsgemäß stellt eine Tragstruktur (TS) die Verbindung mindestens zweier Wirkflächen eines technischen Körpers dar. Flächen, die keine Wirkflächen darstellen, sind Begrenzungsflächen. Diese Zuteilung einer Körperfläche als Wirkfläche oder Begrenzungsfläche kann bei identischem Körperdesign je nach Verwendung permanent oder temporär variieren¹²¹.

Da die Friktionswirkfläche rotationssymmetrisch sein muss, ist die Betrachtung für deren Definition auf die zweidimensionale Kontur beschränkt. Im Gegensatz dazu ist die Position aller anderen Flächen – und somit auch die TS selbst – vollständig gegen-

¹²⁰ Hier handelt es sich in der Regel um reibungsvermindernde Zusätze.

¹²¹ Im Kapitel 6.3.2: „Einbindung in die Umgebung“ wird darauf näher eingegangen.

über der Konstruktionsumgebung über die Position relativ zu einem Bezugssystem auf der Welle definierbar. Rotationssymmetrie ist nun nicht mehr die strenge Forderung, die an die LSS Kegelscheibe gestellt wird. Eine TS ist im System Variator einsetzbar, wenn folgende Anforderungen erfüllt sind:

1. TS stimmt im Bereich der definierten Wirkfläche exakt mit deren Dimension überein (trivial)
2. Hüllkonturen: Außendurchmesser: $r_{a,max} < \text{Achsabstand}$,
Innendurchmesser: $r_{i,min} > \text{Durchmesser Welle}$
3. Drehträgheitsvektor deckungsgleich mit Drehachse der Welle
(also ohne statische und dynamische Unwucht)
4. Belastbarkeit $>$ Belastung ($\sigma_{zul} > \sigma_{max}$)

Die ersten beiden Forderungen bestimmen einen Designraum, über die dritte wird die zulässige Form aus Funktionsgründen begrenzt. Die letzte Forderung beeinflusst die Auswahl der einsetzbaren Werkstoffe in Abhängigkeit von selbst erzeugten Spannungen durch z. B. Fliehkraft oder Wärmedehnung und von außen erzeugten Spannungen aufgrund von Kräften im technischen System unter Berücksichtigung des Bauteilvolumens. Für eine Beurteilung sind Kosten- und Fertigungsaspekte ebenfalls relevant, aber deren Einflüsse sind nicht pauschalierbar und immer in Zusammenhang mit der Kosten-/Nutzenanalyse des Gesamtsystems zu sehen.

Im Designprozess wird zunächst wieder von Rotationssymmetrie ausgegangen, die zwar nicht gefordert, jedoch zulässig ist und die einfachst mögliche Bauform darstellt. Die oben genannten Randbedingungen werden als mögliche Begrenzungsflächen in die zweidimensionale Darstellung skizziert (vgl. Abbildung 6.11). Die bereits bekannte Friktionswirkfläche wird ebenfalls dargestellt. Die in axialer Kraftflussrichtung zur Friktionwirkfläche korrespondierende Fläche kann über eine normal zur Rotationsachse stehende Fläche auf einfache Art begrenzt werden.

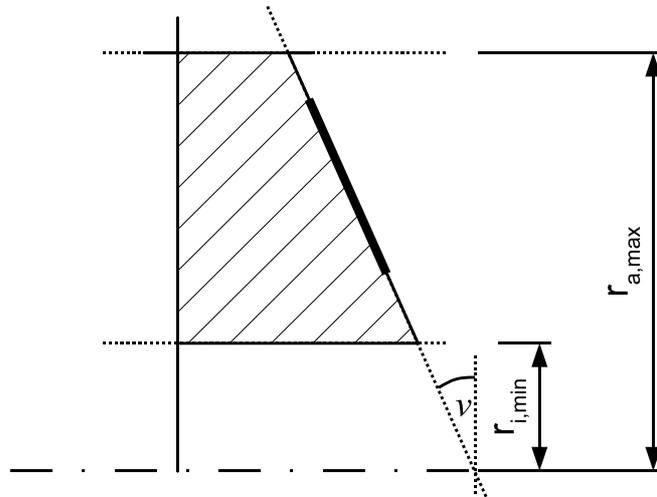


Abbildung 6.11: Designraum der Kegelscheibe

Aus diesem zur Verfügung stehenden Designraum wird ein geeigneter Teil als TS festgelegt, mit dem die FEM-Berechnung durchgeführt wird (vgl. Abbildung 6.12).

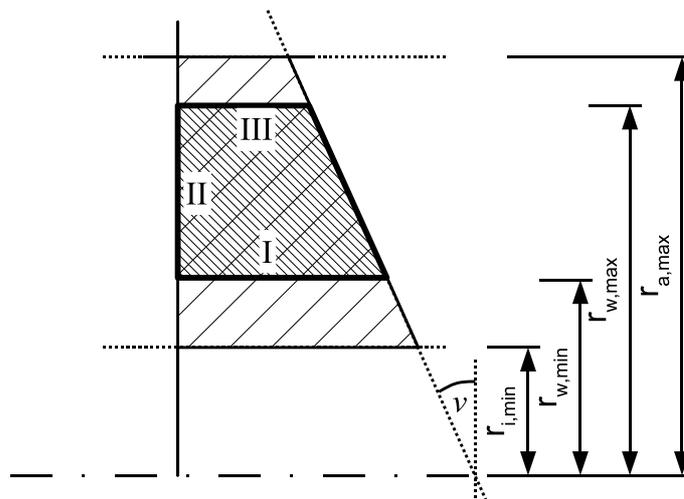


Abbildung 6.12: Designraum der Kegelscheibe mit festgelegter Leit-Stütz-Struktur

Maßgeblich für die dimensionale Festlegung ist die Forderung nach einer *Spreizung* im Demonstratorgetriebe von $i_{max} / i_{min} \geq 2$. Die durch den Kettenzug erzeugte radiale Kraftkomponente kann über eine der drei Flächen I - III übertragen werden, die dann von Begrenzungsflächen zu Wirkflächen werden¹²². Eine Fase am Innendurchmesser der Rückseite und eine zur Rückseite parallele Fläche am Innendurchmesser vermeiden spitze Winkel am Bauteilkanten bzw. führen zu einer eindeutigen Funktionstrennung Zentrierung – Rückauflage. Der dimensionierte Entwurf ist in Abbildung 6.13 dargestellt.

¹²² Diese Flächen sind u.U. bereits aus anderen Festlegungen Wirkflächen.

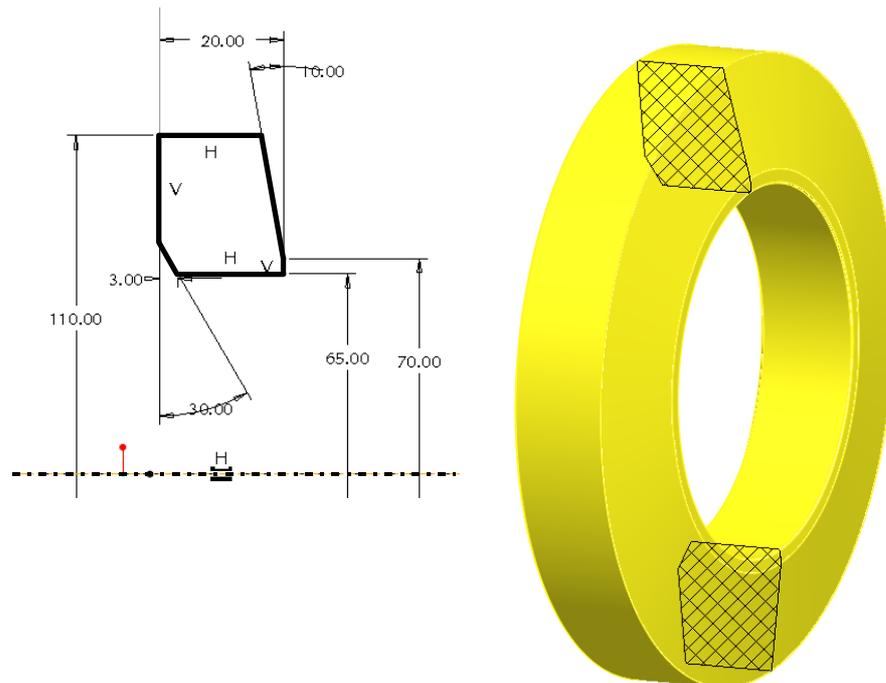


Abbildung 6.13: Entwurf Kegelscheibe in 2D und 3D - Darstellung

6.3.2 Einbindung in die Umgebung

Im zweiten Schritt des Produktentwurfs muss die metallische bzw. ingenieurkeramische Kegelscheibe¹²³ in die metallische Konstruktionsumgebung integriert werden. Hierzu sind zunächst die Randbedingungen des Demonstratorsystems maßgeblich. Der aus kinematischen Gründen für die TS Kegelscheibe verfügbare, aber bei deren Definition nicht ausgeschöpfte Designbereich steht grundsätzlich für die weiteren an die TS Kegelscheibe anschließenden Tragstrukturen zur Verfügung.

Um die technische Funktion des Variators zu erfüllen, müssen die Kegelscheiben relativ zu einem Bezugssystem der Antriebswelle¹²⁴ in sechs (Festscheibe) bzw. in fünf Freiheitsgraden (Wegscheibe) determiniert sein. Die Verschieblichkeit soll wegen der Reproduzierbarkeit nicht über das austauschbare Untersuchungsobjekt *Kegelscheibe* erzeugt werden. Für die Anbindung Kegelscheibe – Verschiebeeinrichtung gilt dann auch die Forderung nach Fixierung in sechs Freiheitsgraden und beide Verbindungen können gleich aufgebaut sein.

¹²³ Beide Kegelscheiben werden nachfolgend verallgemeinernd als Prüfling bezeichnet.

¹²⁴ Aufgrund des symmetrischen Aufbaus im Prüfgetriebe wird in diesem Kapitel auf eine Unterscheidung zwischen An- und Abtrieb verzichtet.

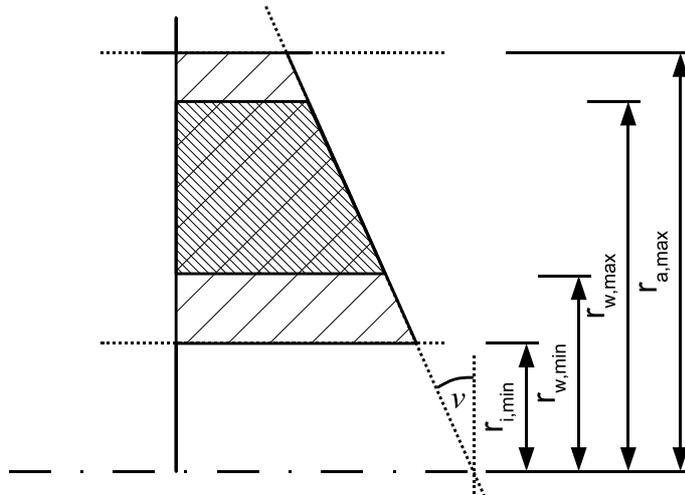


Abbildung 6.14: Schematische Darstellung des freien Designraums (einfach schraffiert)

Zur Einbindung des Prüflings Kegelscheibe in die Systemumgebung müssen die Hauptfunktionen *Kräfte übertragen* und *Lage festlegen* erfüllt werden. Entsprechende Wirkflächenpaare können diese Funktionen getrennt oder gemeinsam erfüllen.

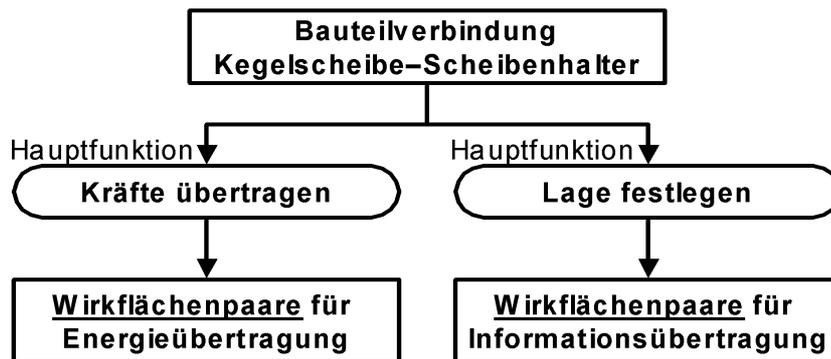


Abbildung 6.15: Hauptfunktionen der Bauteilverbindung Kegelscheibe - Scheibenhalter

Für die Bauteilverbindung bzw. aus der Zielsystemdefinition dafür abgeleiteten Hauptfunktionen gelten folgende Randbedingungen (jeweils pro Scheibe):

- Kräfte: Axialkraft bis $F_y = 90$ kN, Radialkraft bis $F_z = 20$ kN
- Drehmoment: $|M_D| < 200$ Nm
- Werkstoffe: Kegelscheiben 100Cr6 und Al_2O_3 (F99,7), Umgebung 42CrMo4
- Temperatur: $T_{max} < 150$ °C
- Medien: mineralisches und synthetisches Getriebeöl
- mögliche WF: Zylinderinnen- und/oder Außenfläche, Kreisring rückseitig

Als mögliche Wirkflächen der Kegelscheibe stehen die zylindrische Innenfläche, die zylindrische Außenfläche und die Kreisringfläche der Rückseite zur Verfügung. Die Aus-

wahl ist über die physikalisch/mechanischen Eigenschaften der verschiedenen Werkstoffe eingeschränkt. Der im Vergleich zu Stahlwerkstoffen nur etwa halb so große Wärmeausdehnungskoeffizient zusammen mit der relativ geringen Zugbelastbarkeit¹²⁵ monolithischer, ingenieurkeramischer Werkstoffe führt dazu, dass die Einbindung der Al₂O₃-Kegelscheibe in die metallische Konstruktionsumgebung der kritische und jeweils zu betrachtende Fall ist.

Für die Untersuchungen am Bauteilprüfstand werden zwei verschiedene Lösungen entwickelt um eine Differenzierung zu ermöglichen. Eine erste Lösung vereint die Hauptfunktionen in einer Wirkflächenpaar/Leit-Stütz-Struktur. Im Unterschied dazu sind bei einer zweiten Ausführung die Hauptfunktionen über getrennte WFP/LSS realisiert.

Lösung 1: Kombination der Hauptfunktionen

Werden die Hauptfunktionen *Kräfte übertragen* und *Lage festlegen* kombiniert, ist dafür auch nur eine LSS einsetzbar. Ein entsprechendes Wirkflächenpaar kann grundsätzlich an jeder der oben genannten drei Flächen ansetzen. Gegen eine Verwendung der zylindrischen Innenfläche spricht die ungünstige Kombination Metallwelle – Keramikbohrung in Kombination mit den deutlich unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten von Vergütungsstahl und Al₂O₃. Bei einer Referenztemperatur, z. B. Raumtemperatur muss für eine korrekte Funktion bereits eine Passung bestehen. Bei Temperaturerhöhung steigt das Übermaß und schädliche Zugspannungen werden an der Bohrung der Keramikscheibe induziert. Unter den gegebenen Randbedingungen ist die rückseitige Kreisringfläche grundsätzlich dafür gut geeignet. Die unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten erhöhen die Anforderungen an die LSS noch weiter, da mit dieser beide Hauptfunktionen erfüllt werden müssen.

Die zu übertragenden Kräfte sind in allen drei Dimensionen axial, radial und tangential ausgeprägt. Die Wirkfläche der Kegelscheibe weist als kreisringförmige Fläche eine aus makroskopischer Sicht nur zweidimensionale Struktur auf. Gleichbedeutend ist, dass damit weder eine formschlüssige, noch eine reibkraftschlüssige Verbindung beliebige Kräfte in allen Raumachsen gleichzeitig aufnehmen kann. Diese Forderung kann nur eine stoffschlüssige LSS wie sie z. B. durch Löten oder Kleben erzeugt wird, erfüllen. Aufgrund der einfacheren Handhabung wird für diese Untersuchungen Kleben weiter verfolgt. Für die Umsetzung werden zwei 2K-Hochleistungs-Epoxidharzklebstoffe¹²⁶ mit unterschiedlichen mechanischen Eigenschaften betrachtet.

¹²⁵ Die Zugfestigkeit liegt in etwa bei 10 % der Druckfestigkeit.

¹²⁶ DELO 1891 und 1895

Der Klebstoff stellt nach der Aushärtung die stoffschlüssige LSS zwischen der metallischen Wirkfläche des Scheibenhalters und der metallischen oder keramischen Wirkfläche der Kegelscheibe dar. Gemäß Herstellerempfehlung werden die metallischen Wirkflächen vor der Applikation kurz mit einer silanhaltigen Gasflamme überstrichen und mit einem Primer versehen um die Haftfähigkeit zu verbessern. Während des Aushärtvorgangs wird die Hauptfunktion „Lage festlegen“ von einer Zentrierhilfe erfüllt, die später entfernt wird. Dadurch wird die Funktion „Lage festlegen“ dauerhaft an den Epoxidharzklebstoff übertragen. Über beigelegte Elemente wird die Schichtdicke auf 0,35 mm eingestellt.

Die chemischen, physikalischen und mechanischen Eigenschaften der 2K-Klebstoffe können über verschiedene Grund- und Zuschlagstoffe in weiten Bereichen variiert werden. Da die LSS Epoxidharzklebstoff unter anderem die bei Temperaturänderungen auftretenden Dehnungsunterschiede auszugleichen muss, ist zunächst fraglich, ob eine möglichst steife Anbindung zielführend ist. In Abbildung 6.16 ist das Ergebnis einer FEM-Berechnung dargestellt, bei der untersucht wurde, wie groß die Verschiebung im Bereich der Schichtmitte der LSS in Abhängigkeit der E-Moduln ist.

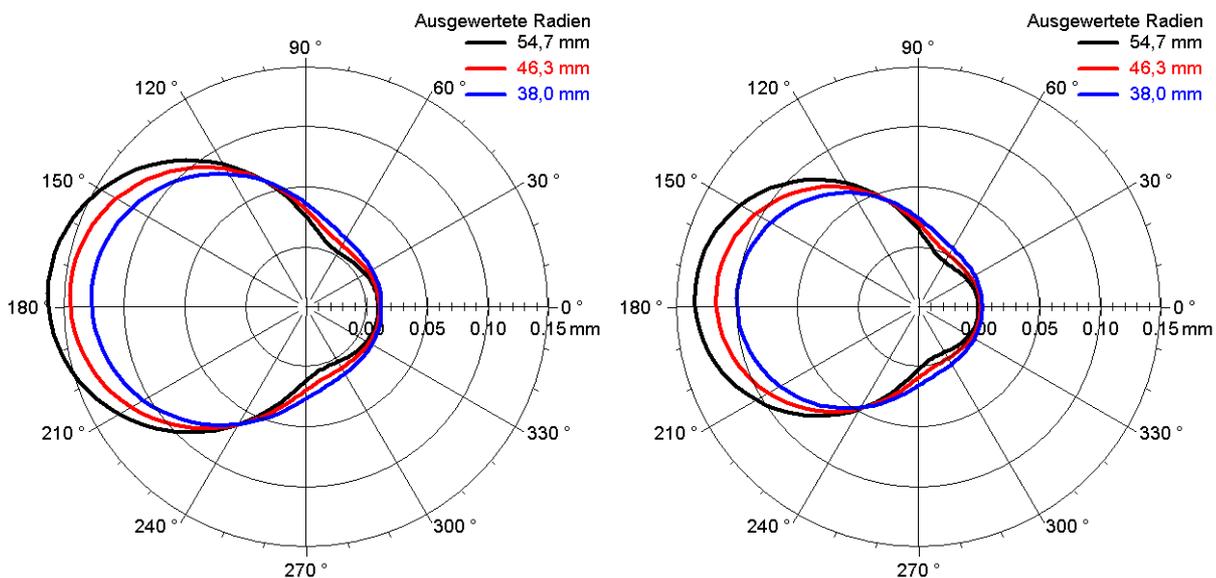


Abbildung 6.16: Verformung in axialer Richtung in der Mitte der Klebstoffschicht in Abhängigkeit der E-Moduln des Klebstoffs (links 100 Mpa, rechts: 3200 Mpa). Parameter: Axialkraft $S = 33 \text{ kN}$, Kettenzug: $Z_1 + Z_2 = 7 \text{ kN}$, Drehmoment: $M_{ab} = 175 \text{ Nm}$, $\varphi = 180^\circ$

Die Deformationen zeigen qualitativ einen ähnlichen Verlauf, zu erkennen ist jedoch, dass bei der LSS mit hohem E-Modul am äußeren Durchmesser eine negative Verformung auftritt. An diesen Stellen wechselt die Spannung innerhalb der LSS von Druck auf Zug.

Lösung 2: Trennung der Hauptfunktionen

Bei der zweiten Ausführung wird eine Trennung der Hauptfunktionen angestrebt. Die Funktion *Lage festlegen* wird in axialer Richtung durch Formschluss mit dem Scheibenhalter realisiert. In radialer Richtung wird dafür eine zusätzliche LSS eingeführt. Diese definiert die radiale Lage der Kegelscheibe und nimmt Kräfte in radialer Richtung auf. Diese LSS und die Kegelscheibe sind als Schrumpfverband ausgeführt. Über eine zusätzliche Klebefuge wird sichergestellt, dass die Funktion *Kräfte übertragen* auch bei maximaler Betriebstemperatur gewährleistet ist, bei der die Pressung in der Fuge der Schrumpfverbindung Halter – Scheibe aufgrund der unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten abnimmt.

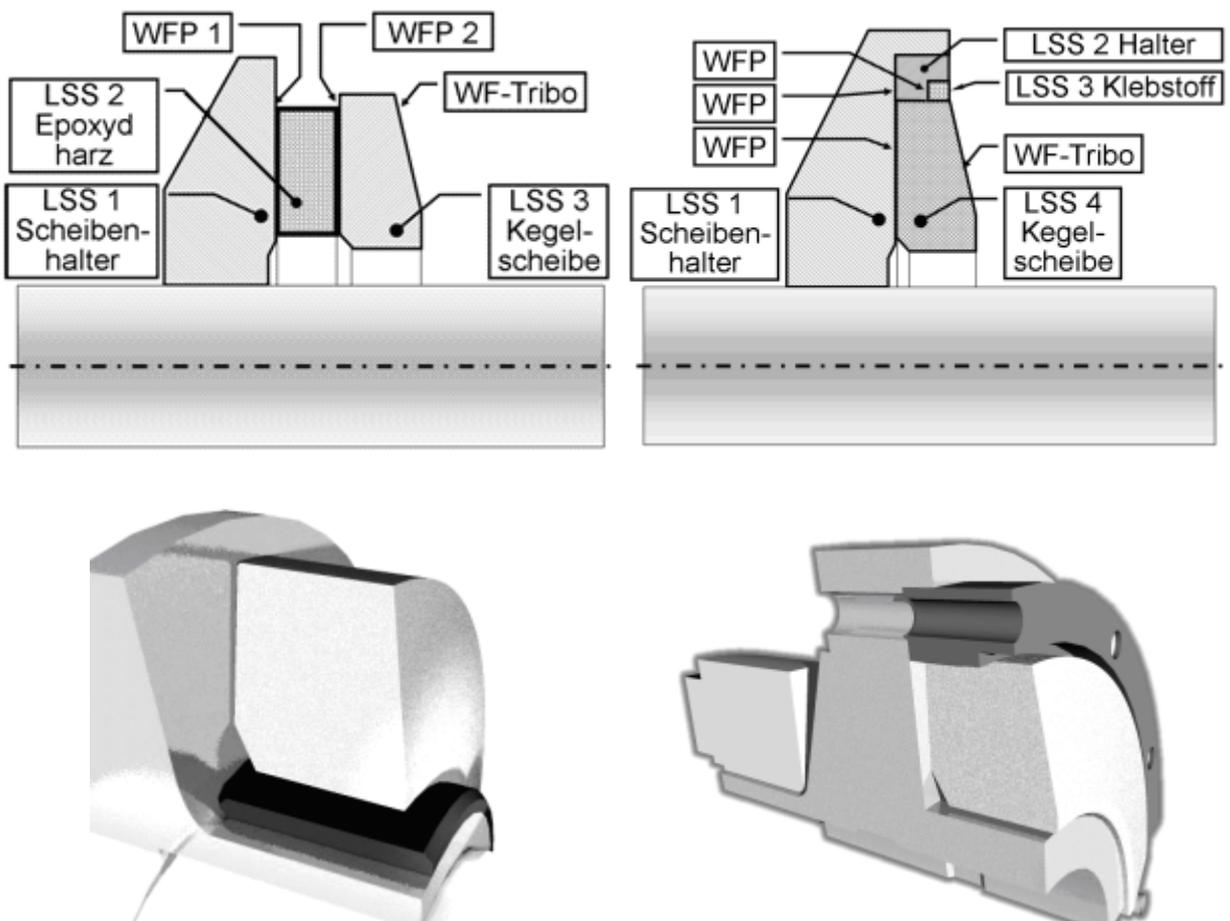


Abbildung 6.17: Integration der Kegelscheibe in die Systemumgebung, Lösung 1 links, Lösung 2 rechts, oben schematische Darstellung, unten Umsetzung in CAD

In Abbildung 6.17 sind beide Lösungen schematisch und in der Umsetzung als CAD-Modell gezeigt.

Die nachfolgenden Abbildungen zeigen Halbschnitte durch die vollständige Prüfzelle mit Scheibenhalter und Kegelscheibe. Die Drehmomentübertragung zur Wegscheibe erfolgt beim Scheibenhalter des Konzepts „Klebung“ über mehrere am Umfang angeordnete Gleitsteine, die im Schnitt nicht sichtbar sind

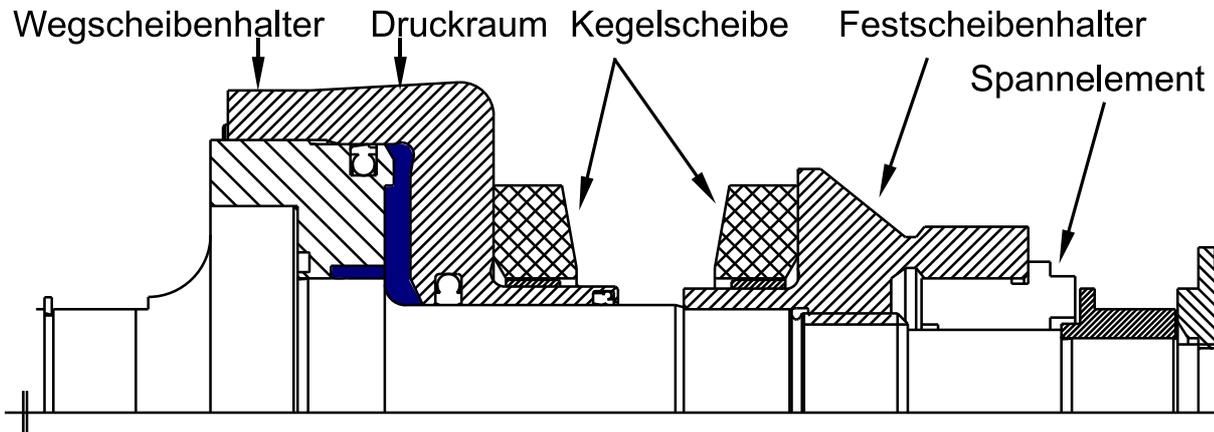


Abbildung 6.18: Halbschnitt der Prüfzelle mit Scheibenhalter "Klebung"

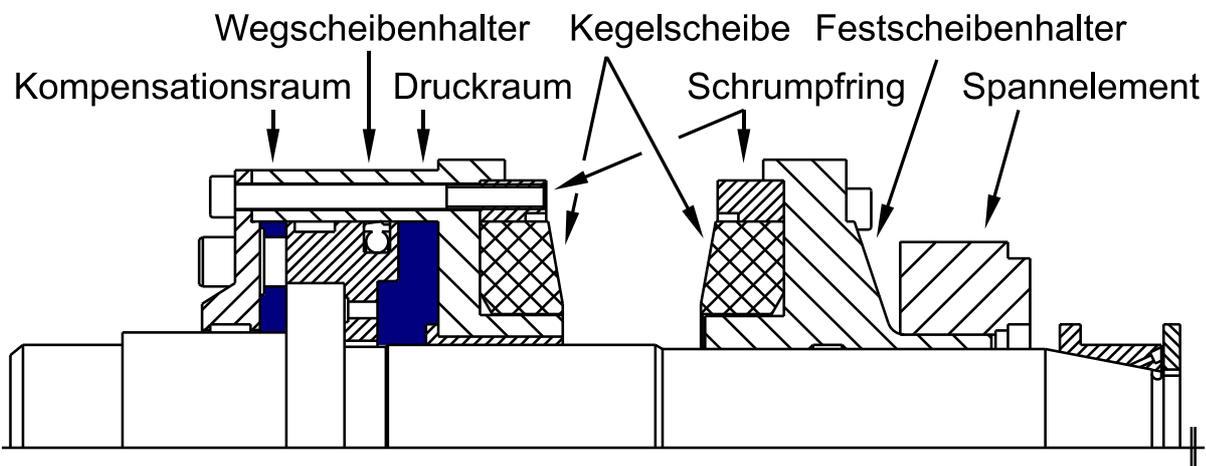


Abbildung 6.19: Halbschnitt der Prüfzelle mit Scheibenhalter "Schrumpfverband"

Anhand des Festscheibenhalters, jeweils in der rechten Hälfte der Abbildung ist deutlich zu erkennen, dass die Klebung praktisch keinen zusätzlichen radialen Bauraum benötigt. Die relativ dazu deutlich größere Wegscheibe (vgl. Abbildung 6.18 links) ist im ersten Produktentwurf dazu gewählt, um eine große Kolbenfläche zu erhalten und damit bei gegebenem maximalem Hydraulikdruck eine möglichst hohe Anpresskraft erreichen zu können. Basierend auf ersten experimentellen Ergebnissen dieser Variante wird der Druckraum für Variante 2 „Schrumpfverband“ umgestaltet und kleiner gewählt (vgl. Abbildung 6.19 links).

6.4 Produkt-Ausarbeitung

Aus der Zielsystemdefinition ergibt sich, dass beide entwickelten Lösungen zur Einbindung der Kegelscheibe – Variante 1: *Klebung* und Variante 2: *Schrumpfverband* – gleichermaßen für die Al_2O_3 -Keramik wie auch für die 100Cr6 Stahl-Kegelscheibe Gültigkeit besitzen müssen. Diese Ableitung aus dem Zielsystem fließt bereits in die Prozesse der Gestaltungsphase. Beide Lösungen werden ausgearbeitet und zur Validierung der Konzepte im Variator-Prüfmodul untersucht.

Zunächst wird die Variante 1 *Klebung* umgesetzt und entsprechend der Empfehlungen des Klebstofflieferanten appliziert. Die metallischen Wirkflächen werden mit Isopropylalkohol entfettet und mit einer offenen Gasflamme einer Propan-Butan-Silan-Gasmischung kurz überstrichen. Anschließend kann die Wirkfläche mit einem flüssigen Haftverbesserer benetzt werden. Der zwei-Komponenten Epoxidharzklebstoff wird über eine Dosiervorrichtung zugeführt und dabei



Abbildung 6.20: Festscheibenhalter Variante "Klebung" mit Al_2O_3 Kegelscheibe

automatisch vermischt. Die keramische Wirkfläche benötigt keine spezielle Vorbehandlung. Die relativ große Rauheit der kreisringförmigen keramischen Wirkfläche und die unpolare Oberfläche sorgen für eine gute Verbindung im Wirkflächenpaar zwischen der LSS Klebstoff und der Tragstruktur des keramischen Al_2O_3 -Körpers.

Generalisiert betrachtet erzeugt die Einführung der LSS Klebung „K“ eine stoffschlüssige Verbindung zwischen den Wirkflächen zweier Tragstrukturen „A“ und „B“. Dabei entstehen zwei neue Wirkflächenpaare A-K und K-B. Die Belastbarkeit dieses Systems wird durch die minimale Belastbarkeit von LSS A, LSS B, LSS K, WFP A-K und WFP K-B begrenzt. Weisen die für die stoffschlüssige Verbindung relevanten Wirkflächen der Tragstrukturen „A“ und „B“ unterschiedliche Eigenschaften auf, so steigen die Anforderungen an den Klebstoff entsprechend, denn seine Wirkflächen müssen in beiden Wirkflächenpaarungen ähnlich belastbare stoffschlüssige Verbindungen erzeugen.

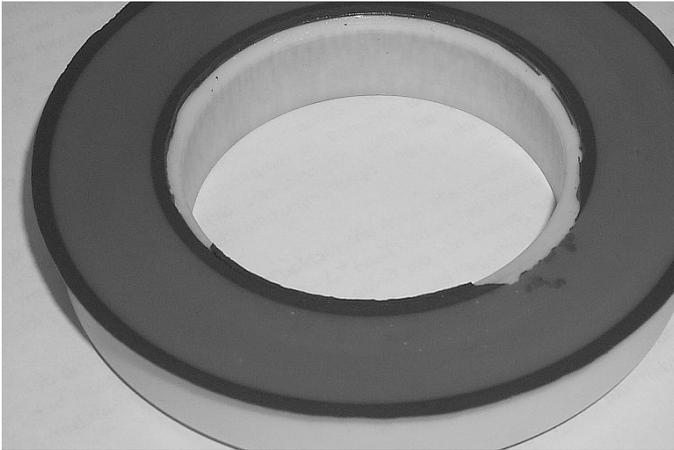


Abbildung 6.21: Defekt im WFP Scheibenhalter-Klebstoff nach Betriebsbelastung. Parameter:
Klebstoff Typ 1895, E-Modul = 3200 Mpa
Scheibenhalter: 42CrMo4, feingedreht

Die gute Verbindung von Klebstoff und Al_2O_3 -Kegelscheibe spiegelt sich auch im Versagensbild wieder, das bei einem Prüflauf mit Temperaturen bis 100 °C auftrat. In Abbildung 6.21 ist zu erkennen, dass die Bauteilverbindung ausgehend vom WFP1¹²⁷ versagt. Das WFP1 formiert sich aus der Wirkflächen des metallischen Scheibenhalters und der des Epoxidharzklebstoffs, während sich das WFP2¹²⁷ aus Epoxidharzklebstoff und Al_2O_3 -Keramik zusammensetzt. Eine

durch Temperaturänderung hervorgerufene unterschiedliche Dehnung von Keramik-Kegelscheibe und Stahl-Scheibenhalter muss im Bereich der LSS ausgeglichen werden. Bei gleicher Dehnung bewirkt ein hoher E-Modul eine entsprechend hohe (Scher-) Spannung in der LSS Klebstoff. In oben dargestelltem Versuch wurde dabei augenscheinlich die Belastbarkeit des WFP1 überschritten. Der Versuch wurde ohne Beanstandung mit einer anderen Klebstofftype¹²⁸ wiederholt, die bei annähernd gleicher Zug-Scherfestigkeit ein deutlich geringeren E-Modul und deutlich höhere Bruchdehnung aufweist.

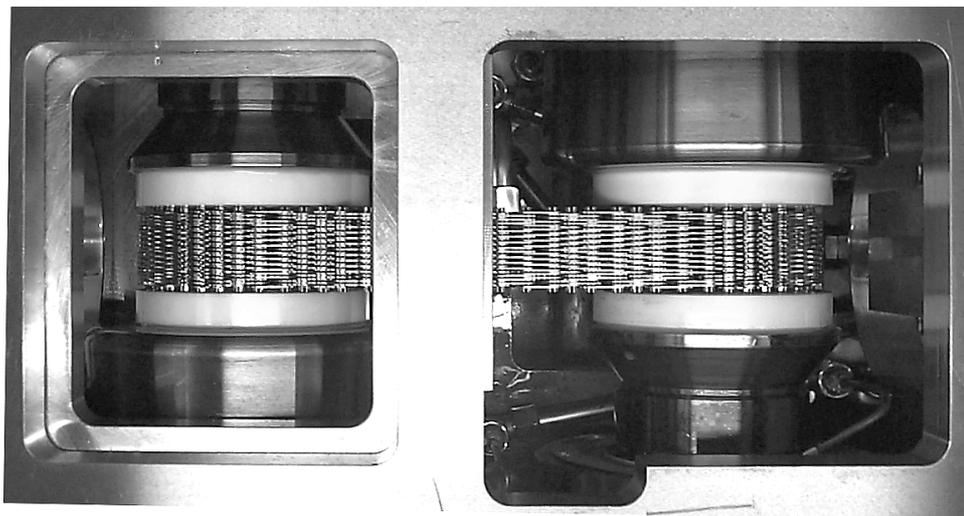


Abbildung 6.22: Al_2O_3 -Kegelscheiben und WD-Kette im Variatorprüfmodul
Einbindung in das Prüfmodul nach Variante 1 „Klebung“

Der Klebstoff stellt eine stoffschlüssige Verbindung zwischen dem Prüfling Kegelscheibe und dem Scheibenhalter (vgl. Abbildung 6.22) dar. Zum Wechseln des Prüf-

127 Siehe Abbildung 6.17 links oben

128 Typ DELO 1891

lings muss diese stoffschlüssige Verbindung getrennt werden. Wegen der guten Chemikalienbeständigkeit der Klebstoffe muss diese LSS durch Einlagerung der gesamten Bauteilverbindung bei 300 °C für die Dauer von 90 Minuten im Ofen thermisch zerstört werden.

Beim Einsatz von ausschließlich stoffschlüssig angebondenen Kegelscheiben in realen CVT-Variatoren muss das nicht triviale Alterungsverhalten der LSS Klebung unter komplexer thermischer, mechanischer und Öl-chemischer Belastung eingehend untersucht werden. Im kurzzeitigen Prüfbetrieb sind mit der zweiten Klebstofftype keine Ausfälle aufgetreten.

Die Variante „Schrumpfverband“ des Scheibenhalters (vgl. Abbildung 6.23) stellt für den Prüfbetrieb eine neue Vorgehensweise dar: die Kegelscheiben-Prüflinge werden nun bereits außerhalb der Umgebung „Prüfwelle“ vorbereitet und appliziert. Ein metallischer Ring mit Übermaßpassung wird thermisch auf eine Kegel-

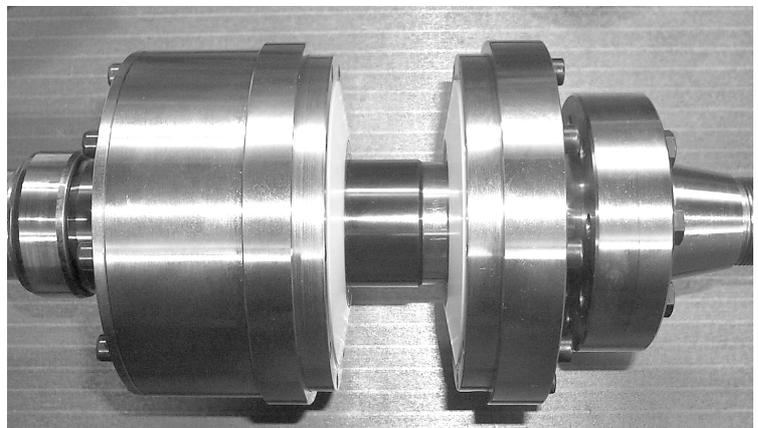


Abbildung 6.23: Prüfwelle mit Al_2O_3 -Kegelscheiben
Scheibenhalter Variante 2 „Schrumpfverband“

scheibe – metallisch oder aus Keramik – geschrumpft. Nach dem Temperatenausgleich wird zur zusätzlichen Absicherung eine Fuge zwischen Schrumpfring und Scheibe mit Klebstoff vergossen, um darüber die Drehmomentübertragung auch bei hohen Temperaturen sicherzustellen, bei denen die Fugenpressung der Paarung 42CMo4 – Al_2O_3 aufgrund der unterschiedlichen thermischen Ausdehnungskoeffizienten nachlassen kann.

Bei der Produktausarbeitung der Scheibenhalter und deren Einbindung in das Prüfmodul sind unterschiedliche Vor- sowie Nachteile erkennbar: Die Lösung 1 mit Klebung eignet sich für einen automatisierten Montageprozess, weil nur wenige zusätzliche Komponenten erforderlich sind und die Anforderungen an die Form der Wirkflächen zur LSS Klebstoff relativ gering sein können. Ebenso wird für die Verbindung selbst wenig zusätzlicher Bauraum benötigt. Die Version 2 mit Außenzentrierung und zusätzlichem Zwischenelement ist hingegen besser für den Einsatz im Prüfmodul geeignet, weil die Montage der Kegelscheiben bereits außerhalb des Moduls leicht vorbereitet werden

kann. Im Prüfmodul selbst sind beim Einbau dann nur noch Schraubverbindungen herzustellen. Die komplettierte Einheit - Welle mit Prüflingen - ist dann sofort wieder einsatzbereit.

Durch die vollständig formschlüssige Anbindung der Prüflinge in die Systemumgebung kann im Gegensatz zur Version 1 eine mögliche Taumelbewegung, hervorgerufen durch – wenn auch geringe – axiale Verformung des Klebstoffs ausgeschlossen werden. Diese Taumelbewegung der Scheibe ist mit der Bewegung, die aus vergrößertem Kippspiel resultiert vergleichbar und würde sich dann den Systemwirkungsgrad ebenso ungünstig beeinflussen.

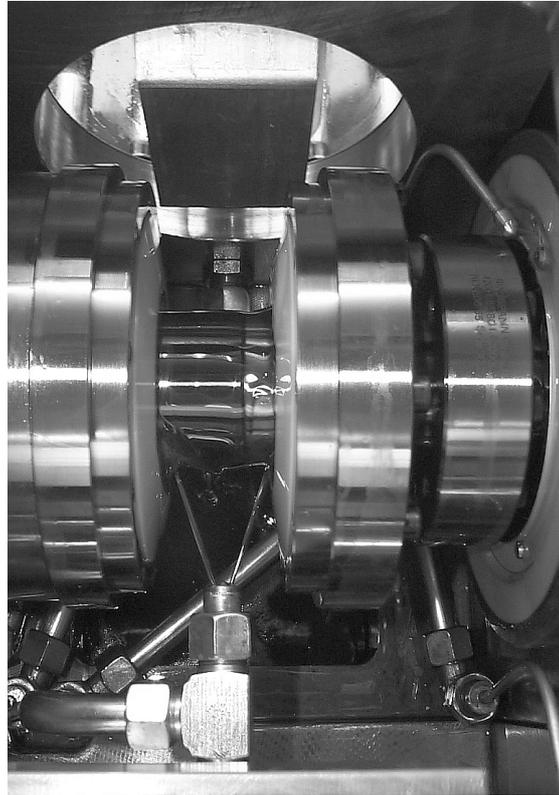


Abbildung 6.24: Welle im Prüfmodul eingebaut mit Schmierölaufuhr

6.5 Modellkette

Für die erste Umsetzung ingenieurkeramischer Werkstoffe in einem Demonstratorsystem für CVT-Getriebe wird das im Seriengetriebe eingesetzte Umschlingungsmittel verwendet¹²⁹. Damit ist eine Friktionswirkfläche bereits festgelegt.

Um diese Einschränkung aufzuheben und gemäß der Zielsystemdefinition alle denkbaren Friktionspaarungen darstellen zu können, wird ein Umschlingungsmittel entwickelt, in dem monolithische, ingenieurkeramische Elemente belastungsgerecht integriert werden. Damit kann die Kraftübertragung im Friktionswirkflächenpaar Kegelscheibe – Kettenbolzen auch für eine Keramik-Selbstpaarung untersucht werden. Die Ketten werden im Prüfmodul mit der aktuellen Kegelscheibengeometrie eingesetzt.

Nachfolgend wird basierend auf der Arbeit von *Bernhardt*¹³⁰ das dazu methodisch erarbeitete Konzept dargestellt, das weiter als *Modellkette* bezeichnet wird. Das Gesamtsystem wird zunächst in die Teilsysteme *Verbindung Keramik – Stahl* und *Kraftübertragung in Längsrichtung* unterteilt. In der Konzeptfindungsphase werden Lösungen über Morphologie entwickelt und über definierte Kriterien bewertet.

Aus kinematischen und geometrischen Betrachtungen wird zunächst abgeleitet, dass die Modellkette eine Laschenkette mit mittig, auf der neutralen Faser der Kette angeordneten Bolzen sein sollte, damit Gleitbewegungen der Bolzen durch scheinbare Teilungsänderung beim Ein- und Auslauf in die Umschlingung möglichst gering gehalten werden. Aus Gründen der einfacheren Herstellbarkeit sind die einzelnen Laschen über ein Scharniergelenk verbunden. Damit ist zu erwarten, dass dieses Umschlingungsmittel höhere innere Verluste aufweist als die multitronic-CVT-Kette mit Wiegegelenken. Im Prüfmodul werden daher sowohl 100Cr6 Stahlbolzen als auch Keramikbolzen eingesetzt. Über diese vergleichenden Untersuchungen können die Einflüsse der unterschiedlichen Kettenkonzepte und der Friktionswirkflächenpaarungen isoliert herausgearbeitet werden.

Die minimale Kettenbreite ist über geometrische Zusammenhänge von Kegelscheibenwinkel, Spreizung sowie über eine zulässige Flächenpressung im Wiegegelenk be-

129 Siehe dazu Kap. 6.2.1 Vereinfachungen

130 Bernhardt 2004

grenzt. Die maximal mögliche Breite der Kette wird aufgrund des elastischen Verformungsverhaltens durch einen zur Kettenmitte abnehmenden und zur Außenseite zunehmenden Traganteil der Laschen begrenzt.

Zum Erreichen einer möglichst hohen axialen Steifigkeit und geringer Streuung des Abstands der Wirkflächen beiderseits der Kette werden einteilige keramische oder

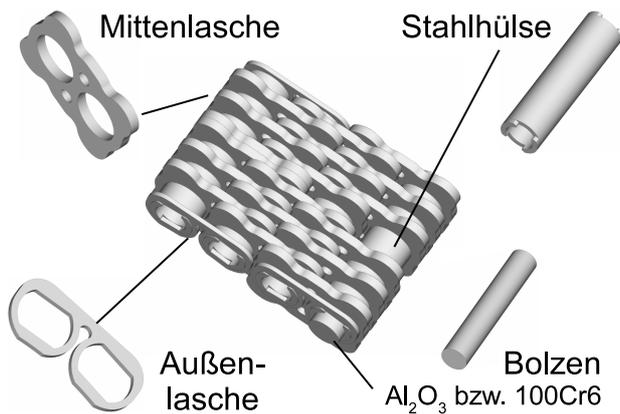


Abbildung 6.25: Modellkette zur Untersuchung der Al_2O_3 - Selbstpaarung im Variatorsystem (nach Bernhardt)

metallische Kettenbolzen eingesetzt, die die gesamte geforderte Breite aufweisen. Diese werden in eine metallische Hülse eingepresst oder eingeklebt. Die Hülse bildet dabei mit der Kettenlasche das Wirkflächenpaar für die Kraftübertragung in Kettenlängsrichtung. Eine TiAlN-Beschichtung der Hülsen zielt darauf ab, den Verschleiß im Kettengelenk zu minimieren. Jeweils zwei Stahlhülsen werden

über eine Außenlasche gegen Verdrehung fixiert. Durch diese Trennung der Funktionen von Krafteinleitung und Kraftübertragung in Längsrichtung wird eine hohe Steifigkeit in axialer Richtung erreicht und gleichzeitig die relativ geringe Eignung der keramischen Bolzen gegenüber wechselnder Zug- bzw. Biegebeanspruchung wie sie bei der Krafteinleitung in Längsrichtung auftritt, umgangen.

7 Validierung

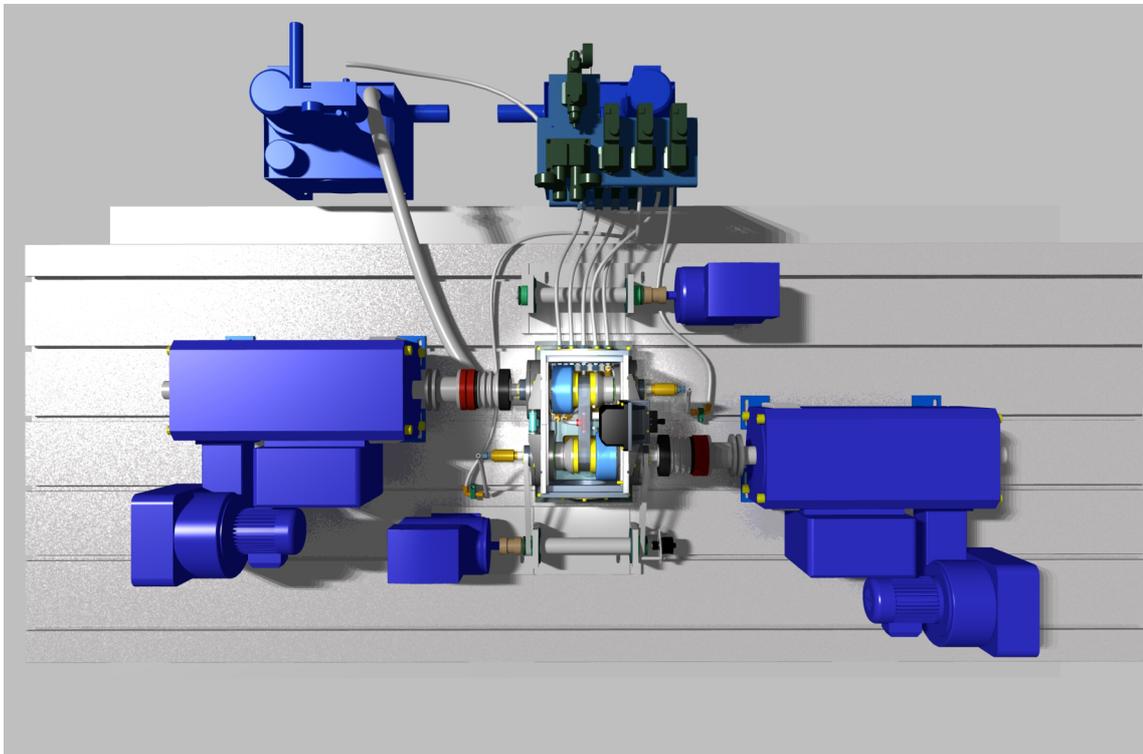


Abbildung 7.1: Prüfungsumgebung Zweimaschinenprüfstand mit CVT-Variatorprüfmodul

Die Systemkomponenten werden im Variator-Prüfmodul zur Validierung des Konzepts unter realitätsnahen Betriebsparametern untersucht. Die veränderbaren Systemkomponenten sind dabei Umschlingungsmittel, Kegelscheiben in entsprechendem Modifikationszustand und das Zwischenmedium. Das Variator-Prüfmodul mit den austauschbaren Prüfrägern ist in den universellen Zweimaschinenprüfstand integriert. Über die vom Leitrechner steuerbaren peripheren Systeme wird das Prüfmodul mit mechanischer und hydraulischer Energie versorgt. Der Aufbau ist detailliert in Kap 5.1 beschrieben.

7.1 Versuchsführung

Über den Steuerrechner werden die verschiedenen Prüflinge mit jeweils den gleichen Sollwertprofilen in der Reihenfolge Einlaufprozedur, ζ_{max} -Untersuchungen und Verschleißlauf beaufschlagt. Damit ist eine größtmögliche Vergleichbarkeit der Ergebnisse sichergestellt.

7.1.1 Untersuchungen zum Anpresskraftbedarf

Das grundsätzliche Kraftübertragungspotenzial der verschiedenen Tribopaarungen kann aus dem Anpresskraftbedarf abgeleitet werden. Diese Untersuchungen werden mit dem Scheibenhalter der Variante 1 *Klebung* durchgeführt. Charakteristisch ist dabei, dass das Kegelscheibenpaar der Antriebsseite über eine Distanzhülse verblockt ist. Diese sorgt dafür, dass der Laufkreisdurchmesser der Kette mit $d_{an} = 90,8$ mm genau zu einer Übersetzung von $i = 1:1$ führt. Bei vorgegebener Antriebsdrehzahl und Öltemperatur wird der Anpressdruck der Abtriebsseite in Stufen erhöht. Auf jeder Stufe wird das Drehmoment ausgehend von Null so lange gesteigert, bis die gemessene Drehzahl der Abtriebswelle den Wert im lastfreien Zustand um 2 % unterschreitet.

7.1.2 Bestimmung der Systemreibungszahl

Die Systemreibungszahl wird indirekt über die ζ_{max} -Methode¹³¹ ermittelt. Während der Prüfläufe wird bei gleichbleibender Drehzahl und Schmieröltemperatur der Druck im Abtriebsscheibensatz von Druckstufe zu Druckstufe erhöht. Der Druck im Antriebs-scheibensatz wird dabei vom Steuerungsrechner so nachgeführt, dass die Übersetzung stets den Wert $i = 1$ behält. Pro Druckstufe wird dann die Drehmomentlast der Abtriebs-seite mit stets gleichem Gradient so lange erhöht, bis die Stützung ζ – aufgetragen über dem Drehmoment – den Scheitelpunkt erreicht. Die Systemreibungszahl wird im Nachgang zur Messung über beide in Kapitel 4.6.2 vorgestellten Berechnungsmethoden bestimmt.

7.1.3 Prüfläufe zur Verschleißuntersuchung

Um eine Aussage über den Verschleißwiderstand des tribologischen Systems zu gewinnen, wird der Variator in einem zweistufigen Belastungskollektiv betrieben.

Auf jeder der beiden Stufen mit 40 Minuten Dauer ist die Antriebsdrehzahl konstant bei $n_{an} = 500$ $1/min$ bzw. $n_{an} = 1.500$ $1/min$. Das Bremsmoment am Ausgang des Variators wird konstant auf $M_{ab} = 120$ Nm geregelt, während die Übersetzung stetig zwischen $i_{min} = 0,8$

131 Vgl. Kapitel 4.6.1 Experimentelle Bestimmung des übertragbaren Drehmoments

und $i_{max} = 1,25$ verstellt wird. Dadurch ergibt sich eine mittlere durchgesetzte Leistung von $P_1 = 6,3$ kW auf der ersten und $P_2 = 18,9$ kW auf der zweiten Stufe des Verschleißkollektivs. Der Verlauf ist in Abbildung 7.2 dargestellt.

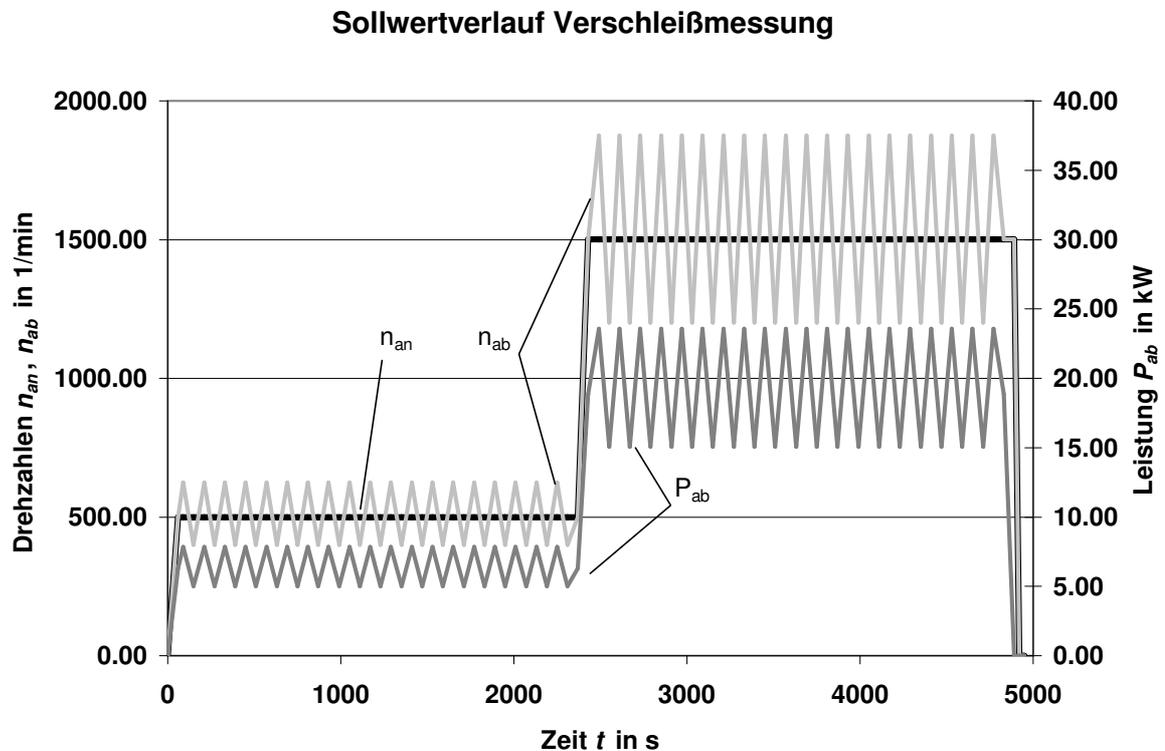


Abbildung 7.2: Sollwertprofil Verschleißversuche

7.1.4 Untersuchungen zum Körperschallverhalten

Um mögliche Auswirkungen auf das Abstrahlverhalten des Prüfgetriebes zu identifizieren, werden Untersuchungen zum Akustik- bzw. Körperschallverhalten durchgeführt. Am Variatorprüfgehäuse ist ein Beschleunigungssensor angebracht, dessen Signal direkt an ein kalibrierbares Aufzeichnungsgerät geleitet wird. Die dabei registrierten Messschriebe werden im Nachgang über eine Spezialsoftware ausgewertet¹³². Die Messungen werden in der Übersetzung $i = 1:1$ bei den Drehzahlen $n_{an} = 180$ 1/min und $n_{an} = 1500$ 1/min sowie mit Drücken am Abtriebsscheibensatz von $p_{ab} = 6, 18$ und 24 bar vorgenommen.

132 Sensor: Brüel & Kjaer Deltatron 4396, Recorder: Cortex NC10, Software: Cortex Viper

7.2 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

7.2.1 Einfluss der Lagerreibung

Die in Kapitel 5.2.3 beschriebene konstruktive Lösung zur Kompensation der Lagerreibung an den Hauptlagern der Wellen wird im Regelfall mit einer gewissen Drehzahldifferenz zur Hauptwelle betrieben, um die Lager korrekt zu belasten. In Abbildung 7.3 sind die Wirkungsgrade des Variators bei veränderter Differenzdrehzahl der Nebenantriebe zur Reibungskompensation dargestellt.

Die Versuche wurden jeweils mit Al_2O_3 -Kegelscheiben und FVA-Öl bei zwei verschiedenen Anpressdrücken und 100 Nm Drehmoment an der Abtriebsseite durchgeführt. Die Kettzugkraft und damit die Lagerbelastung verändern sich entsprechend. Bei den in Abb. 7.3 dargestellten Teillast-Betriebspunkten ist erkennbar, dass der Variator-Wirkungsgrad ohne Kompensation der Lagerreibung etwa 2 % niedriger gegenüber dem kompensierten Wert gemessen wird. Die Lagerungs- und Dichtungsreibung beträgt 300 W bei $\Delta n = 600 \text{ }^1/\text{min}$.

Gut zu erkennen sind die Punktsymmetrie zum Punkt bei Drehzahldifferenz Null und der steile Gradient in diesem Bereich, der auch so in der Literatur zu Wälzlagern zu finden ist¹³³. Die Verlustleistungen von etwa 150 bzw. 220 W bei Drehzahldifferenz Null entsprechen den reinen Variatorverlusten in den beiden Betriebspunkten. Eine Weiterentwicklung des Steuerungsprogramms speziell für Wirkungsgradmessungen kann bei quasistatischen Betriebspunkten je eine Messung beispielsweise bei plus 400 und bei minus 400 Umdrehungen durchführen und daraus kann das Drehmoment ohne Einfluss der Lager- und Dichtungsreibung durch Mittelwertbildung bestimmt werden. Bei dynamischen Messungen wird die Differenzdrehzahl weiterhin auf Null nachgeregelt. Aufgrund des steilen Gradienten der Kurve im Bereich von Drehzahldifferenz Null ist die Regelgüte dabei ausschlaggebend für die Güte der Kompensation.

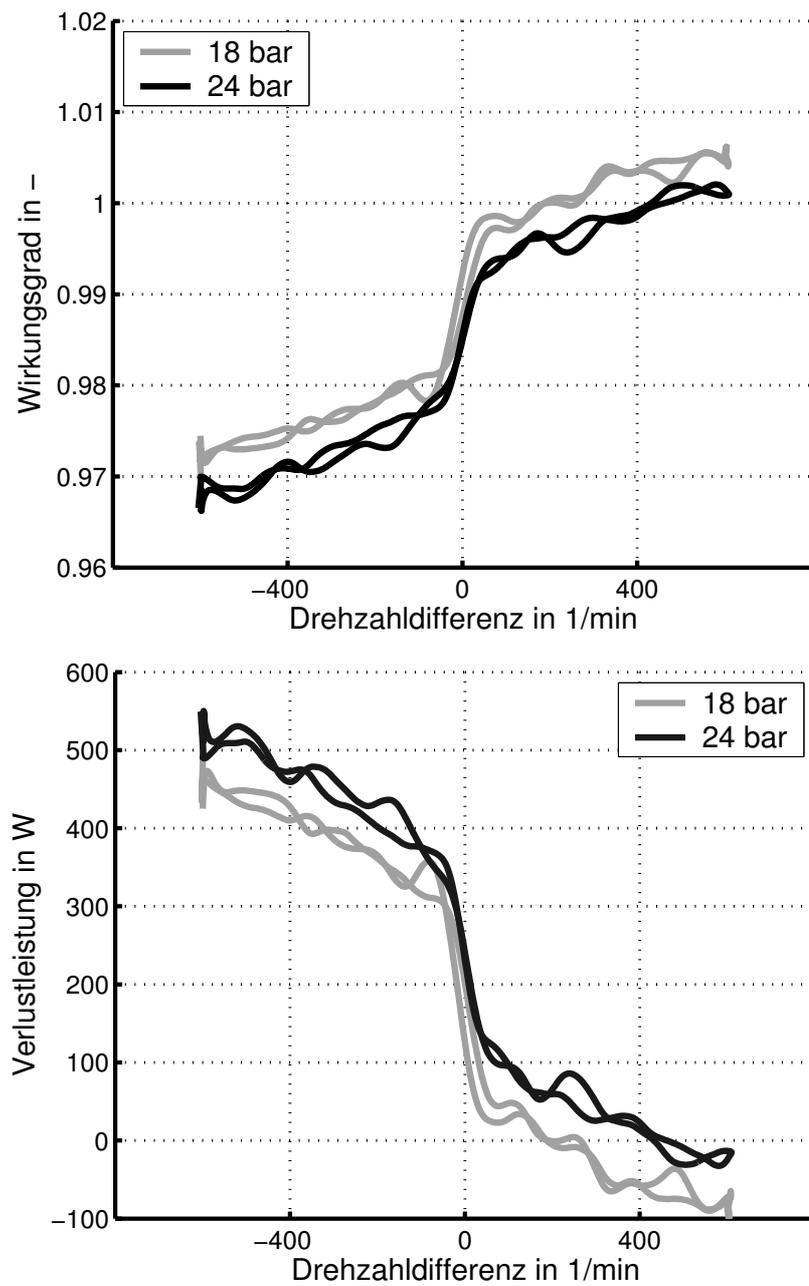


Abbildung 7.3: Wirkungsgrad (oben) und Verlustleistung (unten) des Variators in Abhängigkeit der Differenzdrehzahl der Lagerung. Parameter: $n_{an} = 1600 \text{ }^1/\text{min}$, $M_d = 100 \text{ Nm}$, Al_2O_3 -Kegelscheiben „mittel“, FVA-Öl Nr. 3

7.2.2 Gegenüberstellung der Methoden zur Reibwertbestimmung

In Kapitel 4.6.2 sind zwei Verfahren zur Berechnung einer Reibungszahl im Betrieb für das tribologische System CVT-Variator dargestellt. Nachfolgend ist das Verhältnis der beiden Berechnungsansätze dargestellt. Bei der ersten Methode wird das Verhältnis von übertragenem Drehmoment im ζ_{max} -Punkt zu senkrecht im Friktionswirkflächenpaar vorhandener Anpresskraft berechnet und als Systemreibungszahl μ_S bezeichnet.

Die zweite Methode liefert die als μ_{FMd} bezeichnete Reibungszahl nach *Sauer* und *Dittrich*, bei der zusätzlich die Gesamtzugkraft als Summe aus Kraft im Zug- und im Leertrum des Umschlingungsmittels berücksichtigt wird. Die Gesamtzugkraft wird indirekt als Abstützkraft zwischen festem und verschieblichem Gehäuseteil des Prüfmoduls¹³⁴ gemessen.

In Abbildung 7.4 ist das Verhältnis der Systemreibungszahl μ_S zur Reibungszahl nach *Sauer* und *Dittrich* μ_{FMd} dargestellt. Aufgrund der Messung in ζ_{max} -Punkten kann als Übersetzung definitionsgemäß $i = 1:1$ gesetzt werden. Beiden Berechnungen liegt jeweils der gleiche Drehmomentwert zugrunde. Bei der Berechnung der Systemreibungszahl ist die Anpresskraft eine zusätzliche variable Größe, während bei der Berechnung von μ_{FMd} die Messgröße Gesamtkettenzug eingeht.

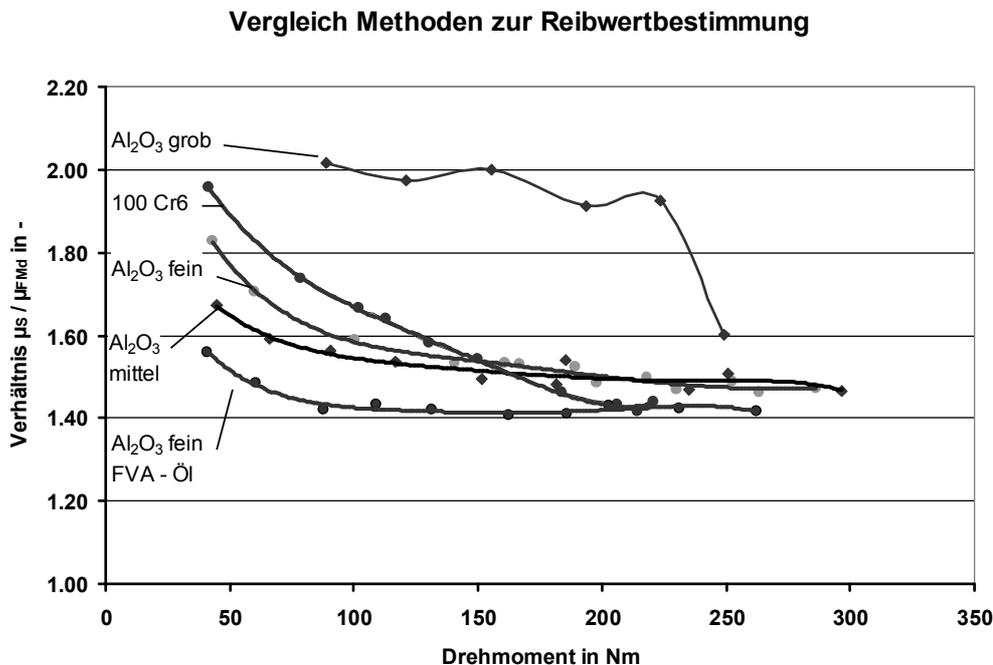


Abbildung 7.4: Verhältnis der Systemreibungszahl μ_S zur Reibungszahl μ_{FMd} nach *Sauer* und *Dittrich*. Messung erfolgt in den ζ_{max} -Punkten.

¹³⁴ Der Aufbau des Gehäuses ist in Kapitel 5.2.1 beschrieben

Die Kurve zu Al_2O_3 *grob* hebt sich besonders im Bereich mittlerer Drehmomente gegenüber den anderen Graphen ab. Die Verschleißversuche mit dieser Wirkflächenmodifikation wurden wegen zu hohem Verschleiß abgebrochen. Aus diesem Grund wird die Paarung für den Vergleich der Reibungszahlberechnung nicht weiter betrachtet. Alle anderen Wirkflächenpaarungen zeigen einen qualitativ ähnlichen Verlauf und streben bei höheren Drehmomenten gegen Werte zwischen 1,4 und 1,5.

Bei einzelner Betrachtung beider Berechnungsverfahren der Reibungszahlenverläufe über dem Drehmoment zeigt sich allerdings ein nahezu linearer Zusammenhang mit ähnlichen Steigungen pro Paarung, jedoch mit unterschiedlichen Ordinatenabschnitten. Da diese Unterschiede den Quotienten μ_S / μ_{FMd} besonders bei geringen Drehmomenten stärker beeinflussen, ist für einen direkten Vergleich der Berechnungsverfahren nur das Verhältnis im Grenzwertbereich von Bedeutung.

7.2.3 Untersuchungen zum Anpresskraftbedarf

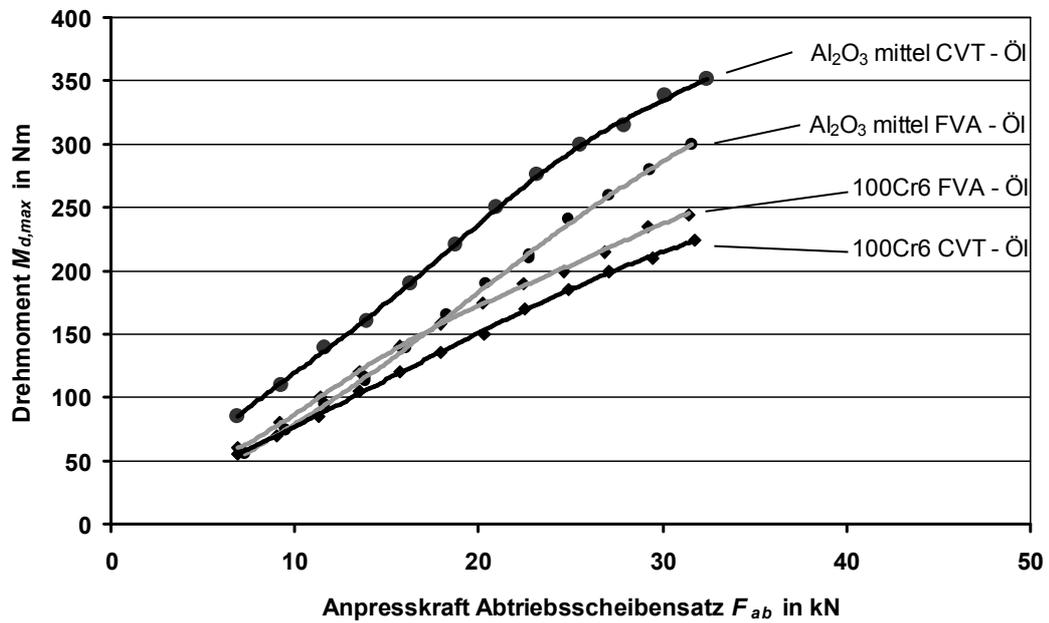
Die experimentellen Untersuchungen zum Anpresskraftbedarf mit dem Designkonzept der Variante 1 erlauben am Bauteilprüfstand eine erste Abschätzung darüber, wie die tribologischen Systeme die in der Zielsystemdefinition verankerten Forderungen nach höherer Leistungsdichte bzw. Maximalleistung erfüllen (Abb. 7.5 a). Dabei werden die Friktionswirkflächenpaarungen $\text{Al}_2\text{O}_3 - 100\text{Cr6}$ und $100\text{Cr6} - 100\text{Cr6}$ jeweils mit den Zwischenmedien CVT-Öl und FVA-Öl Nr. 3 untersucht. Die Kegelscheiben weisen den Oberflächenzustand *mittel* (Al_2O_3) bzw. *geschliffen* (100Cr6) auf.

In Abbildung 7.5 a sind die bei vorgegebener Schlupfgrenze¹³⁵ maximal erzielbaren Drehmomente dargestellt. Das vollsynthetische CVT-Öl zeigt im hybriden Friktionssystem einen günstigen Einfluss, während die 100Cr6-Selbstpaarung damit im Vergleich zur Selbstpaarung mit mineralischem Öl nur geringere Drehmomente übertragen kann. Im Vergleich mit dem hybriden Friktionssystem fällt der flachere Verlauf der 100Cr6 – 100Cr6 Paarungen auf. Untersuchungen mit dem Designkonzept der Variante 2 (Abbildung 7.5 b) zeigen qualitativ den gleichen Verlauf. Die unterschiedlichen Steigungen von hybriden Friktionspaarungen und der 100Cr6-Selbstpaarung sind gleichermaßen gut zu erkennen. Die Ermittlung der Drehmomentgrenze bei vorgegebener Anpresskraft erfolgt bei der Variante 2 nach der Methode ζ_{max} . Die Steigungen der Kurven in der Darstellung *Drehmoment* über *Anpresskraft* sind direkt proportional zur Systemreibungszahl μ_s (siehe Gleichung (3), S. 46).

135 Vgl. Kap. 7.1.1

a)

Drehmoment über Anpresskraft, Konzept: Variante 1



b)

Drehmoment über Anpresskraft, Konzept: Variante 2

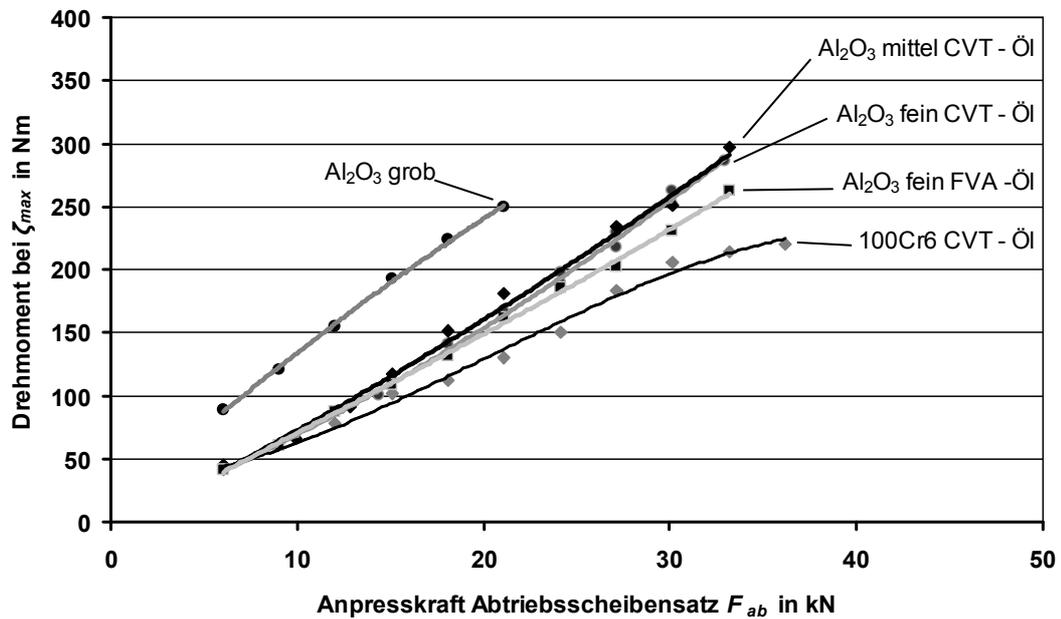


Abbildung 7.5: Anpresskraftbedarf verschiedener Tribosysteme

a) $n_{an} = 900 \text{ 1/min}$, $T_{öl} = 35 \text{ °C}$; b) $n_{an} = 500 \text{ 1/min}$, $T_{öl} = 35 \text{ °C}$.

7.2.4 Verlauf der Stützung

Die Durchführung der ζ_{max} -Versuche zeigt bei allen Friktionspaarungen ein unterschiedliches Bild. Besonders auffallend ist der Verlauf der Stützungswerte, aufgetragen über dem Drehmoment beim Wirkflächenpaar Al_2O_3 (grob) – 100Cr6 (Abb. 7.6 c). Entgegen bisher bekannter typischer Graphen ist hier kein ausgeprägtes Maximum feststellbar. Bei dieser Parameterkombination wurde der Versuch wegen unzulässig hohem Verschleiß vorzeitig abgebrochen. Die Vermutung liegt nahe, dass sich bei dieser Paarung aufgrund der unterschiedlichen Härte der Wirkflächen der dominierende Kraftübertragungsmechanismus im funktionsrelevanten WFP von Gleitreibung zu Haftreibung verändert hat. Über einen vorherrschenden Anteil von Haftreibung bzw. Mikro-WFP mit Formschluss zwischen den Funktionskontakten im Umschlingungsbogen sind beide Phänomene – hohe Reibungszahl und hoher Verschleiß – erklärbar.

Die Maxima der Stützung nehmen bei der Paarung Al_2O_3 (mittel) – 100Cr6 (Abb. 7.6 b) bei steigenden Drehmomenten zu. Dieser Trend ist auch bei Al_2O_3 (fein) – 100Cr6 (Abb. 7.6 a) in Ansätzen zu beobachten, während die 100Cr6-Selbstpaarung (Abb. 7.6 d) einen leicht degressiven Verlauf der Stützungmaxima aufweist. Eine Normierung, wie sie von *Sue* für Schubgliederbänder direkt und für Wiegedruckstückketten modifiziert beschrieben wird¹³⁶ ist hier in einheitlicher Form nicht möglich und müsste für jedes Friktionssystem getrennt adaptiert werden.

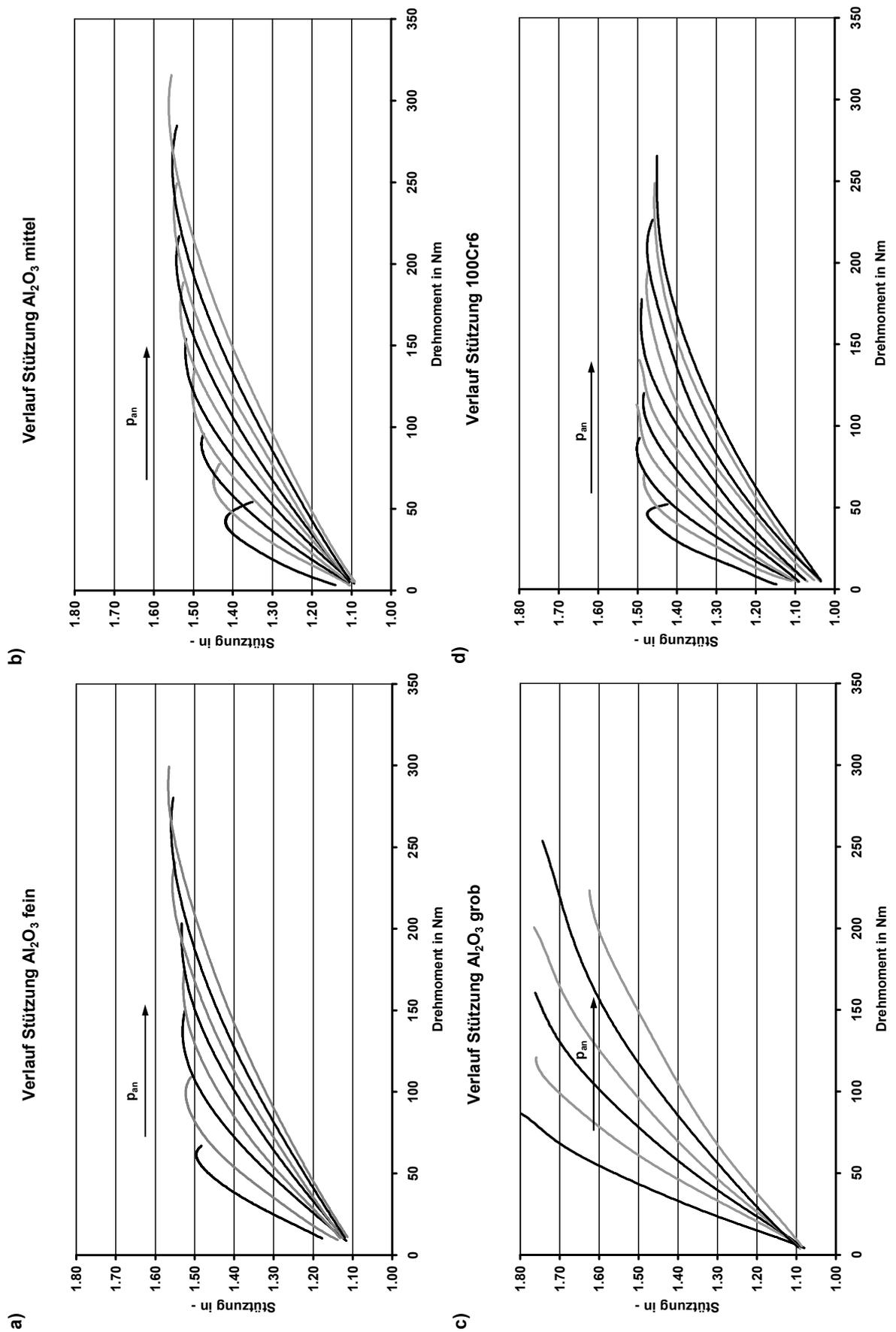


Abbildung 7.6: Stützung ζ über dem Abtriebsdrehmoment für verschiedene WFP-Kombinationen.
 Parameter: $n_{an} = 500 \text{ } ^1/\text{min}$, $T_{öl} = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$, CVT - Öl

7.2.5 Verlauf der Reibungszahl

Die Reibungszahl ist in dem komplexen dynamischen System des Variators aufgrund der unterschiedlichen Bewegungs- und Belastungszustände, die gleichzeitig an verschiedenen Stellen des Umschlingungsbogens herrschen, nicht eindeutig festzustellen. Eine über externe Messwerte berechenbare Größe liefert eine integrale Mittelung über den gesamten Umschlingungsbogen. In Abbildung 7.7 a-d sind jeweils die Reibungszahlen nach beiden Berechnungsmodellen¹³⁷ μ_S und μ_{FMd} aus Messungen in den ζ_{max} -Punkten sowie der Wirkungsgrad η dargestellt.

Die Reibungszahlen werden von unterschiedlichen Drehzahlen nicht beeinflusst. Der Übergang vom Tribosystem Al_2O_3 *fein* – 100Cr6 zu Al_2O_3 *mittel* – 100Cr6 führt zu einer geringfügig höher liegenden Reibungszahl μ_{FMd} bei ansonsten qualitativ gleichem Verlauf. Die Werte steigen mit steigendem Drehmoment von 0,04 auf 0,06 (μ_{FMd}) bzw. von 0,075 auf 0,094 (μ_S) bei Abb. 7.7 a und bei Abb. 7.7 b von 0,05 auf 0,066 (μ_{FMd}) bzw. von 0,08 auf 0,097 (μ_S).

Der Kurvenverlauf beim Friktionswirkflächenpaar Al_2O_3 *grob* – 100Cr6 (Abb. 7.7 c) spiegelt wieder, was bereits beim Anpresskraftbedarf zu erkennen ist: die erzielten Reibungszahlen sind mit Werten von 0,08 bis 0,06 (μ_{FMd}) bzw. 0,14 bis 0,12 (μ_S) zwischen 20 und 40 % höher gegenüber den Modifikationen *fein* und *mittel*. Die 100Cr6-Selbstpaarung liefert Reibungszahlen die sich zwischen 0,035 und 0,05 (μ_{FMd}) bzw. im Bereich um 0,07 (μ_S) bewegen. Hierbei fällt auf, dass die Berechnung nach der Methode *Systemreibungszahl* beim Prüflauf mit höherer Drehzahl zu niedrigeren Werten von $\mu_S' = 0,062$ führt. Allen Paarungen ist gemein, dass der Wirkungsgrad bei steigendem Drehmoment abnimmt. Dabei bewegt sich die 100Cr6 Selbstpaarung mit 95 % - 93 % zwischen Werten den Paarungen von Serienkette mit Al_2O_3 *fein* (95,5 % - 94 %) und Al_2O_3 *mittel* (94 % - 93 %). Berücksichtigt man die im Versuch aufgetretenen sehr hohen Verschleißwerte der Paarung Al_2O_3 *grob* – 100Cr6, so liegen die erzielten Wirkungsgrade mit Werten zwischen 92,5 % und 93,5 % dennoch recht hoch.

137 Siehe auch Kapitel 4.6.2 für die Definition und Kapitel 7.2.2 zum Vergleich der Methoden.

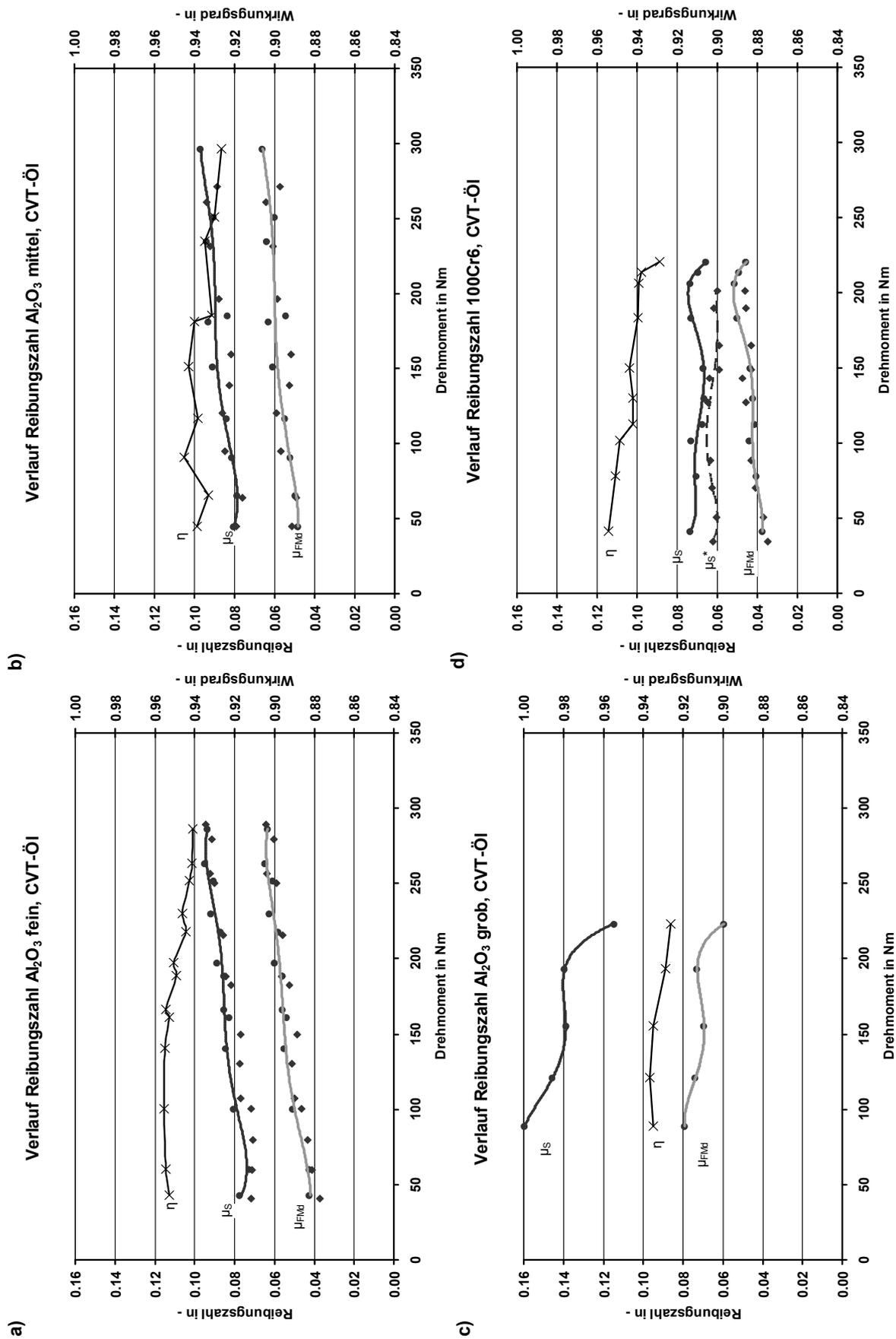


Abbildung 7.7: Reibungszahlen in ζ_{max} -Punkten über dem Abtriebsdrehmoment für verschiedene Modifikationen der Kegelscheibe. Friktionspartner Serienkette, Scheibenhalter Var. 2. $n_{an} = 500 \text{ } 1/\text{min}$ (Kreis), $n_{an} = 1500 \text{ } 1/\text{min}$ (Raute); $T_{öl} = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$, CVT-Öl

Der Einfluss des Zwischenmediums ist in Abbildung 7.8 zu erkennen. Dargestellt sind die Graphen der Reibungszahl und des Wirkungsgrads der Paarungen Al_2O_3 fein – 100Cr6 mit CVT-Öl (a) und FVA-Öl Nr.3 (b).

Die Reibungszahl steigt bei Paarungen mit zunehmendem Drehmoment stetig an, jedoch weist das System mit dem nicht additivierten FVA-Öl Nr. 3 einen flacheren Gradienten bei etwas höheren Anfangswerten auf. Der Gesamtwirkungsgrad bei diesem Zwischenmedium liegt erkennbar etwa 1,5 % unter dem des Systems mit dem vollsynthetischen Schmierstoff CVT-Öl.

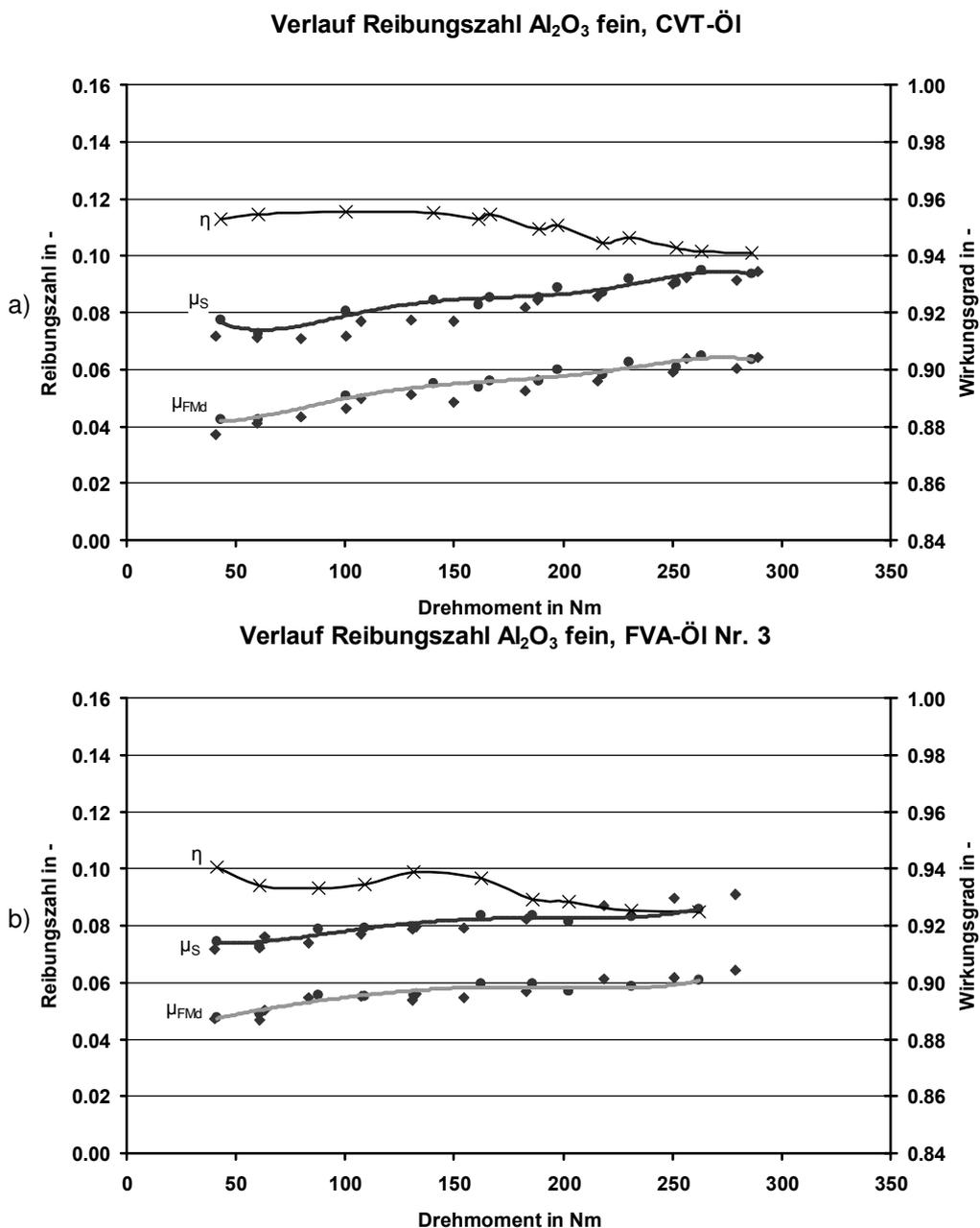


Abbildung 7.8: Reibungszahlverlauf in ζ_{\max} -Punkten der Paarung Al_2O_3 fein – 100Cr6 bei verschiedenem Zwischenmedium. a) CVT-Öl; b) FVA-Öl Nr. 3; $n_{an} = 500$ bzw. $1500 \text{ } 1/\text{min}$, $T_{\text{Öl}} = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$

Die Wirkungsgrade des Prüfvariators mit den untersuchten Tribosystemen sind in Abbildung 7.9 zusammenfassend dargestellt.

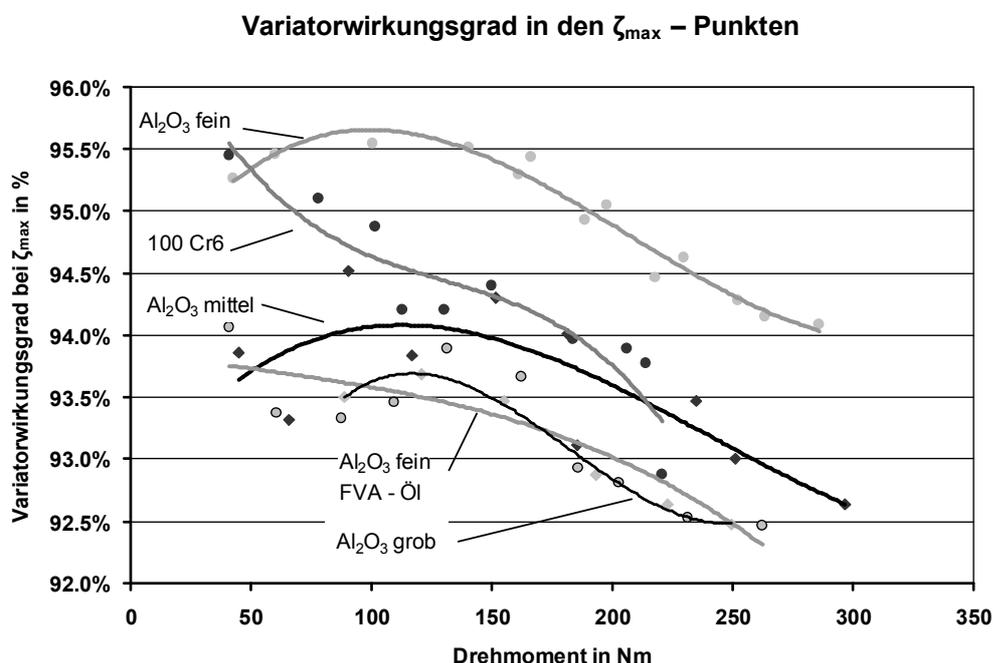


Abbildung 7.9: Gegenüberstellung der Variator - Wirkungsgrade in den ζ_{\max} -Punkten

Die Paarungen mit dem vollsynthetischen Zwischenmedium weisen hier durchweg die günstigeren Werte aus. In dieser Gruppe staffeln sich die Systeme beginnend mit den höchsten Werten in der Reihenfolge Al_2O_3 fein, 100Cr6 und Al_2O_3 mittel. Die mit dem mineralischen Zwischenmedium und dem Kegelscheiben der Modifikation Al_2O_3 fein erreichbaren Wirkungsgrade liegen in etwa gleichauf mit denen der Paarung Al_2O_3 grob beim Einsatz des CVT-Öls. Sämtliche Messungen sind mit dem Scheibenhalter der Variante 2 vorgenommen. Die Lösung zur Kompensation der Lager- und Dichtungsreibung wurde bei diesen Untersuchungen nicht eingesetzt.

7.2.6 Verschleiß der Tribopartner

Bei der Bewertung des Verschleißes wird nach Verschleißqualität und -Quantität unterschieden. In Abbildung 7.10 ist die Verschleißmenge als Gewichtsverlust eines Wiegedruckstückepaars zwischen einer Wägung vor den ζ_{\max} - und nach den Verschleißversuchen dargestellt. Dabei ist deutlich zu erkennen, dass das Friktionssystem 100Cr6-Kegelscheibe – 100Cr6-Kette im Vergleich zu den anderen Werkstoffen und Modifikationen der Kegelscheibe einen geringen Gewichtsverlust aufweist. Der über Lebensdauer aus geometrischen und mechanischen Gründen zulässige Verschleiß beträgt etwa $m_v = 0,1$ g pro WD-Paar.

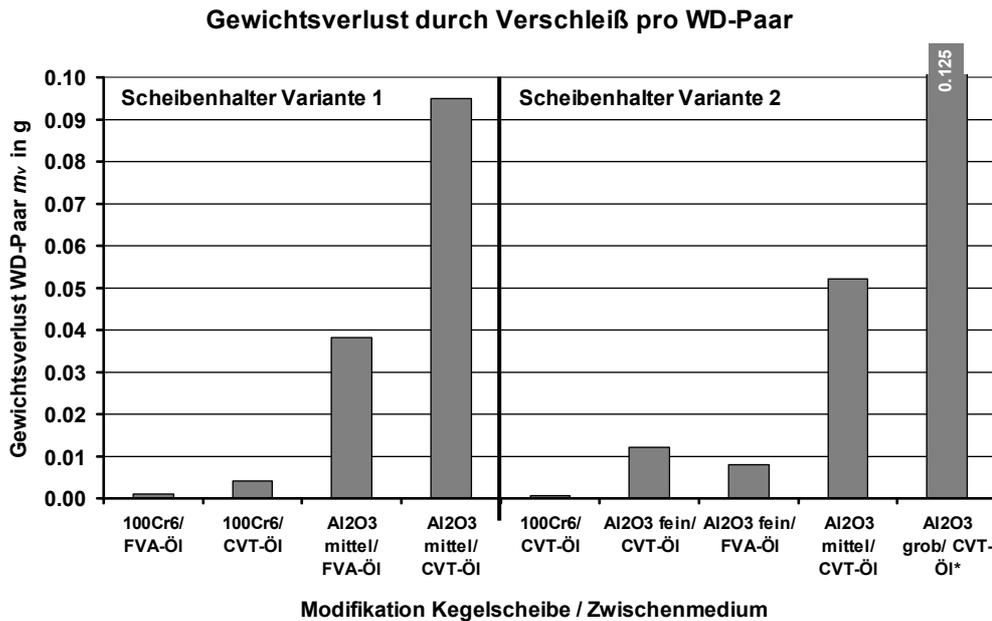


Abbildung 7.10: Gewichtsverlust pro WD-Bolzenpaar nach Friktionspaarung und Zwischenmedium. vor/nach Versuchen zum Anpresskraftbedarf mit Scheibenhalter Variante 1 vor/nach den ζ_{max} - und Verschleißläufen mit Scheibenhalter Variante 2; * = vorzeitiger Abbruch

Die Kegelscheiben aus Ingenieurkeramik erzeugen – unabhängig der Oberflächenqualität – stets einen höheren Gewichtsverlust, wobei der Oberflächenzustand *fein* erwartungsgemäß den geringsten und *grob* den höchsten Verschleiß hervorruft. Die Verschleißmenge nimmt beim Wechsel von metallischer zu keramischer Kegelscheiben (*fein*) um etwa eine Größenordnung und beim Übergang von vom Bearbeitungszustand *fein* nach *grob* um eine weitere Größenordnung zu. Der Versuchslauf mit der Paarung Al_2O_3 *grob* – 100Cr6 CVT-Öl (* in Abbildung 7.8 b) wurde wegen unzulässig hohem Verschleiß vorzeitig abgebrochen.

In den durchgeführten Versuchen zeigt das mineralische FVA-Öl bei beiden Scheibenhaltern und beiden Werkstoffen sowie deren -Modifikationen einen günstigen Einfluss auf den Gewichtsverlust. Einschränkend kann bemerkt werden, dass die Versuche bei Temperaturen unterhalb von 60 °C Zuflusstemperatur des Zwischenmediums durchgeführt wurden. Dabei weist das mineralische Referenzöl noch eine höhere Viskosität gegenüber dem vollsynthetischen Schmiermedium auf (vgl. Tabelle 6.1, S. 72) was möglicherweise zu einer größeren Schmierpaltdicke und damit besserer Trennung der Kontaktpartner führt. Diese Vermutung wird auch durch die etwas geringere Reibungszahl bei ansonsten gleichen Parametern gestützt (vgl. Abbildung 7.8).

Hinsichtlich der Verschleißqualität zeigen Paarungen mit Ingenieurkeramik- und Metallkegelscheiben ein deutlich abweichendes Bild. Während bei den 100Cr6-Kegelscheiben zu Beginn und im Normalbetrieb eine leichte Glättung der Oberfläche auftritt (Abbil-

Abbildung 7.11 a), so zeigen sich bei Überlastung des Friktionssystems unabhängig vom Zwischenmedium deutliche Spuren von adhäsivem Verschleiß an den Kegelscheiben (Abbildung 7.11 b) wie auch an den Friktionsoberflächen der Wiegedruckstücke (Abbildung 7.12 a). Aufgrund der Paarung zweier unterschiedlicher Werkstoffe mit deutlich voneinander abweichenden Kennwerten wie z. B. Härte und E-Modul zeigt das System mit keramischen Kegelscheiben Formen des abrasiven Verschleißes. Dabei wird Verschleißmaterial vom metallischen Kettenbolzen an der Oberfläche der keramischen Kegelscheibe abgelagert und wird in Form einer dunklen Färbung sichtbar (Abbildung 7.11 c, d). Die Färbung ist umso deutlicher, je rauer die Keramik-Oberfläche ist.

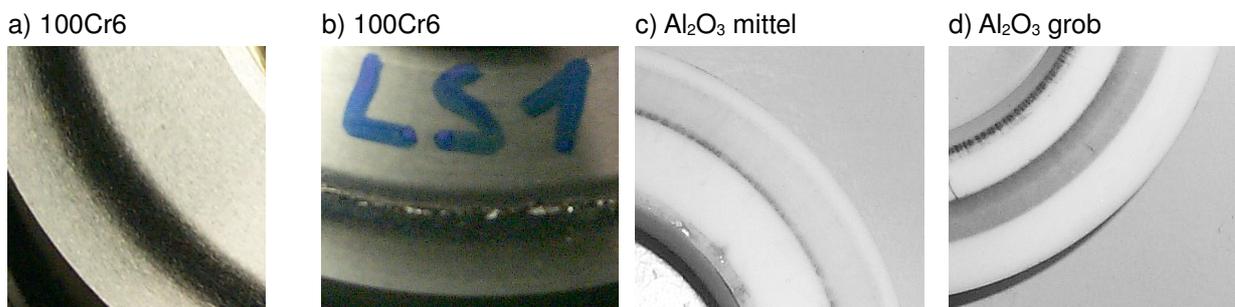


Abbildung 7.11: Darstellung Verschleißformen an den Kegelscheiben

Der Verschleiß der Friktionsoberflächen der Wiegedruckstücke weist in Paarung mit keramischen Kegelscheiben immer ein ähnliches Bild, jedoch in unterschiedlicher Ausprägung auf. Der Abrasionsgrad nimmt entsprechend der beim Versuch aufgetretenen Verschleißmenge zu. Bei Kegelscheiben der Qualität *fein* ist die Friktionsoberfläche des Bolzens eine fast makellose Spiegelfläche auf, während die Paarung mit Kegelscheiben der Oberflächenqualität *grob* noch gut erkennbare Riefen hinterlässt.

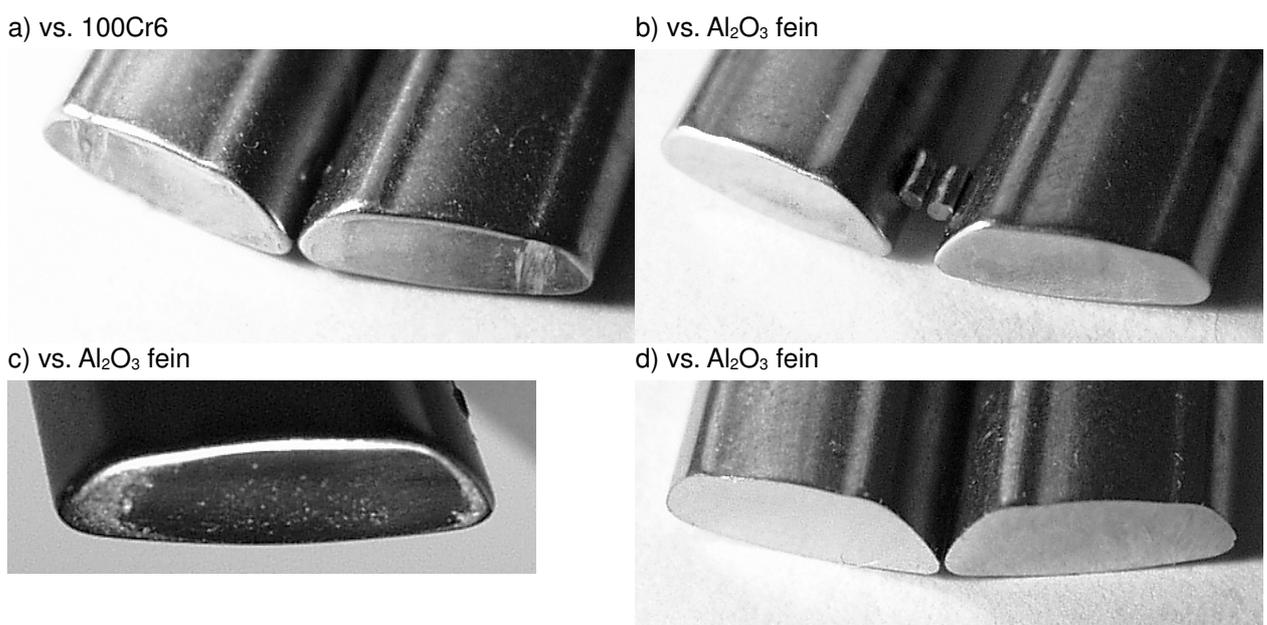


Abbildung 7.12: Darstellung Verschleißformen an den Friktionsoberflächen der WD - Bolzen

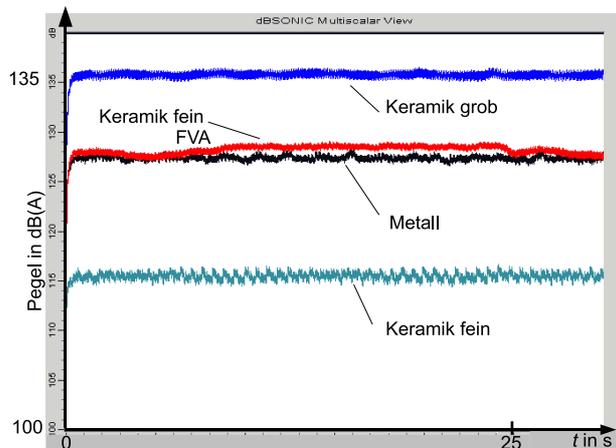
Am Ende des Prüflaufs mit der Keramik-Kegelscheibe *fein* sind die Bolzen nur im mittleren Bereich der Wirkfläche geglättet (Abbildung 7.12 b, c). Nach dem Prüflauf mit der Kegelscheibe *mittel* ist der Materialabtrag an den Bolzen bereits über die gesamte Wirkfläche erkennbar (Abbildung 7.12 d). Die in Bild d noch sichtbare Rundung zwischen Friktionswirkfläche und den Längsseiten des WD-Stücks sind nach den Verschleißläufen mit der Kegelscheibe *grob* aufgrund des noch stärkeren Breitenverschleißes nicht mehr vorhanden.

7.2.7 Körperschallverhalten

Die Messungen zur Anregung von Körperschallschwingungen wurden jeweils direkt nach der Einlaufprozedur durchgeführt. Sämtliche Versuche wurden mit dem Scheibenhalter der Variante 2 durchgeführt, dadurch sind keine Einflüsse durch eine Epoxidharzklebeschicht mit unbekanntem Dämpfungseigenschaften zu erwarten. Die Analyse des komplexen Körperschallsignals erfolgt im Nachgang unter psychoakustischen Gesichtspunkten. Eine charakteristische Differenzierung erlaubt eine erste Einschätzung darüber, welche Modifikationen in einem ähnlichen System zu ebenfalls hohen oder geringen Anregungen führen können.

Abbildung 7.13 zeigt beispielhaft eine Messung von vier verschiedenen Friktionssystemen in definierten Betriebspunkten, ausgewertet nach *Pegel* (Bildteil a) und der psychoakustischen Größe *spezifische Lautheit* (Bildteil b). Der Pegel ist ein über der Versuchszeit aufgetragenes logarithmisches Maß für die Signalstärke und in dB(A) erfasst. Die spezifische Lautheit wird in der psychoakustischen Größe *Sone/Bark* gemessen und berücksichtigt die unterschiedliche Empfindlichkeit des menschlichen Hörvermögens in verschiedenen Frequenzbändern. Die Zunahme um eine Einheit entspricht auf der *Bark*-Skala einer empfundenen Verdoppelung der Tonhöhe und auf der *Sone*-Skala einer Verdoppelung der empfundenen Lautstärke. Ein *Sone* entspricht 40 dB und 20 Bark sind einem Frequenzband mit der Mittenfrequenz 5800 Hz zugeordnet. Es ist zu erkennen, dass beide Methoden die gleiche qualitative Staffelung liefern, sich aber dabei quantitativ unterscheiden.

a) Pegel



b) Lautheit

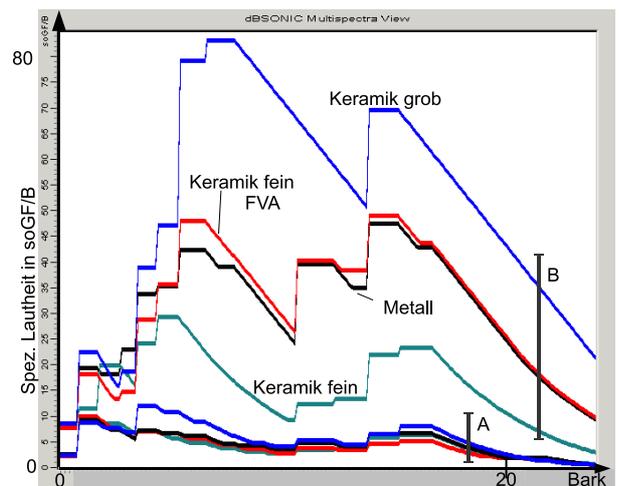


Abbildung 7.13: Beispiel: Körperschall der Friktionssysteme im Variatorprüfstand, Scheibenhalter Var. 2

a) Schalldruckpegel

 $n_{an} = 1500 \text{ } 1/\text{min}$, $p_{ab} = 18 \text{ bar}$, $M_{ab} = 50 \text{ Nm}$

b) Lautheit:

Bereich A:

 $n_{an} = 180 \text{ } 1/\text{min}$, $p_{ab} = 6 \text{ bar}$, $M_{ab} = 0 \text{ Nm}$

Bereich B:

 $n_{an} = 1500 \text{ } 1/\text{min}$, $p_{ab} = 18 \text{ bar}$, $M_{ab} = 50 \text{ Nm}$

Deutlich wird dies zum Beispiel an der Distanz der Kurven „Keramik fein / Metall“ verglichen mit „Metall / Keramik grob“. „Keramik grob“ ist bei allen Versuchsparametern immer die lauteste der Kegelscheibenmodifikationen und „Keramik fein“ erzeugt den geringsten Körperschalleindruck im Betrieb des Systems CVT-Bauteilprüfstand. „Metall“ befindet sich immer zwischen beiden Extrema, die Pegel von „Keramik fein mit FVA-Öl“ wechseln mit dem Übergang zu Versuchen mit hoher Drehzahl vom Bereich „Keramik fein“ in den Bereich von „Metall“. Dieses Phänomen ist bei zukünftigen Untersuchungen weiter zu beobachten.

Da die psychoakustischen Modelle vielfach validiert sind, ist für zukünftige Untersuchung von Modifikationen der Friktionssysteme eine Auswertung nach derartigen Methoden zu empfehlen, um nicht nur die Platzierung zueinander zu identifizieren, sondern auch um dies relativ zum Höreindruck korrekt einzuordnen.

7.2.8 Zerstörung der Kegelscheiben durch Fehlbelastung

In Abbildung 7.14 ist eine Kegelscheibe mit Ausbrüchen am äußeren Rand zu sehen. Dieses Versagensbild trat durch eine Fehlbedienung im Prüfbetrieb auf. Durch eine Begrenzung des minimalen Laufkreisdurchmessers an der gegenüber liegenden Welle liefen die Funktionskontakte unter einer Anpresskraft von $S_{ab} = 52 \text{ kN}$ bei $n_{an} = 300 \text{ }^1/\text{min}$ genau im Randbereich der Kegelscheiben-Friktionswirkfläche. Die Al_2O_3 -Keramik zeigt über den Bereich des Außenumfangs verteilte, muschelförmige, teilweise auch segmentartige Ausbrüche der Tragstruktur. Dieses Verhalten beruht darauf, dass Bereiche der Tragstruktur zur Leit-Stützstruktur wurden, deren Belastbarkeit aufgrund der geometrischen Position und der damit veränderten

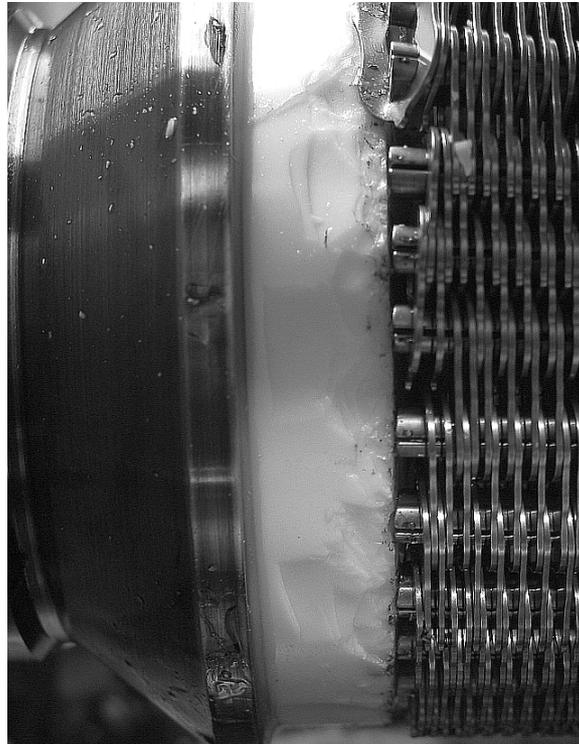


Abbildung 7.14: Nach Kantenkontakt defekte Al_2O_3 -Kegelscheibe

Belastungssituation im Funktionskontakt vermindert ist. Der für den normalen Betrieb vorgesehene Bereich der keramischen Friktionswirkfläche mit etwa 3 mm Abstand zum Rand blieb weitgehend unbeschädigt.

7.3 Zusammenfassung der experimentellen Untersuchungen

Am CVT-Variatorprüfmodul wurde die neu entwickelte Methode zur Kompensation parasitärer Lager- und Dichtungsreibung beim Betrieb von Komponenten in Prüfstandsumgebungen erfolgreich validiert. Die Änderung der Differenzdrehzahl zwischen Kompensationseinheit und eigentlicher Prüfwellen erzeugt eine Überlagerung im Drehmo-

mentsignal, das genau dem vorgesehenen Verhalten entspricht. Damit ist es möglich, Drehmomentmessungen vorzunehmen, die auch während dynamisch sich ändernder Betriebspunkte nicht von Lager- und Dichtungsreibung beeinflusst sind. Bei quasistatischen Messungen kann je eine Messung bei $\pm\Delta n$ Differenzdrehzahl erfolgen. Die Hauptlager werden dadurch stets unter Drehzahl und damit belastungsgerecht betrieben. Durch den punktsymmetrischen Verlauf der Überlagerungskurve führt eine Mittelung beider Drehmoment-Messergebnisse zum gewünschten, nicht reibungsbehafteten Wert.

Der Vergleich der Methoden zur Bestimmung der Systemreibungszahl μ_s und der Reibungszahl nach Sauer und Dittrich μ_{FMd} zeigt in der Einzelbetrachtung *Reibungszahlen* über *Drehmoment* je Friktionspaarung, dass beide Methoden einen vergleichbaren Gradienten, jedoch unterschiedliche Ordinatenabschnitte aufweisen. Das Verhältnis beider Berechnungsmethoden μ_s / μ_{FMd} über *Drehmoment* zeigt daher in Richtung höherer Drehmomente einen asymptotischen Verlauf zu Werten zwischen 1,4 und 1,5.

Die mit beiden Konzeptvarianten zur Einbindung der Kegelscheiben in die Systemumgebung durchgeführten Versuche zum Anpresskraftbedarf zeigen, dass mit den Kegelscheiben aus ingenieurkeramischem Werkstoff bei gleichen Belastungsparametern und Versuchskriterien¹³⁸ stets höhere Drehmomente übertragen werden können als mit der metallischen Selbstpaarung. Hinsichtlich dieses Kriteriums zeigt sich bei den durchgeführten Versuchen das FVA-Referenzöl vorteilhaft bei der metallischen Selbstpaarung, während das Zwischenmedium CVT-Öl bei den hybriden Friktionssystemen Keramik – Stahl die Übertragung höherer Drehmomente ermöglicht.

Das Verhältnis von Anpresskraft am Antriebs- zum Abtriebsscheibensatz – die Stützung – nimmt bei Friktionspaarungen mit keramischen Kegelscheiben zu höheren Drehmomenten hin zu, während die metallische Selbstpaarung ein davon unabhängiges Verhalten zeigt, wie es auch in der Literatur zu finden ist. Die Zunahme der Stützung entspricht nach *Dittrich* einer Steigerung der Reibungszahl im Kontakt. In der Auswertung nach Reibungszahl über Drehmoment ist dieses Phänomen klar zu erkennen. Für die zusammenfassende Darstellung der Ergebnisse in Tabelle 7.1 sind die Reibungszahlen bei einem Drehmoment von $M_d = 150$ Nm angegeben.

Der Verlauf der Reibungszahlen bei der Paarung *Stahl-Kettenbolzen – keramische Kegelscheiben*¹³⁹ zeigt unabhängig von der Berechnungsmethode bei steigendem

138 a) Abnahme Drehzahl unter Last um zwei Prozent, b) Methode ζ_{max}

139 Die Paarung 100Cr6 – Al₂O₃ *grob* wird hierbei wegen des untypischen Verlaufs nicht mit einbezogen

Drehmoment eine Zunahme der Reibungszahl während die metallische Selbstpaarung einen Verlauf mit leicht sinkender Tendenz aufweist. Die Zunahme der Reibungszahl ist in der Paarung mit der Kegelscheibe *Keramik mittel* größer als bei *Keramik fein*.

Dieses Verhalten wird am Modellprüfstand in Untersuchungen zur Haftreibungszahl in vergleichbarer Form erzielt¹⁴⁰. Dies wird über den deutlichen Härteunterschied der Friktionswirkflächen im hybriden System begründet. Mit steigendem Drehmoment steigt auch die Pressung im Friktionskontakt selbst. Die im direkten Vergleich deutlich weniger harte Stahl-Wirkfläche verformt sich und die Mikro-Konturen der keramischen Wirkfläche werden ihr aufgeprägt. Dadurch ergibt sich mit steigender Pressung ein größer werdender Anteil an mikro-formschlüssigen Komponenten im Friktionskontakt, was zu einer Erhöhung der Reibungszahl führt.

	Paarung	Zwischenmedium		Oberflächenqualität	Tribologische Größen			Komfort
	100Cr6 * gegen	FVA Ref.- Öl Nr.3	CVT – Öl	Kegelscheibe	$H_S ; \mu_{FMD}^{**}$ in -	Verschleiß- menge in g	Verschleiß- form	Körper- schall
Scheibenhalter 1	100Cr6	X		geschliffen	0,086; -	0,001	adhäsiv	
	100Cr6		X	geschliffen	0,090; -	0,004	adhäsiv	
	Al ₂ O ₃	X		mittel	0,103; -	0,038	abrasiv	
	Al ₂ O ₃		X	mittel	0,132; -	0,095	abrasiv	
Scheibenhalter 2	100Cr6		X	geschliffen	0,064; 0,043	0,001	adhäsiv	0
	Al ₂ O ₃		X	fein	0,083; 0,055	0,012	abrasiv	+
	Al ₂ O ₃	X		fein	0,082; 0,057	0,008	abrasiv	+
	Al ₂ O ₃		X	mittel	0,080; 0,059	0,052	abrasiv	0
	Al ₂ O ₃		X	grob	0,140; 0,069	1,250	abrasiv	-

* = Serien-Kettenbolzen

** jeweils bei $M_d = 150 \text{ Nm}$

Tabelle 7.1: Gegenüberstellung der Friktionspaarungen und zusammenfassende Ergebnisdarstellung

Beim Wechsel des Zwischenmediums vom vollsynthetischen CVT-Öl auf das mineralische FVA-Referenzöl sinkt die Reibungszahl leicht ab und der Gradient bei zunehmendem Drehmoment wird flacher. Darüber hinaus ist die Verschleißmenge der Friktionspaarungen mit dem unadditivierten FVA Referenzöl Nr. 3 geringer.

Die durchgeführten Messungen zeigen, dass nur durch den Wechsel der Leit-Stütz-Struktur von Metall zu Ingenieurkeramik oder über verschiedene Modifikationen der Wirkflächentopologie eine deutliche Veränderung in den Anregungen von Körperschall-

schwingungen erzielt werden kann. Die Modifikation *Keramik fein* stellt sich in allen Fällen als günstig dar, während der Pegel bei der metallischen Selbstpaarung höher liegt. Das Friktionssystem mit der Kegelscheibe im Zustand *Keramik grob* erzeugt deutlich höhere Anregungen im Betrieb.

Die keramischen Kegelscheiben zeigen im regulären Prüfbetrieb keine Verschleiß- und Versagenserscheinungen. Eine Überlastung durch extreme Kantenbelastung – ausgelöst durch einen Bedienfehler – führt zu lokalem strukturellem Versagen im Bereich der Überlastungsquelle. Die weitere Struktur der Kegelscheibe wurde hierdurch nicht erkennbar beeinflusst. Die metallischen Kegelscheiben zeigen – ebenso wie die Kettenbolzen – nach Prüfläufen mit höheren Lasten Formen des adhäsiven Verschleiß. In der Systempaarung mit ingenieurkeramischen Kegelscheiben verschleiben die Wiegedruckstücke in abrasiver Form.

7.4 Einordnung der Versuchsergebnisse zum Zielsystem

Im Rahmen der Zielsystemdefinition ist das Kernziel die Entwicklung und der Aufbau eines geeigneten Prototypsystems mit dem vergleichende Untersuchungen zwischen neuartigen Friktionssystemen mit ingenieurkeramischen Werkstoffen und Systemen, die den Stand der Technik widerspiegeln durchgeführt werden. Dazu wurden im Verlauf des Projekts am *Modellprüfstand* die Werkstoffe und deren Modifikationen identifiziert, die für weitere Untersuchungen auf der höheren Prüfstufe *Bauteilprüfstand* zielführend sind. Als Empfehlungen für die Leit-Stütz-Struktur bzw. für die Wirkflächen der Variatorkegelscheiben sind daraus 100Cr6 und Al₂O₃ in drei verschiedenen Oberflächenqualitäten hervorgegangen. Die Schmierung erfolgt über zwei unterschiedliche Öltypen. Als für den Stand der Technik repräsentatives Objektsystem dient eine Wirkflächenpaarung 100Cr6 – 100Cr6 mit vollsynthetischem Schmieröl (CVT-Öl). Die Selbstpaarung wird mit beiden Zwischenmedien geprüft. Die keramischen Kegelscheiben werden in drei Oberflächenmodifikationen mit dem vollsynthetischen Schmierstoff und in einer Modifikation mit dem mineralischen Referenzöl untersucht.

Im Vergleich zum Referenzsystem – dem CVT-Variator mit metallischen Kegelscheiben – zeigen die im Hinblick auf die Zielsystemdefinition modifizierten Objektsysteme mit ingenieurkeramischen Kegelscheiben deutliche Vorteile in Bezug auf die im System

erzielbare Reibungszahl. Mit den neuen Lösungen werden Steigerungen um 25-27 % (*fein*) und 25-38 % (*mittel*) erzielt¹⁴¹. Die Modifikation *grob* zeigt sogar eine Zunahme von 60 bis über 100 %. Mit größer werdenden Anpresskräften steigen die Reibungszahlen bei hybriden Paarungen weiter an, während bei der Selbstpaarung ein leicht sinkender Verlauf zu beobachten ist.

Der Gesamtwirkungsgrad des Variators ist mit 94-96 % im Objektsystem mit den Kegelscheiben Al_2O_3 *fein* am höchsten, dicht gefolgt vom Referenzsystem. Die Modifikationen *mittel* und *grob* weisen einen etwa 2 % geringeren Wirkungsgrad auf.

Die Kennzahl Verschleißmenge ändert sich beim Übergang vom Referenz- zum neuartigen Objektsystem deutlich. Die 100Cr6-Selbstpaarungen weisen einen Gewichtsverlust von etwa 1-4 mg auf. Die geringsten Verschleißmengen bei hybriden Friktionspaarungen mit Werten von bis zu 10 mg werden bei der Oberflächenqualität *fein* erreicht. Die Modifikationen *mittel* und *grob* rufen in der Paarung mit der Serienkette Verschleißmengen von 50 bis 125 mg auf. Verschleißerscheinungen werden dabei nur an den Kettenbolzen betrachtet.

Die Verschleißform wechselt von adhäsiv bei der Selbstpaarung hin zu abrasiv beim hybriden Friktionssystem. Damit können neue Möglichkeiten bei der Auslegung hinsichtlich Überlastzuständen beschränkt werden. Bei adhäsivem Verschleiß ist das System in der Regel sofort dauerhaft irreparabel geschädigt. Unter Vorhalt entsprechender Verschleißreserve bietet die abrasive Verschleißform die Möglichkeit, Überlastzustände darüber abzufangen.

Im realen Prüfbetrieb zeigen die Objektsysteme unterschiedliches Körperschallverhalten. Die monolithischen keramischen Kegelscheiben in der Modifikation *fein* erzeugen stets den geringsten und die Kegelscheiben der Modifikation *grob* immer den höchsten Pegel bzw. psychoakustischen Eindruck. Das Referenzobjektsystem mit 100Cr6-Scheiben gliedert sich dazwischen ein.

In Tabelle 7.2 sind die Ergebnisse aus den Untersuchungen in der prototyphaften Umsetzung im Demonstratorsystem in gewichteter Form den Kategorien aus der Zielsystemdefinition gegenübergestellt, wobei Kostenaspekte, Prozesssicherheit und die Belastbarkeit¹⁴² nicht bewertet wurden.

141 Die Angaben beziehen sich auf Werte bei einem mittlerem Drehmoment von $M_{AB} = 150$ Nm.

142 *Belastbarkeit* aus der Zielsystemdefinition wurde nicht bewertet, weil bei keinem der Systeme im regulären Prüfbetrieb die Belastbarkeitsgrenze überschritten wurde.

Kriterium	Wichtung	100Cr6	Al ₂ O ₃ fein	Al ₂ O ₃ mittel	Al ₂ O ₃ grob
Reibungszahl	2	1	3	5	3
Reibungszahlverlauf	1	5	3	3	1
Wirkungsgrad	2	5	5	3	3
Verschleißmenge	3	5	3	1	1
Verschleißform	2	1	3	3	3
Körperschall	2	3	5	3	1
Summe		40	44	34	24

Zuordnung: 1:schlecht, 3: gut, 5: sehr gut

Tabelle 7.2: Ggü. den Kategorien des Zielsystems gewichtete Bewertung der Objektsysteme

Das Objektsystem mit der Friktionspaarung 100Cr6 – Al₂O₃ *fein* ist unter den gewählten Gewichtungen das System, mit dem die in der Definition formulierten Ziele bei der Validierung auf Ebene des Bauteilprüfstands am besten erreicht werden können.

Die Darstellung entspricht bis einschließlich der Produkt-Ausarbeitung den in Kapitel 6 detailliert beschriebenen Abläufen. Der allgemeine PEP in seiner Definition als sequenzielle Abfolge von in sich abgeschlossenen, untereinander abhängigen Phasen kann also auch für die Entwicklung von technischen Systemen mit ingenieurkeramischen Werkstoffen eingesetzt werden. Die phasenspezifischen Werkzeuge und die Formulierung der Wechselwirkungen zwischen den Phasen müssen auf die Gültigkeit für diese Werkstoffe überprüft werden. Anhand der tribologischen Prüfkette¹⁴³ kann der phasenübergreifende Bezug zwischen Untersuchungen an den technischen (Modell-)Systemen mit verschiedenen Konkretisierungsgraden hergestellt werden. Diese werden in der Definition als *Prüfstufen* bezeichnet, tatsächlich sind es die Objektsysteme der jeweiligen Phase im Produktentstehungsprozess.

8.1.1 Konzeptphase

Die Konzeptphase dient dazu, aus einer notwendigerweise unspezifisch formulierten Produktidee zu Strukturen mit Gesamt- und Teilfunktionen zu gelangen, über die die Zielsystemformulierung erfüllt werden kann. Im konkreten Fall des Umschlingungsmittelgetriebes ist die Funktionsstruktur bereits gegeben und der Fokus liegt auf der Identifikation von Lösungen – also Wirkflächenpaarungen – mit denen die die Forderung nach höherer Leistungsfähigkeit und Effizienz im späteren System bestmöglich erfüllt werden kann.

In dieser Phase ist kein Einfluss des Werkstoffs auf den Prozess festzustellen. Die Systemsynthese kann über den Einsatz von C&CM¹⁴⁴ gestalt- und lösungsneutral erfolgen. Für die Validierung der erzeugten Teillösungen müssen allerdings die potenziellen Werkstoffe über Methoden grundsätzlich abbildbar sein. Für den allgemeinen Fall wird eine Datenbasis mit Werkstoffkenngößen und profunden Kenngößen von Systemwechselwirkungen unter gegebenen bzw. antizipierten Belastungsparametern benötigt. Im Sinne einer virtuellen Produktentwicklung, bei der CAx-Methoden eingesetzt werden, sind Systeme gefordert, deren Methoden unterschiedliche Werkstoffspezifika berücksichtigen können. Eine Möglichkeit, die Anwendbarkeit der Datenbasis deutlich zu steigern ist die Klassierung von Werkstoffen gleicher oder vergleichbarer Merkmale und Eigenschaften. Das Festlegen der räumlichen Anordnung von Leit-Stütz-Strukturen

143 Vgl. Kapitel 4.4, S. 40

144 Vgl. Kapitel 4.2, S. 37

zueinander führt unter Berücksichtigung von Betriebsparametern bereits zum Ausschluss einiger Varianten, die aber nicht notwendiger Weise durch den Werkstoff Keramik hervorgerufen werden, sondern allgemeine Widersprüche beinhalten können.

8.1.2 Gestaltungsphase

In der Gestaltungsphase werden den Funktionsstrukturen über iterative Prozesse reale Bauteilgeometrien und -Werkstoffe zugeordnet. Hier besteht eine sehr große Wechselwirkung zwischen Werkstoff, Gestalt und den eingesetzten Werkzeugen sowie den mit den Werkstoffen implizit verknüpften Einschränkungen durch die jeweiligen Herstellprozesse.

Mit einigen Analogien kann die Vorauslegung keramischer Werkstoffe für einen Ingenieur besser zugänglich gemacht werden. Die allgemein bekannten Empfehlungen¹⁴⁵ für die Gestaltung keramischer Werkstoffe finden sich in praktisch gleicher Form in den Richtlinien zur gussgerechten Gestaltung. Auch weniger gute Zugbelastbarkeit monolithischer Ingenieurkeramiken kann über den Vergleich mit relativ spröden Gusswerkstoffen besser vermittelt werden.

Die Auslegungswerkzeuge für die Feingestaltung müssen indes speziell für Werkstoffe oder zumindest für Gruppen von Werkstoffen mit ähnlichen Eigenschaften angepasst sein. Statische Festigkeitsberechnungen können mit Kenntnis der Werkstoffdaten auch relativ gut mit Standard-Methoden durchgeführt werden. Spätestens beim Übergang zur Berechnung des dynamischen Bauteilverhaltens oder der Lebensdauerberechnung unter komplexen Belastungen sind gerade bei ingenieurkeramischen Werkstoffen speziell abgestimmte Methoden und Werkzeuge erforderlich. Der wesentliche Grund hierfür ist die volumenabhängige Fehlerpopulation im Bauteil in Zusammenhang mit dem unterkritischen Risswachstum, wodurch die Ausfallwahrscheinlichkeit nicht mehr deterministisch, sondern nur noch statistisch in Abhängigkeit des Werkstoffs und der lokalen Belastungssituation berechnet werden kann. Hierfür werden Werkzeuge beispielsweise in Teilprojekten des DFG-Sonderforschungsbereichs 483 entwickelt.

8.1.3 Produktionsumsetzung und Fertigung

Diese Phase weist starke Wechselwirkungen zur Gestaltungsphase auf. Dort festgelegter Werkstoff sowie dessen LSS (Form) und Wirkflächen (Topografie) beeinflussen maßgeblich die Prozess-Sicherheit und die Herstellkosten des Produkts. In einem BMBF-geförderten Projekt¹⁴⁶ wurde aufgezeigt, dass mit einer ganzheitlichen Betrachtung der Prozesskette beim Umgang mit ingenieurkeramischen Werkstoffen positive Einflüsse auf Herstellbarkeit, Prozesssicherheit und Kosten hervorgerufen werden.

8.2 Abgeleitete Empfehlungen

Eine Empfehlung ist, die ingenieurkeramischen Werkstoffe nach ihren Eigenschaften in Gruppen zusammenzufassen und dadurch zu ermöglichen, dass Werkzeuge und Methoden, die in frühen Phasen der Produktentwicklung eingesetzt werden nicht jeweils nur für einzelne Werkstoffe, sondern gleich für mehrere Gültigkeit besitzen. Damit bleibt auch im Entstehungsprozess die Möglichkeit offen, bei bestehendem Design den eigentlichen Werkstoff innerhalb dieser Gruppe noch zu wechseln. Dass die Gruppierung eine durchaus anspruchsvolle Aufgabe darstellt, wird über das stark differenzierte Eigenschaftsspektrum keramischer Werkstoffe deutlich¹⁴⁷.

Darüber hinaus sollte – gerade zur besseren Zugänglichkeit – vermehrt nach Analogien von Ingenieurkeramik zu anderen, in klassischen Konstruktionen etablierten Werkstoffen gesucht werden. Beispielhaft sind hier die Parallelen bei der Gestaltung zwischen Ingenieurkeramik und Eisenguss zu nennen.

Die in Abbildung 4.1, S. 36 dargestellte Phasenabfolge im Produktentstehungsprozess muss in der Ausprägung für ingenieurkeramische Werkstoffe hinsichtlich der Wechselwirkungen korrigiert werden. Das geringe Anwenderwissen über die Zusammenhänge von Form, Fertigbarkeit und Fertigungsprozessen bei keramischen Werkstoffen führt dazu, dass ein Produktentwurf, der wirtschaftlich umgesetzt werden soll, besonders stark von diesen beiden Phasen beeinflusst werden wird. Entsprechend muss über das prozessuale Handlungssystem sichergestellt werden, dass diese Beziehungen über Methoden und Prozessanweisungen frühzeitig hergestellt werden.

146 Warnecke 2000

147 Vgl. Abbildung 2.19, S. 29

Die Vorhersagequalität der Berechnungswerkzeuge ist aufgrund der vielen verschiedenen ingenieurkeramischen Werkstoffe von besonderer Bedeutung. Falls eine durchgängige Anwendung vorhanden wäre, ließen sich optimale Systeme durch automatisierte Abläufe identifizieren. Das setzt voraus, dass auch komplexe Belastungen wie z. B. thermisch in Reibkontakten induzierte Spannungen für alle Werkstoffe mit der gleichen Qualität berechnet werden können. Die Weiterentwicklung der Methoden mit Focus auf eine Standardisierung ist eine herausfordernde, disziplinübergreifende Aufgabe.

9 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurde untersucht, in wie weit die Leistungsfähigkeit und die Effizienz eines hoch belasteten geschmierten Friktionssystems durch den Einsatz ingenieurkeramischer Werkstoffe verbessert werden kann. Über den Stand der Technik wurde abgeleitet, dass ein Umschlingungsmittelgetriebe als Objektsystem stellvertretend für eine ganze Gruppe hoch belasteter, geschmierter technischer Systeme mit reibkraftschlüssiger Kraftübertragung stehen kann, weil beim CVT-Variator die Komplexität der Belastung und die Anforderungen an das Systemverhalten am höchsten sind.

Für die Überleitung der Zielsystemdefinition in das konkret zu validierende Objektsystem wurde das Phasenmodell des Produktentstehungsprozesses (PEP) als übergeordnetes Handlungssystem eingesetzt. Auf Objektebene wurde in Versuchen an Prüfständen mit einfacher Probengeometrie 100Cr6 und Aluminiumoxid Al_2O_3 der Qualität F99,7 in verschiedenen Oberflächenmodifikationen als zielführende Friktionswirkflächenpaare für Selbst- und Hybridpaarungen identifiziert.

Zur Validierung auf der Prüfstufe *Bauteilprüfstand* wurde ein Prüfmodul entwickelt, das den eigentlichen CVT - Variator beinhaltet. Für den Variator wurden verschiedene Konzepte entwickelt und umgesetzt, um beide Prüfkörper – die ingenieurkeramische und die metallischen Kegelscheibe – funktions- und belastungsgerecht in den Systemverbund zu integrieren. Damit auch die keramische Selbstpaarung abgebildet werden kann, wurde ein Umschlingungsmittel entwickelt, in das keramische oder metallische Bolzen integriert und im realen Variatorbetrieb untersucht werden können.

Beide Konzepte zur Einbindung der Kegelscheiben in den Systemverbund erweisen sich als zielführend. Die Variante 1, bei der beide Hauptfunktionen – Lage fixieren und Kräfte übertragen – ausschließlich von einem 2K-Epoxidharzklebstoff übernommen werden zeigt besondere Vorteile beim Montageprozess, für den Einsatz im Prüfbetrieb mit häufigen Wechseln zeigt die Variante 2 Vorteile, die allerdings mit höherem radialen Bauraumbedarf einhergehen.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden Messungen mit einer Serien-Wiegedruckstückekette, Kegelscheiben aus Al_2O_3 in drei Wirkflächenmodifikationen und 100Cr6 sowie einem vollsynthetischen und einem mineralischen Schmieröl als Zwischenmedium durchge-

führt. Die Reibungszahl des Variatorsystems erreicht bereits bei Keramik in der Modifikation *fein* höhere Reibungszahlen als die metallische Selbstpaarung und steigt mit höherer Rauheit der keramischen Kegelscheiben weiter an. Beim Übergang von der Modifikation Keramik *mittel* zu Keramik *grob* steigt die Reibungszahl stark. Bei Paarungen mit ingenieurkeramischen Kegelscheiben steigt die Reibungszahl bei steigendem Drehmoment bzw. Anpressdruck. Das Verhalten ist bei der metallischen Selbstpaarung und in der Literatur so nicht zu beobachten. Hier ist zu vermuten, dass sich in der hybriden Paarung aufgrund der unterschiedlichen Härten ein Verzahnungseffekt einstellt. Dieses Verhalten wird so auch am Modellprüfstand beobachtet.

Beim Übergang zum Keramik – Metall-Wirkflächenpaar verändert sich die Verschleißform von adhäsiv zu abrasiv und der Verschleiß steigt mit steigender Reibungszahl deutlich an. In Bezug auf das Körperschallverhalten zeigt sich die Modifikation Keramik *fein* sogar günstiger als die metallische Referenzpaarung. Unter Berücksichtigung der in der Zielsystemdefinition festgelegten Kriterien ist die Paarung 100Cr6 – Al₂O₃ *fein* unter den validierten Systemen dasjenige, mit dem die beste Zielerfüllung erreicht wird.

In weiterführenden Arbeiten sollten mit der Modellkette Untersuchungen an keramischen Selbstpaarungen vorgenommen werden, da diese am Modellprüfstand auch als vorteilhaft eingeschätzt wurden.

Im abschließenden Kapitel wurden der PEP als maßgebliches Handlungssystem für die Produktentstehung hinsichtlich der Eignung für den Einsatz bei ingenieurkeramischen Werkstoffen beurteilt. Es zeigt sich, dass das phasenbezogene Modell in der Abbildung der Wechselwirkungen, die in den einzelnen Sub-Handlungssystemen über Schnittstellen abgebildet sein müssen, noch auf die Gruppe ingenieurkeramischer Werkstoffe angepasst werden muss. Gerade die geringe Erfahrung der Konstrukteure hinsichtlich des Zusammenhangs von Gestalt, Fertigungsprozess, Prozesssicherheit und Kosten ist ein Hinderungsgrund für die Anwendung ingenieurkeramischer Werkstoffe in technischen Systemen. Darüber hinaus sind angepasste Berechnungswerkzeuge nötig, mit denen bereits in frühen Phasen durch Werkzeuge der virtuellen Produktentstehung Abschätzungen zur Ausfallwahrscheinlichkeit, Lebensdauer und Festigkeitsgrenzen getroffen werden können. Möglicherweise kann hierzu die Vielzahl verschiedener Ingenieurkeramiken in Gruppen mit ähnlichen Eigenschaften zusammengefasst werden.

10 Anhang

Berechnung Fliehkrafteinfluss

Für die in Kap. 5.2.4 dargestellte Kompensation gilt folgender Rechengang:

$$F_{dyn} = \frac{\Pi}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_a^4 - 2 \cdot r_{i,\ddot{O}l}^2 \cdot (r_a^2 - r_i^2) - r_i^4)$$

$$\text{und } F_{anpress,gesamt} = F_{stat} + F_{dyn} - F_{komp} + F_{bolzen} = F_{statisch} + F_{f(\omega)}$$

Für den Anpresskolben ist $r_{i,\ddot{O}l} = 0$ mm, weil die Ölzufuhr zentral verläuft. Die Gleichung vereinfacht sich zu:

$$F_{dyn} = \frac{\Pi}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_{a,Kolben}^4 - r_{i,Kolben}^4)$$

Für den Fliehölraum ist $r_{i,\ddot{O}l, Flieh} = r_{i,flieh} = 28$ mm.

$$F_{komp} = \frac{\Pi}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_{a,komp}^4 + r_{i,komp}^4 - 2 \cdot r_{a,komp}^2 \cdot r_{i,komp}^2)$$

Die Bolzen können über einen Kreisring mit $r_{i,bolzen} = 46$ mm und $r_{a,bolzen} = 49$ mm ersetzt werden. Dort gilt ebenfalls $r_{i,\ddot{O}l, flieh} = 28$ mm

$$F_{bolzen} = \frac{\Pi}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_{a,bolzen}^4 - 2 \cdot r_{i,\ddot{O}l, komp}^2 \cdot (r_{a,bolzen}^2 - r_{i,bolzen}^2) - r_{i,bolzen}^4)$$

Mit der konstruktiven Bedingung $r_{a,Kolben} = r_{a,flieh} = 55$ mm erhält man vereinfacht:

$$F_{f(\omega)} = \frac{\Pi}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (-r_{i,Kolben}^4 - r_{i,komp}^4 + 2 \cdot r_{a,komp}^2 \cdot r_{i,flieh}^2 + r_{a,bolzen}^4 - 2 \cdot r_{i,\ddot{O}l, komp}^2 \cdot (r_{a,bolzen}^2 - r_{i,bolzen}^2) - r_{i,bolzen}^4)$$

Die Geometriedaten eingesetzt ergibt sich:

$$F_{f(\omega)} = \frac{\Pi}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot 5359,6 \cdot 10^{-3} m^4$$

Dichte des Öls beträgt $\rho = 838 \text{ kg/m}^3$. Damit ergibt sich der folgende Zusammenhang:

$$F_{f(\omega)} = K_\omega \cdot \omega^2 \quad \text{mit } K_\omega = 3,528 \cdot 10^{-3} m \cdot kg$$

Abhängigkeit der Stützung, Verlustleistung und Wirkungsgrad von der Reibungszahl

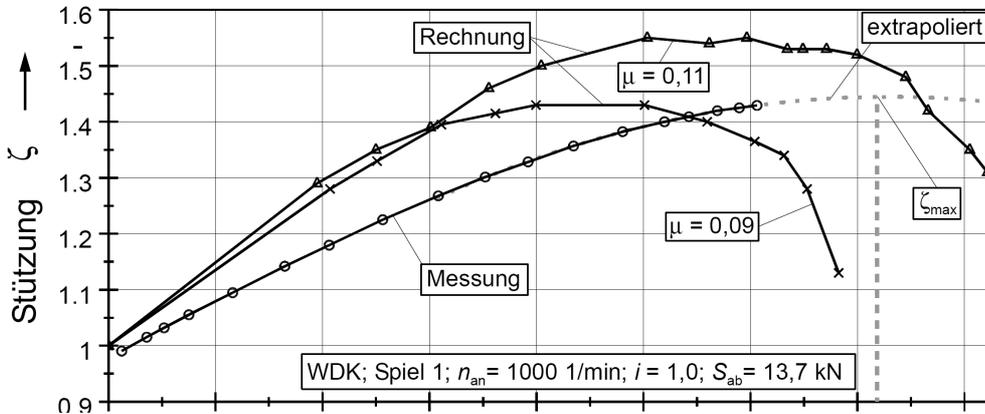


Abbildung 10.1: Rechnung/Messung Anpresskraftverhältnis (Quelle: Sue 2003, Abb. 117)

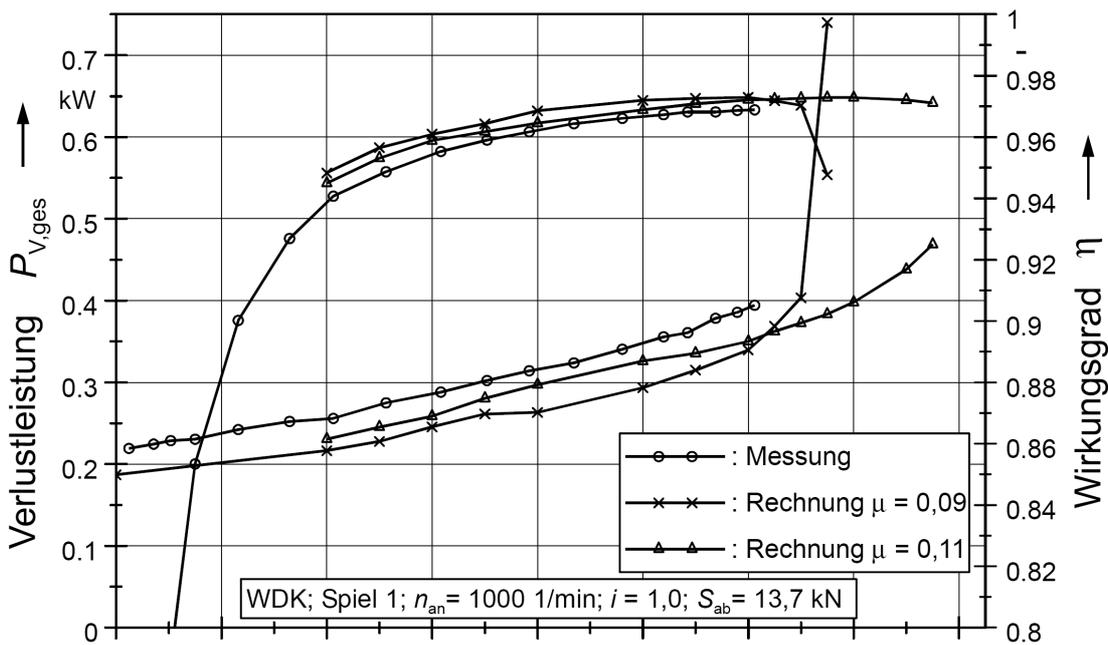


Abbildung 10.2: Rechnung/Messung Verlustleistung und Wirkungsgrad von Anpresskraftversuchen (Quelle: Sue 2003, Abb. 118)

Literaturverzeichnis

Albers 1999

Albers, A.; Schweinberger, D.: The Process Chain "From Market to Product" - A concrete Instrument for Product Innovation; International Conference on Engineering Design, ICED 99, Munich, August 24-26, 1999

Albers 2001/1

Albers, A. , Albrecht, M. et al.: New Methodology for Power Train Development in the Automotive Engineering - Integration of Simulation, Design and Testing. In: SAE (Ed.): ATTCE 2001 Proceedings. Vol. 2. ISBN 0-7680-0867-1, p, 239 - 245.

Albers 2001/2

Albers, A. ; Herbst, D.: *Mechanisch-Elektrisches Anfahr- und Schaltgetriebe für Hybridfahrzeuge*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2001 (VDI-Berichte Nr. 1610). – S. 347 – 361.

Albers 2001/3

Albers, A. ; Arslan, A. ; Herbst, D.: Keramik für den Einsatz in Bremsen und Kupplungen. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 103 (2001), Heft 5, S. 414 - 419

Albers 2002/1

Albers, A. ; Matthiesen, S.: Konstruktionsmethodisches Grundmodell zum Zusammenhang von Gestalt und Funktion technischer Systeme - Das Elementmodell "Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen" zur Analyse und Synthese technischer Systeme. In: Konstruktion, Zeitschrift für Produktentwicklung Band 54 (2002), Heft 7/8, S. 55 – 60..

Albers 2002/2

Albers, A. ; Stuffer, A. ; Ilzhöfer, B.: Ceramic as friction material in a Continuously Variable Transmission (CVT). Düsseldorf : VDI-Verlag, 2002 (VDI-Berichte Nr. 1709). – S. 107 – 119.

Albers et al 2004

Albers, A. ; Stuffer, A. ; Arslan, A.: Design Process for High Loaded Friction Systems with Advanced Ceramics. In: Marjanovic (Hrsg.): *Proceedings of the 8th International Design Conference DESIGN 2004*. Dubrovnic, Croatia. S. 1181 – 1188.

BdW 2007

Eiding, Joachim: Die absolute Härte. In: *Bild der Wissenschaft* (2007), Nr. 3, S. 94 - 95

Bernhardt 2004

Bernhardt, Johannes: *Konzeption einer neuartigen Kette für ein CVT-Prüfmodul*. Karlsruhe, Universität (TH), IPEK – Institut für Produktentwicklung, Diplomarbeit, 2004

Brändlein 1995

Brändlein, Johannes: *Die Wälzlagerpaxis: Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen*. 3. Aufl. Mainz : Vereinigte Fachverl. , 1995

Czichos / Habig 2003

Czichos, Horst ; Habig, Karl-Heinz: *Tribologie-Handbuch : Reibung und Verschleiss*. 2. Aufl. Wiesbaden : Vieweg , 2003

Dahlke 1994

Dahlke, Hans: *Handbuch Wälzlagertechnik : Bauarten-Gestaltung-Betrieb*. Wiesbaden : Vieweg , 1994. – S. 280 ff

Daieff 1994

Daieff, Bertrand et al.: CVT für Heckantrieb. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 96* (1994), Nr. 10, S. 578 - 587

Dittrich 1952

Dittrich, Otto: *Theorie des Umschlingungstrieb mit keilförmigen Reibscheibenflanken*. Karlsruhe, Technische Hochschule, Fakultät für Maschinenwesen, Diss., 1952

Dittrich 1990

Dittrich, Otto: *Das stufenlose Kettengetriebe als Hauptantrieb im Kraftfahrzeug*. Düsseldorf : VDI-Verl., 1990 (VDI Berichte Nr. 803). – S. 181 - 196.

„Dubbel“ 21

Grote, K.-H. ; Feldhusen, J. (Hrsg.): *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*. 21. Aufl. Berlin : Springer, 2005

Dräger / Gold 1998

Dräger, C. ; Gold, P.-W.: Das Kegelringgetriebe - Ein stufenloses Reibradgetriebe auf dem Prüfstand. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 100* (1998), S. 640 -646

Ehrlenspiel 2003

Ehrlenspiel, Klaus: *Integrierte Produktentwicklung : Denkabläufe, Methodeneinsatz, Zusammenarbeit*. 2. Aufl. München ; Wien : Hanser, 2003.

Funk 1995

Funk, Wolfram: *Zugmittelgetriebe : Grundlagen, Aufbau, Funktion*. Berlin : Springer Verl., 1995.

Gläser / Lori 1992

Gläser, H ; Lori, W. ; Schröpel, H.: *Keramikgerechtes Konstruieren*. Darmstadt : Hoppenstedt Technik Tabellen Verl., 1992. – Sonderdruck der Publikation „Werkstattblätter“. – Blätter Nr. 1109 , 1110 , 1116.

Gross 2004

Groß, Volker: *Untersuchung des Einflusses verschiedener Konstruktionswerkstoffe auf das akustische Verhalten eines stufenlosen Getriebes (CVT)*. Karlsruhe, Universität (TH), IPEK – Institut für Produktentwicklung, Diplomarbeit, 2004

Gugel 1998

Gugel, Ernst; Woetting, Gerhard: *Materials selection for ceramic components in automobile*. In: *Vincenzini, P. (Ed.): Proc. of the 9th CIMTEC, Florence, June 1998*, Techna-Verl., Faenza, 1999.

Habig 1993

Habig, Karl-Heinz: *Tribologisches Verhalten keramischer Werkstoffe : Grundlagen und Anwendungen*. Böblingen : expert-Verl., 1993.

Heitmann 1995

Heitmann, A. ; Hoehn B.-R. ; Pinnekamp, B : *Das i(2)-Getriebe für den autarken Hybrid*. Düsseldorf : VDI-Verl., 1995 (VDI-Berichte Nr. 1225). – S. 101 – 114.

HowStuff 2007

Howstuffworks : *How CVTs work: Toroidal CVTs*. URL: <http://auto.howstuffworks.com/cvt3.htm>, Zugriff 2007-05-06.

Höhn 1986

Höhn, B.-R.: *Stufenlos verstellbare mechanische Getriebe*. Düsseldorf : VDI-Verl., 1986 (VDI-Berichte Nr. 618). – S. 235 - 257

Huber 2004

Huber, N., Fett, T., Kraft, O.: Ausfallwahrscheinlichkeit keramischer Bauteile unter zyklischer und gleitender Kontaktbelastung. In: *Zum Gahr, K.-H. (Hrsg.): Hochbeanspruchte Gleit- und Friktionssysteme auf Basis Ingenieurkeramischer Werkstoffe*. 2. Statuskolloquium des DFG-Sonderforschungsbereichs 483, Karlsruhe, 27. Januar 2004. – Tagungsband. – S. 45 – 52.

Hwang 2002

Hwang, D.-H. ; Zum Gahr, K.-H.: Tribologische Modelluntersuchungen an ölgeschmierten Al₂O₃/ 100Cr6 - Paarungen unter einsinniger Gleitbeanspruchung. In: *Zum Gahr, K.-H. (Hrsg.): Hochbeanspruchte Gleit- und Friktionssysteme auf Basis Ingenieurkeramischer Werkstoffe*. 1. Statuskolloquium des DFG-Sonderforschungsbereichs 483, Karlsruhe, 22. Januar 2002.

Hwang 2003/1

Hwang, D.-H. ; Zum Gahr, K.-H.: Friktionsverhalten von ölgeschmierten Stahl- und Keramik-Paarungen. In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.): *Tribologie-Fachtagung 2003*, Bd. II. Moers (2003), S. 66/1 – 66/8.

Hwang 2003/2

Hwang, D.-H. ; Zum Gahr, K.-H.: Transition from static to kinetic friction of unlubricated or oil lubricated steel/steel, steel/ceramic and ceramic/ceramic pairs. In: *Wear 255* (2003), Nr. 1, S. 365 – 375.

Jarchow / Tenberge 1989

Jarchow, F. ; Tenberge, P.: Die Wirkungsweise von Schubgliederketten. In: *Konstruktion 41* (1989), S. 73 - 81.

Krieg / Boos 1994

Krieg, W.E. ; Boos, M.: ECOTRONIC - Das Stufenlosgetriebe von ZF - Entwicklung, Simulation, Versuchsergebnisse. VDI-Berichte 1170, Düsseldorf, VDI-Verlag, 1994, S. 153 ff.

Lamke 1998

Lamke, Martin: Optimierung eines stufenlosen hydrostatisch - mechanischen Leistungsverzweigungsgetriebes für Stadtbusse. Stuttgart, Technische Hochschule, Diss., 1998. (Berichte des Institutes fuer Maschinenkonstruktion und Getriebebau, Universität Stuttgart ; 442)

Lechner 1994

Lechner, Gisbert: *Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. Berlin, Springer, 1994

LuK 1998

LuK GmbH & Co. oHG (Hrsg.): 6. *LuK Kolloquium 1998*, Bühl, 1998.

LuK 2001

Wagner, U., Teubert, A., Endler, T.: Entwicklung von CVT-Ketten für Pkw-Anwendungen bis 400 Nm, Getriebe in Fahrzeugen 2001, Tagung Friedrichshafen, 19. und 20. Juni 2001, VDI-Berichte 1610, Düsseldorf, VDI-Verlag, 2001, S. 223 ff.

LuK 2002

LuK GmbH & Co. oHG (Hrsg.): *7. LuK Kolloquium 2002*, Bühl, 2002.

LuK 2006

LuK GmbH & Co. oHG (Hrsg.): *8. LuK Kolloquium 2006*, Bühl, 2006

Mattheck 1992

Baumgartner, A. ; Harzheim, L. ; Mattheck C.: SKO (soft kill option) : the biological way to find an optimum structure body. In: *International journal of fatigue* (1992) vol. 14, n°6, pp. 387 – 393.

Matthiesen 2002

Matthiesen, Sven: *Ein Beitrag zur Basisdefinition des Elementmodells "Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen" zum Zusammenhang von Funktion und Gestalt technischer Systeme*. Karlsruhe, Universität (TH), Fakultät für Maschinenbau, Diss., 2002 (Forschungsberichte des Instituts für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau / Albers, Albert (Hrsg.), Bd. 6)

Pfeiffer 2004

Pfeiffer, Friedrich et al.: State-of-the-Art of CVT-Modelling. In: CVT 2004 Congress (2004) ; San Fransisco/USA, 2004. – Paper 04CVT-46.

Ropohl 1979

Ropohl, Günter: *Eine Systemtheorie der Technik zur Grundlegung der allgemeinen Technologie*. Karlsruhe, Universität (TH), Habil., 1979.

Sakai 1990

Srnik, Y.: *The „ECVT“ Continuously Variable Transmission*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1990 (VDI-Berichte Nr. 803). – S. 235 - 261.

Sattler 1999

Sattler, Heiko: *Stationäres Betriebsverhalten stufenlos verstellbarer Metallumschlingungsgetriebe*. Hannover, Universität, Fakultät für Maschinenbau, Diss., 1999.

Sauer 1996

Sauer, Georg: *Grundlagen und Betriebsverhalten eines Zugketten-Umschlingungsgetriebes*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1996 (Fortschrittberichte VDI Reihe 12 Nr. 293). – Diss.

Sauter 2000

Sauter, Jürgen et al.: Innovative Produktentstehung durch den Einsatz von Topologie- und Gestaltoptimierungswerkzeugen im frühen Entwicklungsprozess. In: *Integrierte Topologie- und Gestaltoptimierung im virtuellen Produktentstehungsprozess – Einbindung in die iViP Architektur und industrielle Anwendung*. Würzburg, Internationaler VDI-Kongress 14.-15. September 2000.

Schoennenbeck 1996

Schoennenbeck, Gert ; Sauer Georg.: Auslegung eines Anpresssystems für Kettenwandler. In: Bartz, W. (Hrsg.): *Tribology – Solving friction and wear problems*. 10th Int. Colloquium (Esslingen 1996), vol. 2. – pp. 1375 – 1383.

Schyr 2006

Schyr, Christian: *Modellbasierte Methoden für die Validierungsphase im Produktentwicklungsprozess mechatronischer Systeme am Beispiel der Antriebsstrangentwicklung*. Karlsruhe, Universität (TH), Fakultät für Maschinenbau, Diss., 2006 (Forschungsberichte des IPEK – Institut für Produktentwicklung / Albers, Albert (Hrsg.), Bd. 22).

Simrit 2007

Freudenberg Simrit GmbH & Co. KG (Hrsg.): *Technisches Handbuch 2007 - Simmerringe*. S. 29f. URL: <http://so2007.simrit.de/files/00001391.pdf> , Zugriff: 2007-04-28.

Sladek 2001

Sladek, Walter: *Möglichkeiten zur Wirkungsgradoptimierung von Stufenlosgetrieben*. Hannover, Universität, Fakultät für Maschinenbau, Diss., 2001.

Srnik 1998

Srnik, J.: *Dynamik von CVT - Keilkettengetrieben*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1998 (Fortschrittberichte VDI Reihe 12 Nr. 372). – Diss.

Srnik 1999

Srnik, J.: *Der Einfluss von Keilscheibenelastizitäten auf das Betriebsverhalten von CVT-Keilkettengetrieben*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1999 (VDI-Berichte Nr. 1467). – S. 291 – 311.

Sperrfechter 1998

Sperrfechter, Thomas.: *Keramische Bauteile im elastohydrodynamischen Kontakt*. Karlsruhe, Universität (TH), Fakultät für Maschinenbau, Diss., 1998 (Schriftenreihe des Institus für Keramik im Maschinenbau). Bd. 24).

Stuffer 2001

Stuffer, A. ; Albers, A., Hwang, D.-h. ; Zum Gahr, K.-H.: Modelluntersuchungen an hochbeanspruchten, ölgeschmierten Friktionskontakten zur Drehmomentübertragung. In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.): *Tribologie Fachtagung 2001, Reibung, Schmierung und Verschleiß*; Göttingen; GfT, Gesellschaft für Tribologie, Moers.

Stuffer 2004

Albers, A. ; Stuffer, A.: Der Einfluss von Oberflächenmodifikationen auf das Systemverhalten am Beispiel eines CVT-Getriebes. In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.): *Tribologie Fachtagung 2004, Reibung, Schmierung und Verschleiß*; Göttingen; GfT, Gesellschaft für Tribologie, Moers.

Sue 2002

Sue, A. Dittrich, O., Poll, G.: CVT-Wirkungsgradberechnung aus der Verformung beim Umschlingungstrieb. In: VDI (Hrsg.): *CVT 2002 Congress*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2002 (VDI-Berichte Nr. 1709). – S. 69 – 88.

Sue 2003

Sue, Armin: *Betriebsverhalten stufenloser Umschlingungsgetriebe unter Einfluss von Kippspiel und Verformung*. Hannover, Universität, Fakultät für Maschinenbau, Diss., 2003.

Sue 2004

Sue, A. ; Poll, G.: Analytisch-iteratives Berechnungsverfahren für stufenlose Umschlingungsgetriebe. In: VDI (Hrsg.): *Getriebe in Fahrzeugen 2004*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2004 (VDI-Berichte Nr. 1827).

Tenberge 1986

Tenberge, Peter: Wirkungsgrade von Zug- und Schubgliederketten in einstellbaren Umschlingungsgetrieben. Bochum, Ruhr-Universität, Fakultät für Maschinenbau, Diss., 1986.

Tenberge 1995

Tenberge, Peter: Kraftübertragung in stufenlosen Umschlingungsgetrieben - Einfluß von Schlupf und Verstellgeschwindigkeit auf den Wirkungsgrad. In: VDI (Hrsg.): *Gleitwälzkontakte*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1995 (VDI-Berichte Nr. 1207). S. 131 – 156.

Tenberge 2004

Tenberge, Peter: Kraftübertragung in stufenlosen Umschlingungsgetrieben. http://www.tu-chemnitz.de/mb/MaschElem/pdf/Kraftuebertragung_in_Umschlingungsgetrieben.pdf ; Zugriff 2007-04-28.

VDI 2221

VDI 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte. Düsseldorf, 1986.

VDI 2223

VDI 2223: Methodisches Entwerfen technischer Produkte. Berlin 1999.

Warnecke 2000

Warnecke, Günter (Hrsg.): *Zuverlässige Hochleistungskeramik – Wege zur Sicheren Herstellung keramischer Bauteile durch ganzheitliche Prozesskettenbetrachtung*. Tagungsband zum Abschlusskolloquium des Verbundprojekts „Prozeßsicherheit und Reproduzierbarkeit in der Prozeßkette keramischer Bauteile“, Rengsdorf, 5./6. April 2000.

Wiesner 2001

Wiesner, Holger: *Untersuchungen zur Regelung des Schlupfes in einem stufenlosen Umschlingungsgetriebe*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2001 (Fortschrittberichte VDI Reihe 8 Nr. 934). – Diss.