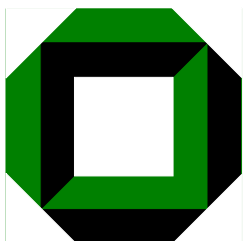


IKM 024

August 1998

**Keramische Bauteile im
elastohydrodynamischen Kontakt**

T. Sperrfechter



**INSTITUT FÜR KERAMIK IM MASCHINENBAU
UNIVERSITÄT KARLSRUHE**

Sperrfechter, Thomas

Keramische Bauteile im elastohydrodynamischen Kontakt

Dissertation, Universität Karlsruhe (TH)

Schriftenreihe des Instituts für Keramik im Maschinenbau

IKM 024, August 1998

© Institut für Keramik im Maschinenbau, Universität Karlsruhe (TH) 1998

Als Manuskript gedruckt. Printed in Germany

ISSN 1436-3488

Keramische Bauteile im elastohydrodynamischen Kontakt

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften

von der Fakultät für Maschinenbau der
Universität Karlsruhe

genehmigte

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Thomas Sperrfechter
aus Neckarsulm

Tag der mündlichen Prüfung: 17. Juli 1998
Hauptreferent: em.Prof. Dr.-Ing. R. Haller
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. K.-H. Zum Gahr

Karlsruhe 1998

Meiner Frau Susanne gewidmet.

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Angestellter am Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau der Universität Karlsruhe.

Mein besonderer Dank gilt Herrn em. Prof. Dr.-Ing. Rudolf Haller, der mir die Bearbeitung dieser sehr reizvollen Aufgabenstellung überließ. Er hat den Fortgang der Arbeit stets mit großem Interesse verfolgt und mich durch viele fachliche Diskussionen unterstützt. Besonders aber möchte ich mich bei ihm für das mir entgegengebrachte Vertrauen bedanken, das ein hohes Maß an selbständiger Arbeit ermöglichte und mir dadurch hervorragende Rahmenbedingungen zum Gelingen dieser Arbeit zur Verfügung standen.

Ebenso möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. K.-H. Zum Gahr für die, mit der Übernahme des Korreferates verbundenen Mühen sowie der kritischen Durchsicht der Arbeit bedanken.

Mein Dank gilt außerdem allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Institutes. Durch ihre tatkräftige und engagierte Mitarbeit hat jeder von ihnen seinen Teil zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Besonderen Dank gebührt hier meinem Kollegen Herrn Dr.-Ing. Wolfgang Burger, der mir in meßtechnischen Angelegenheiten eine unentbehrliche Hilfe war.

Bei meinen Kollegen möchte ich mich für die Befreiung aus meiner Arbeit in der Lehre und der Beantragung von Forschungsprojekten in den letzten Monaten vor Abschluß der vorliegenden Arbeit bedanken.

Besonders meinem Zimmerkollegen Herrn Dipl.-Ing. Olaf Dauber sowie Herrn Dr.-Ing. Theo Moßmann spreche ich hierzu nochmals meinen besten Dank aus, auch für die mit ihnen geführten zahlreichen fachlichen Diskussionen.

Nicht vergessen möchte ich meine beiden wissenschaftlichen Hilfskräfte, Herrn Dipl.-Gwl. Mario Estermann und Herrn cand.vt. Christoph Winzen, die mir durch ihre ständige Einsatzbereitschaft und begeisterte Mitarbeit eine große Unterstützung waren.

Dem gesamten Institut möchte ich auf diesem Wege noch einmal für das hervorragende kollegiale, teilweise sogar freundschaftliche Umfeld danken, das die ganze Zeit über bestand.

Ich danke meinen Eltern und meiner Schwiegermutter sowie meiner ganzen Familie, die mich alle wann immer nur nötig in vielfachster Weise unterstützten.

Den größten Dank aber spreche ich meiner geliebten Frau Susanne aus. Ich danke ihr für ihre große Geduld, ihr liebevolles Verständnis vor allem in der Zeit gegen Ende der Arbeit sowie für den starken Rückhalt besonders in Zeiten in denen es nur schwer mit der Arbeit voranging. Sie stand der Arbeit immer sehr aufgeschlossen gegenüber und hat mich in jeder Hinsicht unterstützt, mehr als ich mir wünschen konnte. Ich bin glücklich, so eine Frau an meiner Seite zu haben.

Karlsruhe, im August 1998

Thomas Sperrfechter

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis.....	III
Tabellenverzeichnis	VII
1. Einleitung.....	1
2. Ziel der Arbeit	3
3. Kenntnisstand.....	4
4. Theoretische Grundlagen	9
4.1 Vereinfachende Annahmen	10
4.2 Hydrodynamische Gleichung.....	11
4.3 Energiegleichung	11
4.4 Elastizitätsgleichung.....	12
4.5 Viskosität des Schmiermittels	14
4.5.1 Betrachtungen zur Viskosität	14
4.5.2 Viskositätsgleichung	16
4.6 Elastohydrodynamische Schmier-spaltweite.....	17
4.7 Reibung im EHD-Kontakt.....	21
4.7.1 Schmierungsgebiete, Reibungsmechanismen	21
4.7.2 Reibungsverhältnisse im Zweiseibenprüfstand.....	24
5. Keramische Werkstoffe	26
5.1 Keramikherstellung	26
5.2 Einfluß der Werkstoffparameter auf den EHD-Kontakt	27
5.2.1 Elastizität	27
5.2.2 Wärmeleitfähigkeit	30
5.3 Ausgewählte Werkstoffe	33
5.3.1 Aluminiumoxid (Al_2O_3)	33
5.3.2 Zirkonoxid (ZrO_2)	35
5.3.3 Aluminiumnitrid (AlN)	37

5.3.4 Vergleichswerkstoffe	38
5.3.5 Werkstoffdaten	39
5.4 Oberflächen keramischer Werkstoffe	40
6. Zweiseibenprüfstand	46
6.1 Aufbau	46
6.2 Adaption und Weiterentwicklung	50
7. Meßtechnik	54
7.1 Meßwertaufnehmer	55
7.1.1 Herstellung	55
7.1.2 Strukturierung	57
7.1.3 Aufnehmermaterial	66
7.1.4 Deckschicht	71
7.2 Meßwertverarbeitung	72
7.2.1 Aufbereitung der Druck- und Temperatursignale	72
7.2.2 Aufbereitung der Schmierfilmdickensignale	75
7.2.3 Weiterverarbeitung der Meßsignale	76
8. Meßergebnisse	83
8.1 Reibungsmessungen	83
8.2 Druckmessungen	91
8.3 Temperaturmessungen	98
8.4 Schmierfilmdickenmessungen	113
9. Diskussion	122
10. Zusammenfassung	126
11. Formelzeichen	128
12. Literaturverzeichnis	132
Anhang	141

Abbildungsverzeichnis

Bild 1.1:	Eigenschaften und Anwendungen von Hochleistungskeramik [67].	2
Bild 4.1:	Prinzipdarstellung des Verlaufs von Druck, Temperatur und Schmierpalt im EHD- Kontakt	9
Bild 4.2:	Druck- und Verformungsverteilung auf einen elastischen Halbraum	13
Bild 4.3:	Grenzscherubspannung τ_L eines Newtonschen Fluides nach [36]	15
Bild 4.4:	Schmierfilmdicke h_{min} als Funktion der halben Summendrehzahl n_Σ	20
Bild 4.5:	Abhängigkeit des Reibkoeffizienten μ vom Schmierfilmparameter Λ [30].	23
Bild 4.6:	Reibmomente im Zweischeibenprüfstand	25
Bild 5.1:	Herstellungsprozeß keramischer Bauteile aus Al_2O_3 und ZrO_2 nach [61]	27
Bild 5.2:	Werkstoffeinfluß auf den Hertzschen Druckverlauf (Werkstoffdaten siehe Tabelle 5.1, Seite 40)	29
Bild 5.3:	Werkstoffeinfluß auf die Hertzsche Abplattungsbreite (Werkstoffdaten siehe Tabelle 5.1, Seite 40)	29
Bild 5.4:	Wärmeleitfähigkeit von Al_2O_3 unterschiedlicher Porosität [74]	31
Bild 5.5:	Wärmeleitfähigkeit von Al_2O_3 und AlN in Abhängigkeit von der Temperatur nach [53]	32
Bild 5.6:	Bruchfläche der Al_2O_3 -F99,7-Keramik	33
Bild 5.7:	Bruchfläche der Al_2O_3 -FZT-Keramik.	34
Bild 5.8:	Dilatometerkurven von ZrO_2 [74].	35
Bild 5.9:	Bruchfläche der ZrO_2 -FZM-Keramik	36
Bild 5.10:	Bruchfläche der AlN-Shapal SH15-Keramik	37
Bild 5.11:	Oberfläche der Al_2O_3 -F99,7-Keramik nach dem Polieren.	41
Bild 5.12:	Oberfläche der Al_2O_3 -FZT-Keramik nach dem Polieren	41
Bild 5.13:	Oberfläche der ZrO_2 -FZM-Keramik nach dem Polieren	42
Bild 5.14:	Superfinish-Gerät SE30 Typ120 der Firma Supfina, Remscheid	43
Bild 5.15:	Oberfläche der AlN-Shapal SH15-Keramik nach dem Feinschleifen	44
Bild 6.1:	Aufbau des Zweischeibenprüfstandes	46
Bild 6.2:	Lagerung der Welle 1 in einem Axialschnitt (Bezeichnungen siehe Tabelle 6.1).	48
Bild 6.3:	Lagerung der Welle 2 und der Hohlwelle in einem Axialschnitt (Bezeichnungen siehe Tabelle 6.1).	49
Bild 6.4:	Zusammenstellungszeichnung der Keramikscheibenpaarung	51

Bild 6.5:	Konstruktive Ausführung der Welle 1 als Hohlwelle	52
Bild 7.1:	Abmessungen der Druck- und Temperaturlaufnehmer	58
Bild 7.2:	Kontaktierter mit Lötstützpunkten versehener Druckaufnehmer auf einer AlN-Keramikscheibe.	59
Bild 7.3:	Abmessungen des Oberflächentemperaturlaufnehmers	60
Bild 7.4:	Positionierung des Oberflächentemperaturlaufnehmers auf einer AlN-Keramikscheibe.	61
Bild 7.5:	Abmessungen des Schmierfilmdickenaufnehmers	62
Bild 7.6:	Prinzipdarstellung zur Funktionsweise des Schmierfilmdickenaufnehmers	63
Bild 7.7:	Qualitativer Verlauf der effektiven Kapazität c_{eff} in Abhängigkeit von der Störkapazität c_D	64
Bild 7.8:	Qualitativer Verlauf der Störkapazität c_D in Abhängigkeit von der Deckschichtdicke d	64
Bild 7.9:	Aufbau einer Aufdampfmaske.	65
Bild 7.10:	AlN-Keramikscheibe mit fertig kontaktierten Druck- und Temperaturlaufnehmern	70
Bild 7.11:	Schaltung der Druck- und Temperaturlaufnehmer.	73
Bild 7.12:	Einfluß der Störkapazität auf das Meßsignal	74
Bild 7.13:	Prinzip der Vierdrahtwiderstandsmessung	75
Bild 7.14:	Aufbereitung des Schmierfilmdickensignals	76
Bild 7.15:	Schema der Meßdatenerfassung und -weiterverarbeitung.	77
Bild 7.16:	Korrigierter und unkorrigierter EHD-Druckverlauf	79
Bild 7.17:	Korrigierter und unkorrigierter EHD-Temperaturverlauf	79
Bild 7.18:	Korrigierter und unkorrigierter EHD-Schmierfilmdickenverlauf	82
Bild 8.1:	Einfluß der Normalkraft F_n auf das Reibmoment M_2 in Abhängigkeit von der Drehzahldifferenz Δn	84
Bild 8.2:	Einfluß der Normalkraft F_n auf das Reibmoment M_2 in Abhängigkeit von der Drehzahldifferenz Δn	85
Bild 8.3:	Einfluß der Normalkraft F_n auf den Reibkoeffizienten μ in Abhängigkeit von der Drehzahldifferenz Δn	85
Bild 8.4:	Einfluß der halben Summendrehzahl n_Σ auf das Reibmoment M_2 in Abhängigkeit von der Drehzahldifferenz Δn und der Normalkraft F_n	86
Bild 8.5:	Einfluß der Ölsorte auf den Reibkoeffizienten μ in Abhängigkeit von der Drehzahldifferenz Δn und der Normalkraft F_n	87
Bild 8.6:	Einfluß unterschiedlicher Werkstoffe auf den Reibkoeffizienten μ in Abhängigkeit von der Drehzahldifferenz Δn	88

Bild 8.7: Einfluß unterschiedlicher Werkstoffe auf den Reibkoeffizienten μ in Abhängigkeit von der Drehzahldifferenz Δn	89
Bild 8.8: Einfluß unterschiedlicher Werkstoffe auf den Reibkoeffizienten μ in Abhängigkeit von der Drehzahldifferenz Δn	89
Bild 8.9: Einfluß der Normalkraft F_n auf die Druckverteilung bei Zirkonoxid bei reinem Rollen	92
Bild 8.10: Einfluß der Normalkraft F_n auf die Druckverteilung bei Aluminiumoxid bei reinem Rollen	93
Bild 8.11: Einfluß des Werkstoffes auf die Druckverteilung bei reinem Rollen	94
Bild 8.12: Einfluß der halben Summendrehzahl n_Σ auf die Druckverteilung bei Zirkonoxid bei reinem Rollen	95
Bild 8.13: Einfluß der Drehzahldifferenz Δn auf die Druckverteilung bei Zirkonoxid	96
Bild 8.14: Einfluß des Schlupfes auf die Druckverteilung bei Stahl nach Simon [79]	97
Bild 8.15: Einfluß der Drehzahldifferenz Δn auf die Druckverteilung bei Aluminiumoxid	97
Bild 8.16: Einfluß der Normalkraft F_n auf die Verteilung der Temperaturerhöhung bei Zirkonoxid bei reinem Rollen	99
Bild 8.17: Einfluß der Normalkraft F_n auf die Verteilung der Temperaturerhöhung bei Aluminiumoxid bei reinem Rollen	100
Bild 8.18: Einfluß der halben Summendrehzahl n_Σ auf die Verteilung der Temperaturerhöhung bei Zirkonoxid bei reinem Rollen	101
Bild 8.19: Einfluß der halben Summendrehzahl n_Σ auf die Verteilung der Temperaturerhöhung bei Aluminiumoxid bei reinem Rollen	102
Bild 8.20: Einfluß der Drehzahldifferenz Δn auf die Verteilung der Temperaturerhöhung bei Zirkonoxid	103
Bild 8.21: Einfluß der Drehzahldifferenz Δn auf die Verteilung der Temperaturerhöhung bei Aluminiumoxid	103
Bild 8.22: Einfluß der Drehzahldifferenz Δn auf die Verteilung der Temperaturerhöhung bei 42CrMo4 und unterschiedlichen halben Summendrehzahlen n_Σ	105
Bild 8.23: Einfluß der Drehzahldifferenz Δn auf die Verteilung der Temperaturerhöhung bei Aluminiumoxid und verschiedenen Normalkräften F_n	105
Bild 8.24: Einfluß unterschiedlicher Werkstoffe auf die Verteilung der Temperaturerhöhung bei reinem Rollen	107
Bild 8.25: Berechnete, auf die Wärmeflußdichte bezogene Oberflächentemperatur T_{OF} verschiedener beschichteter und massiver Werkstoffe in Abhängigkeit von der Aufheizzeit t	107

Bild 8.26: Einfluß unterschiedlicher Werkstoffe auf die Verteilung der Temperaturerhöhung bei einer Drehzahldifferenz $\Delta n = 200 \text{ min}^{-1}$	109
Bild 8.27: Vergleich der ersten Maxima der Temperaturerhöhungen verschiedener Werkstoffe bei reinem Rollen in Abhängigkeit von unterschiedlichen halben Summendrehzahlen n_{Σ}	110
Bild 8.28: Vergleich der absoluten Maxima der Temperaturerhöhungen verschiedener Werkstoffe in Abhängigkeit von unterschiedlichen Drehzahldifferenzen Δn	110
Bild 8.29: Vergleich des Verlaufs der Temperaturerhöhung einer eigenen Messung mit der einer Messung von Baumann [6]	112
Bild 8.30: Einfluß der Normalkraft F_n auf den Schmierfilmdickenverlauf $h(x)$ bei Zirkonoxid	114
Bild 8.31: Einfluß der Normalkraft F_n auf den Schmierfilmdickenverlauf $h(x)$ bei Aluminiumoxid.	115
Bild 8.32: Einfluß der Normalkraft F_n auf den Schmierfilmdickenverlauf $h(x)$ bei Aluminiumoxid und einer halben Summendrehzahl n_{Σ} von 2000 min^{-1}	116
Bild 8.33: Einfluß der Drehzahldifferenz Δn auf den Schmierfilmdickenverlauf $h(x)$ bei Zirkonoxid	117
Bild 8.34: Einfluß der Drehzahldifferenz Δn auf den Schmierfilmdickenverlauf $h(x)$ bei Aluminiumoxid.	117
Bild 8.35: Einfluß des Schlupfes auf den Schmierfilmdickenverlauf $h(x)$ bei Stahl nach Eller [23]	118
Bild 8.36: Zusammenhang zwischen den gemessenen und den nach Dowson [19] $h_{\text{min},D}$ und Murch/Wilson [54] $h_{\text{min},MW}$ berechneten minimalen Schmierfilmdicken	120
Bild 10.1: Gaußsches Fehlerintegral und verwandte Funktionen	144

Tabellenverzeichnis

Tabelle 5.1: Thermische und elastische Kenngrößen ausgewählter Werkstoffe nach Literaturangaben	39
Tabelle 6.1: Zusammenstellung der mit Ziffern bezeichneten Bauteile der Bilder 6.1, 6.2 und 6.3	47
Tabelle 7.1: Wärmeleitfähigkeitswerte an Massiv- und Schichtmaterial im Vergleich [41]	72
Tabelle 9.1: Zusammenfassende Darstellung der gewonnenen Erkenntnisse ...	125
Tabelle 10.1: Zahlenwerte der Öl-Konstanten der FVA-Öle nach [76]	142

Kapitel 1

Einleitung

In vielen Maschinenelementen werden Kräfte auf unterschiedliche Weise an den Kontaktflächen von bewegten Funktionsteilen übertragen. Um Reibung und Verschleiß an den Berührflächen zu reduzieren, werden diese tribologisch hoch beanspruchten Systeme wenn immer möglich geschmiert. Da die geschmierten Kontaktflächen aus funktionalen Gründen meist ein kontraformes Aussehen aufweisen, können in der Kontaktzone Drücke bis zu 20 kbar erreicht werden. Unter diesen hohen Belastungen verformen sich die Kontaktpartner elastisch und die Viskosität im Schmiermittel steigt in der Belastungszone um mehrere Größenordnungen an. Unter bestimmten Bedingungen kann sich ein hydrodynamischer Schmierfilm bilden, der die in Kontakt stehenden Bauteile vollständig voneinander trennt. Man spricht dann von einer elastohydrodynamischen (EHD) Schmierung. Als Beispiele solcher Tribosysteme sind die Nocken-Stößel-Kontakte an Nockenwellen von Verbrennungsmotoren oder Einspritzpumpen, Zahnflankenkontakte in Getrieben oder auch Kurvenscheiben in Maschinen der textilverarbeitenden Industrie zu nennen. Die Bandbreite dieser Kontakte erstreckt sich über ein weites Anwendungsfeld. Die in diesen Bereichen rasant fortschreitende Entwicklung ist gekennzeichnet durch eine stetige Leistungssteigerung, bei gleichzeitiger Bauteiloptimierung und höheren Produktanforderungen.

Mit dieser Weiterentwicklung verbunden ist die Bereitstellung neuer Werkstoffe, die an die hohen Ansprüche optimal angepaßt sind, da die Verwendung konventioneller im Maschinenbau eingesetzter Werkstoffe immer mehr an deren Beanspruchungsgrenzen stößt. Durch technologische Verbesserungen in der Fertigung und einer speziell auf die Anforderungen ausgerichteten Werkstoffentwicklung, stehen keramische Werkstoffe bereit, die hervorragende mechanische, thermische und chemische Eigenschaften besitzen [73]. Hierbei wird zwischen sogenannten Funktions- und Strukturkeramiken unterschieden. Während bei den Strukturkeramiken die keramiktypischen mechanischen und guten thermischen Eigenschaften ausgenutzt werden, stehen bei den Funktionskeramiken die besonderen elektrischen, magnetischen oder auch optischen Eigenschaften für die Anwendung im Vordergrund [24].

Für den Konstrukteur erschließt sich durch Strukturkeramiken ein hohes Entwicklungspotential im Bereich mechanisch und thermisch hochbeanspruchter Bauteile. Bild 1.1 [68] gibt hierzu einen zusammenfassenden Überblick der Anwendungsfelder heutiger Hochleistungskeramiken.

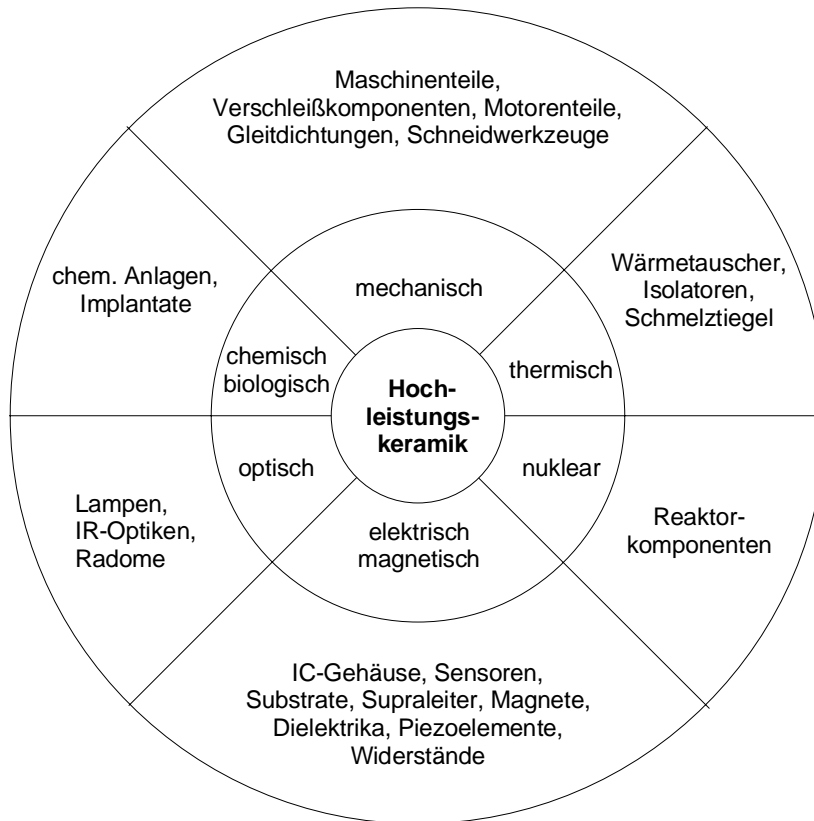


Bild 1.1: Eigenschaften und Anwendungen von Hochleistungskeramik [68]

Für den Einsatz von Strukturkeramiken ist eine exakte Definition des Beanspruchungsprofils eines zu fertigenden Bauteils hinsichtlich seiner mechanischen, thermischen, chemischen sowie der tribologischen und elektrischen Eigenschaften unumgänglich [73]. Das Bestreben des Konstrukteurs sollte nicht darin liegen, die metallischen Werkstoffe durch keramische Werkstoffe zu substituieren, sondern den Anteil der Keramik auf die wichtigen und nur von der Keramik erfüllbaren Funktionen aus dem Gesamtspektrum der an das Bauteil gestellten Anforderungen zu reduzieren. Der Einsatz von Hochleistungskeramik erfolgt meist da, wo konventionelle Werkstoffe an ihre Grenzen stoßen. Solche Anwendungsgebiete stellen u.a. thermisch und tribologisch hochbeanspruchte Bauteile dar. Um eine Aussage über die Tauglichkeit eines Werkstoffes im Hinblick auf den Einsatz in einem hochbeanspruchten Tribosystem treffen zu können, sind umfangreiche experimentelle Grundlagenuntersuchungen unabdingbar.

Kapitel 2

Ziel der Arbeit

Primäres Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Untersuchung des Einflusses vollkeramischer Werkstoffe auf die Verhältnisse in elastohydrodynamisch geschmierten Linienkontakten. Von besonderem Interesse ist es hierbei, Informationen zu erhalten, die es ermöglichen, das Zusammenspiel der maßgeblichen Parameter wie Druck, Temperatur und der im Kontakt auftretenden Reibung beschreiben zu können. Durch Aufnahme dieser Parameter können Abhängigkeiten der Einflußgrößen untereinander erkannt und Rückschlüsse auf die Verwendbarkeit des Werkstoffes (Keramik) für tribologisch hochbelastete Kontakte gezogen werden.

Die Aufnahme der Meßgrößen Druck und Temperatur soll mittels im Hochvakuum aufgedampfter Dünnschichtmeßwertaufnehmer erfolgen. Durch eine Weiterentwicklung des Meßwertaufnahmeprozesses, sollen erstmals beide Signalverläufe in einem Meßablauf unter gleichen Versuchsbedingungen erfaßt werden. Mit Hilfe der Kalibrierdaten des Sensors kann dadurch im Anschluß an die Messung rechnerisch eine vollständige Eliminierung der gegenseitigen Fehlereinflüsse erfolgen. Hierzu ist eine neue Auswertesoftware zu erstellen.

Für die Aufnahme der Scheibenmassentemperatur ist ein neuer Dünnschichtsensor zu entwickeln, der eine kontinuierliche Erfassung dieser Meßgröße ermöglicht, da das bisherige Meßprinzip nicht auf die Versuche mit keramischen Kontaktpartnern übertragen werden kann.

Schließlich sollen sich erstmals Untersuchungen mit der quantitativen Erfassung des Schmierfilmdickenverlaufes im elastohydrodynamischen Kontakt zweier vollkeramischer Bauteile beschäftigen. Hierbei soll die durch die Beanspruchung sich ändernde Dielektrizitätszahl vom Schmiermittel bei der Auswertung des Schmierfilmdickensignals durch eine geeignete, noch zu erarbeitende Korrekturmethode berücksichtigt werden.

Zur Durchführung der Versuche soll ein vorhandener Zweischeibenprüfstand für Untersuchungen mit vollkeramischen Kontaktwerkstoffen unter Berücksichtigung keramikgerechter Konstruktionsrichtlinien umgebaut werden.

Die vorliegende Arbeit soll einen Beitrag zum Einfluß vollkeramischer Kontaktpartner auf den hochbelasteten, elastohydrodynamisch geschmierten Tribokontakt liefern.

Kapitel 3

Kennntnisstand

Zur Untersuchung des physikalischen Geschehens in EHD-Kontakten wurden bislang eine Vielzahl von theoretischen und experimentellen Arbeiten durchgeführt. Umfangreiche Literaturangaben über die Entwicklung der elastohydrodynamischen Theorie finden sich in den Arbeiten von Baumann [6], Dowson und Higginson [20], Kirschner [39], Schouten [79] und Staiger [82].

Theoretische Untersuchungen

Ein Meilenstein in der Geschichte der Elastohydrodynamik stellt die Arbeit von Mohrenstein-Ertel [53] dar. Er war der erste, der bei seinen Untersuchungen die elastischen Verformungen der Kontaktpartner und die unter hohem Druck stark anwachsende Viskosität berücksichtigte. Er erhielt eine Gleichung, die die Schmierfilmdicke im Parallelspalt des EHD-Kontaktes recht gut beschrieb.

Unter Anwendung iterativer Rechenverfahren und Annahme isothermischer Bedingungen ermittelten Dowson und Higginson [20] eine Berechnungsgleichung für die Schmierfilmdicke an der engsten Stelle des Schmierspalt. Diese Gleichung wurde später von Dowson [19] zu der heute weit verbreiteten Formel zur Berechnung des minimalen Schmierspalt in EHD-Kontakten modifiziert.

Murch und Wilson [55] berücksichtigten zusätzlich die durch die Rückströmung und Scherung des Schmiermittels im Einlaufbereich auftretende Erwärmung des Schmieröls. Diese Aufheizung führte zu einer Verringerung der Viskosität und damit zu einer geringeren Schmierfilmhöhe. Das Ergebnis ihrer theoretischen Arbeit war die thermische Korrektur der isothermischen Theorie nach Dowson [19]. Weitere Lösungsansätze zur numerischen Berechnung des EHD-Gleichungssystems für den nichtisothermischen Zustand beschrieben Liesegang [48] und Schouten [78]. Die zweidimensionalen Ansätze führten jedoch bei hohen Belastungen zu Konvergenzproblemen und langen Rechenzeiten bei der Lösungsfindung. Eller [23] stellte ein weiterentwickeltes Berechnungsmodell vor. Er berechnete Druck-, Temperatur- und Schmierfilmdickenverläufe im stationären nichtisothermischen elastohydrodynamischen Kontakt. Zusätzlich zu der Reynolds-, Elastizitäts- und Energiegleichung sowie dem Wärmeabfluß in die Kontaktpartner berücksichtigte er den Einfluß von Druck und Temperatur auf die Viskosität des Schmierstoffes.

Weitere Berechnungsansätze wurden von Oster [70], Wallinger [89] und Christoph [17] vorgestellt. Sie berechneten die auftretenden Beanspruchungen in elasto-hydrodynamischen Kontakten. Neuere Berechnungsverfahren mit kürzeren Rechenzeiten und besserem Konvergenzverhalten wurden in [93, 74] nach der Newton-Raphson Methode und in [49, 50] nach der Multigrid Methode beschrieben.

Bei theoretischen Untersuchungen wird von Stoffwerten der Schmierstoffe ausgegangen, die statisch und meist nur bis zu Drücken von 2000 bar ermittelt wurden. Da diese Werte für theoretische Betrachtungen bis zum zehnfachen Wert extrapoliert werden, bedarf es zum einen der genauen Kenntnis der Eigenschaften der Schmiermittel unter EHD-Bedingungen und zum anderen ist es von besonderem Interesse die theoretisch erhaltenen Ergebnisse experimentell abzusichern. Um dieser Aufgabe nachzukommen wurden in den letzten zwei Jahrzehnten enorme Anstrengungen in der experimentellen Erforschung elasto-hydrodynamischer Kontakte unternommen.

Untersuchungen zum Verhalten der Schmieröle unter der Berücksichtigung des Druckes und der Temperatur

Von grundlegender Bedeutung bei der Untersuchung elasto-hydrodynamischer Kontakte ist das eingesetzte Schmiermittel. Teilweise sind die Eigenschaften der Schmierstoffe, wie z.B. die Druckabhängigkeit der Viskosität, bis heute nicht vollständig bekannt. Die Viskosität und die Dichte der Schmiermittel wurde in zahlreichen Arbeiten untersucht. Insbesondere sind hierzu Arbeiten von Kuss [45, 46] und Bode [11, 12, 13] sowie von Noack und Bode [67] zu erwähnen, in denen die Abhängigkeit der Viskosität und der Dichte bis zu Drücken von 10000 bar untersucht wurden. In den Arbeiten von Haddad [29] und Hötte [35] finden sich Zusammenstellungen der wichtigsten Berechnungsansätze zur Erfassung der Viskosität in Abhängigkeit vom Druck und von der Temperatur.

Untersuchungen, die den Einfluß der Kompressionsgeschwindigkeit auf die Viskosität berücksichtigen wurden von Forster [26] und Trachman [86] durchgeführt. Nach deren Aussage erreicht das Schmiermittel erst nach einer charakteristischen Relaxationszeit den sich unter statischen Bedingungen einstellenden Viskositätswert. Die gewonnenen Erkenntnisse stützen sich auf viskoelastische und kompressibel viskoelastische Fluidmodelle. Jacobsen [37] beschreibt die Abhängigkeit des Schmiermittels vom Schergefälle, das durch die Bewegung der Kontaktpartner im Schmiermittel vorherrscht. Erhöht sich das Schergefälle auf einen bestimmten kritischen Wert, so geht das Schmiermittel zu nicht-Newton'schem Fluidverhalten über.

Experimentelle Untersuchungen an metallischen EHD-Kontakten

Druck-, Temperatur- und Reibungsmessungen

Baumann [6, 7, 8, 9] führte umfangreiche Untersuchungen im stationären elastohydrodynamischen Linienkontakt durch. Er konstruierte einen Zweiseibenprüfstand zur Durchführung von Grundlagenuntersuchungen und entwickelte Dünnschichtmeßwertaufnehmer, die die meßtechnische Erfassung von Druck- und Temperaturverläufen im EHD-Kontakt ermöglichten. Eine Besonderheit war die Entwicklung eines Zweiseichttemperaturaufnehmers der praktisch ohne Druckfehler arbeitete. Seine Untersuchungen wurden ergänzt durch umfangreiche Reibungsmessungen. Es gelang ihm dabei den Rollreibungsanteil separat darzustellen.

Parallel zu den Arbeiten von Baumann [6] entwickelte Frey [27] einen Nocken-Flachstößel-Prüfstand. Mit den von Baumann [6] entwickelten Dünnschichtsensoren führte er Druck- und Temperaturmessungen im instationären elastohydrodynamischen Kontakt durch. Mit einer speziellen Kraftmeßnabe konnten die Normal- und Reibkräfte im Schmierpalt zwischen Nocken und Stößel gemessen werden. Kirschner [39, 40] modifizierte den von Frey [27] entwickelten Prüfstand auf die Untersuchung eines Nocken-Rollenstößel-Triebes wie er in Einspritzpumpen Verwendung findet. Er untersuchte das Drehverhalten einer Stößelrolle mit einer schwimmenden Buchse, mit dem einer buchsenlosen Rolle und stellte die Ergebnisse in Abhängigkeit von Drehzahl und Ölviskosität bei unterschiedlichen Belastungen dar. Neben Reibungs- und Normalkraftmessungen gelang es ihm in der instationär belasteten Kontaktzone Druck- und Temperaturmessungen durchzuführen, wobei Drücke bis zu 20000 bar gemessen wurden.

Simon [80] untersuchte in seinen Arbeiten zusätzlich das Umfeld der Dünnschichtmeßtechnik. Er stellte eine Reihe von Bedingungen bezüglich der Sensorgeometrie, dem Auflösungsvermögen des Sensors und der Minimierung von Kapazitäts- und Induktionseffekten beim Durchfahren des Kontaktes auf. Wilczek [90, 91, 92] befaßte sich ebenfalls mit diesem Thema. Wie auch Simon [80] kam er zu der Schlußfolgerung, daß Sensoren mit symmetrischem Aussehen am besten für Druck- und Temperaturmessungen in EHD-Kontakten geeignet sind.

Aufbauend auf den Ergebnissen von Simon [80] führte Kagerer [38] Messungen mit einem Zweiseibenprüfstand und einem neu entwickelten Zahnradverspannungsprüfstand durch. Die erhaltenen Druck- und Temperaturverläufe wurden den Berechnungen nach Oster [70] gegenübergestellt. Hierbei zeigte sich bei den Druckmessungen eine gute Übereinstimmung der gemessenen mit den berechneten Werten. Die Temperaturmessungen ergaben generell höhere Werte als die hierzu durchgeführten Vergleichsrechnungen. Die Temperatursignale wurden keiner Druckfehlerkorrektur unterzogen.

Bauerochs [5] ermittelte mit gesputterten Dünnschichtmeßwertaufnehmern Druck- und Temperaturverläufe in EHD-Wälzkontakten eines Zweiseibenprüfstandes sowie in serienmäßigen Zylinderrollenlagern. Er berechnete zudem bei reinem Rollen die Tempera-

turerhöhung in der Mitte des Schmierfilmes im Scheibenkontakt und im Kontakt eines Zylinderrollenlagers. Nach dieser Untersuchung lagen im Scheibenkontakt die maximalen Temperaturerhöhungen in der Mitte des Schmierfilmes beim 6,5- bis 9-fachen der Erhöhung der Oberflächentemperaturen.

Schmierfilmdickenmessungen

Schmidt [77] untersuchte mit Hilfe eines Zweiseibenprüfstandes den Einfluß der Oberflächenrauheit auf die Schmierfilmdickenausbildung in elastohydrodynamisch beanspruchten Wälzkontakten. Zur Bestimmung der Schmierfilmdicke verwendete er ein kapazitives Meßsystem mit gesputterten implantierten Dünnschichtmeßwertaufnehmern. Mit diesen Aufnehmern wurde sowohl an glatten als auch an rauhen Wälzelementen der Schmierfilmdickenverlauf aufgenommen. Die von Schmidt [77] durchgeführten Schmierfilmdickenmessungen bestätigten für hohe Geschwindigkeiten und große Filmdicken die Richtigkeit der thermischen Korrektur nach Murch und Wilson [55]. Über die erhaltenen Meßergebnisse entwickelte er mit Kennwerten aus der Abbottschen Traganteilkurve einen Schmierfilmrauheitskorrekturfaktor mit dessen Hilfe eine Auslegung eines EHD-Wälzkontaktes mit rauhen Oberflächen ermöglicht wurde.

Eine praktische Anwendung dieses Ansatzes fand sich in der Untersuchung von Heinz [33]. Er untersuchte die Schmierfilmbildung am System Nocken-Rollenstößel unter Berücksichtigung von Kraftstoff als Schmierstoff. Er führte zur Abschätzung des Mischreibungsbegins zwischen elastohydrodynamisch geschmierten Kontaktpartnern eine Auslegungsmöglichkeit auf, die sich auf den von Tallian [83] definierten Schmierfilmparameter Λ stützt. Hamrock und Dowson [31] beschrieben eine Einteilung der unterschiedlichen Schmierbereiche mit Hilfe dieses Parameters.

Weitere zu nennende Arbeiten, die sich der experimentellen Bestimmung der Schmierfilmdicke in elastohydrodynamischen Kontakten widmen, sind die von Brüser [14, 15], Ehlert [22], Bethke [10], Ayanoglu [3] und Tyachsen [87, 88]. Bei den beiden zuletzt genannten Autoren wurden zur Applizierung der Dünnschichtsensoren auf die Prüfkörper lithographische bzw. photolithographische Verfahren angewendet. Zur Berücksichtigung der vom Druck und von der Temperatur abhängigen Dielektrizitätszahl des Öles werden von den Verfassern unterschiedliche Korrekturmethode vorgeschlagen.

Experimentelle Untersuchungen an keramischen EHD-Kontakten

Staiger [82] untersuchte mit Hilfe des von Baumann [6] entwickelten Zweiseibenprüfstandes den Einfluß dünner Keramiksichten auf die im EHD-Kontakt übertragene Reibung sowie deren Auswirkung auf den Druck- und Temperaturverlauf. Hierzu wurden mittels eines Hochleistungsmagnetronkathodenzerstäubungsverfahrens keramische

Schichten aus Aluminiumoxid, Zirkonoxid und Aluminiumnitrid auf Stahlscheiben aufgebracht. Durch die unterschiedlichen Wärmeleitfähigkeiten der zuvor genannten Werkstoffe konnte schon bei Schichten von nur wenigen Mikrometern Dicke der Wärmehaushalt und damit über die Temperatur und die Ölviskosität das Reibungsverhalten im Kontaktbereich nennenswert beeinflusst werden. Weiter Untersuchungen beschäftigten sich mit der experimentellen Ermittlung des Schmierfilmdickeverlaufes. Hierzu kamen kapazitiv arbeitende Dünnschichtmeßwertaufnehmer zum Einsatz.

Knauß [41] untersuchte den Einfluß vollkeramischer Bauteile auf die Reibungsverhältnisse im instationären Nocken-Flachstößel- Kontakt und im stationären Ring-Platte-Kontakt. In beiden Versuchseinrichtungen wurde die metallische Stößelplatte durch eine Stößelplatte aus Massivkeramik ersetzt. Die untersuchten Werkstoffe waren Aluminiumoxid, Zirkonoxid und Aluminiumnitrid. Voraussetzung zur Durchführung der Versuchsreihen war eine hohe Oberflächengüte der keramischen Stößelplatten, die nach umfangreichen Fein- und Feinstbearbeitungsuntersuchungen durch Läppen und Polieren erreicht werden konnten. Eine Beschreibung des Einflusses der Ölviskosität auf gemessene Reibkraftverläufe wurde mit Hilfe eines neuen Reibungsmodelles unter Berücksichtigung der thermischen Leitfähigkeit des Öles und der Schmierpaltdicke vorgeschlagen. Ergänzende Untersuchungen umfassen die Aufnahme der Temperatur- und Druckverläufe im stationären Ring-Platte-Kontakt. Eine Materialabhängigkeit bezüglich der Druckverlaufskurven konnte nicht festgestellt werden.

Weitere Arbeiten, die sich gezielt mit der Untersuchung massivkeramischer Bauteile in elastohydrodynamischen Kontakten befassen, sind bislang nicht bekannt.

Kapitel 4

Theoretische Grundlagen

In EHD-Kontakten werden aufgrund der meist kontraformen Krümmung der Kontaktpartner hohe Kräfte auf kleinen Kontaktabmessungen übertragen. Die daraus resultierenden hohen Drücke führen zu einer elastischen Verformung der Berührflächen und beeinflussen die Viskosität in besonderem Maße. Bild 4.1 zeigt den prinzipiellen Verlauf von Druck, Temperatur und Schmierpalt in einem elastohydrodynamischen Zweischeibenkontakt.

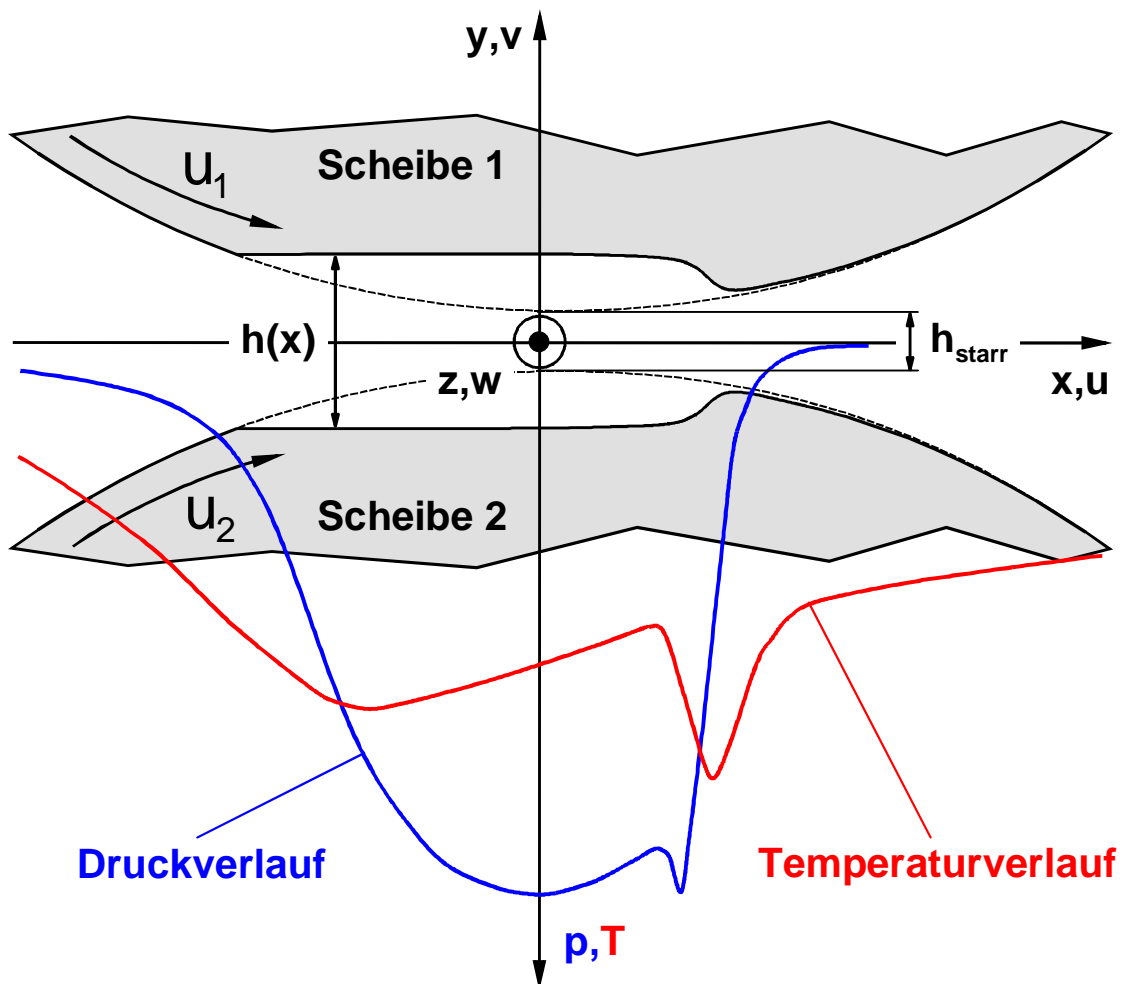


Bild 4.1: Prinzipdarstellung des Verlaufs von Druck, Temperatur und Schmierpalt im EHD- Kontakt

Zur Beschreibung der elastohydrodynamischen Schmierfilmbildung müssen die folgenden miteinander verknüpften Gleichungen simultan gelöst werden:

- Hydrodynamische Gleichung
- Energiegleichung
- Gleichung der elastischen Verformungen
- Zustandsgleichung des Schmiermittels

Eine Lösung dieses Gleichungssystems ist nur durch die Einführung vereinfachender Annahmen möglich. An dieser Stelle muß bemerkt werden, daß die in den folgenden Abschnitten beschriebenen Beziehungen und Lösungen ihre Gültigkeit nur mit den in Kapitel 4.1 getroffenen Annahmen bewahren und nicht verallgemeinert werden können.

4.1 Vereinfachende Annahmen

Folgende vereinfachende Annahmen sind für den in dieser Arbeit zu untersuchenden stationären Linienkontakt getroffen [23, 48]:

- Die Betrachtung erfolgt zweidimensional (unendlich breite Zylinder).
↳ alle Komponenten in z-Richtung bleiben unberücksichtigt.
- Trägheits- und Feldkräfte werden vernachlässigt.
- Das Schmiermittel ist inkompressibel.
- Das Schmiermittel zeigt Newtonsches Fließverhalten.
- Die Viskosität ist nur eine Funktion von Druck und Temperatur.
- Der Druck ist über der Filmhöhe konstant.
- Die Oberflächen der Kontaktpartner verformen sich wie ein elastischer Halbraum.
- Der Wärmefluß in den Wänden des Schmierpaltes erfolgt nur senkrecht zu den Oberflächen.
- Das Schmiermittel haftet an den Wänden und es ist ausreichend Schmierstoff vorhanden. Die Zuführung des Schmiermittels erfolgt drucklos.
- Verformungen bedingt durch Temperaturänderungen oder Oberflächenscherung werden vernachlässigt.
- Die Oberflächen der Kontaktpartner sind ideal glatt.

4.2 Hydrodynamische Gleichung

Das Kräftegleichgewicht an einem Volumenelement einer reibungsbehafteten Strömung einer Newtonschen Flüssigkeit liefert die allgemeine Navier-Stokesche Bewegungsgleichung. Unter den in Kapitel 4.1 beschriebenen Voraussetzungen vereinfacht sich die Navier-Stokes-Gleichung für den eindimensionalen Fall zu:

$$\frac{dp}{dx} = \eta \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (4.1)$$

Hierin beschreibt η die Viskosität des Schmiermittels, p der im Schmierfilm auftretende Druck und u die Geschwindigkeit in x -Richtung. Die Festsetzung der Koordinaten erfolgt anhand von Bild 4.1.

Zweimalige Integration von Gl.(4.1) und Einsetzen in die Kontinuitätsgleichung liefert die für Zweiseibenkontakte gültige Reynoldssche Differentialgleichung:

$$\frac{dp}{dx} = 12 \cdot \eta \cdot \frac{u_1 + u_2}{2} \cdot \frac{h(x) - h_m}{h(x)^3} \quad (4.2)$$

Darin beschreibt h_m die Schmierfilmdicke an der Stelle, an der das Hertzsche Druckmaximum ($dp/dx = 0$) auftritt. Der Ausdruck $(u_1 + u_2)/2$ entspricht der halben hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit u_H . Eine ausführliche Herleitung der Gleichung ist in [20] und [21] wiedergegeben.

4.3 Energiegleichung

Die Änderung der inneren Energie der Flüssigkeit im Schmierpalt muß sich im Gleichgewicht zwischen dem zu- und abgeführten Wärmestrom und der durch viskose Reibung und Kompression erzeugten Wärme befinden. Unter den in Kapitel 4.1 getroffenen Voraussetzungen ergibt sich die Energiegleichung nach Liesegang [48] zu:

$$\underbrace{\rho \cdot c_{\text{Öl}} \cdot u \cdot \frac{\partial T}{\partial x}}_1 = \underbrace{\lambda \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}}_2 + \underbrace{\eta \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2}_3 + \underbrace{\rho \cdot \left(\frac{\partial 1/\rho}{\partial T}\right)_p \cdot u \cdot T \cdot \frac{dp}{dx}}_4 \quad (4.3)$$

Der Term 1 beschreibt die Wärmeabfuhr durch Konvektion. Hierin stellen ρ die Dichte und $c_{\text{Öl}}$ die spezifische Wärmekapazität des Öls dar. Die örtliche Schmiermitteltemperatur wird in allen Termen durch T berücksichtigt. Der konduktive Teil der Wärmeabfuhr (Term 2) beinhaltet die Wärmeleitfähigkeit λ des Schmiermittels. Die durch viskose Reibung erzeugte Wärmemenge wird durch den dritten Term dargestellt. Die durch den vierten Term beschriebene Kompressionserwärmung des Schmiermittels ist nach Wallinger [89] vergleichsweise unbedeutend und wird daher meist vernachlässigt.

4.4 Elastizitätsgleichung

Zur Berechnung der durch den Druckaufbau im Schmiermedium an den Bauteiloberflächen hervorgerufenen elastischen Verformungen, erfolgt die Betrachtung der Kontaktpartner als elastische Halbräume (s. [17, 20, 48]). Die Verformung $v(x)$ in y -Richtung an jeder Stelle x als Folge einer Druckverteilung $p(\xi)$ (s. Bild 4.2) berechnet sich nach folgender Gleichung zu:

$$v(x) = -\frac{2}{\pi \cdot E'} \cdot \int_{\xi_a}^{\xi_e} p(\xi) \cdot \ln|x - \xi| \cdot d\xi \quad (4.4)$$

Dabei stellt E' den in Gl.(4.5) beschriebenen wirksamen Elastizitätsmodul dar, der sich aus den Elastizitätsmoduln E_1 , E_2 sowie den Querkontraktionszahlen ν_1 , ν_2 der beiden Kontaktwerkstoffe ergibt.

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2} \right] \quad (4.5)$$

Die Anwendung der Gl.(4.4) kann nach Spiegel [81] nur im Bereich der Druckeinflußzone (Hertzsche Zone) angewendet werden. Mit zunehmendem Abstand von der Lastangriffstelle liefert Gl.(4.4) kleiner werdende Verformungswerte, die bei $x = \xi_a$ bzw. $x = \xi_e$ jeweils den Wert Null annehmen. Bei einer weiteren Vergrößerung des Abstandes, werden die Verformungswerte negativ und streben schließlich gegen Unendlich. Im realen Fall verschwindet die Verformung in hinreichend großem Abstand von der Lastangriffstelle.

Durch die Überlagerung der Verformung $v(x)$ mit der der unverformten Kontaktpartner ergibt sich für den Spaltverlauf zwischen zwei zylindrischen Scheiben der angenäherte Zusammenhang

$$h(x) = h_{\text{starr}} + \frac{x^2}{2 \cdot r'} + 2 \cdot v(x) , \quad (4.6)$$

wobei h_{starr} den minimalen Abstand der unverformten Scheiben darstellt. Der wirksame Krümmungsradius r' berechnet sich aus den Einzelradien r_1 und r_2 der Kontaktpaarung zu:

$$r' = \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 + r_2} \quad (4.7)$$

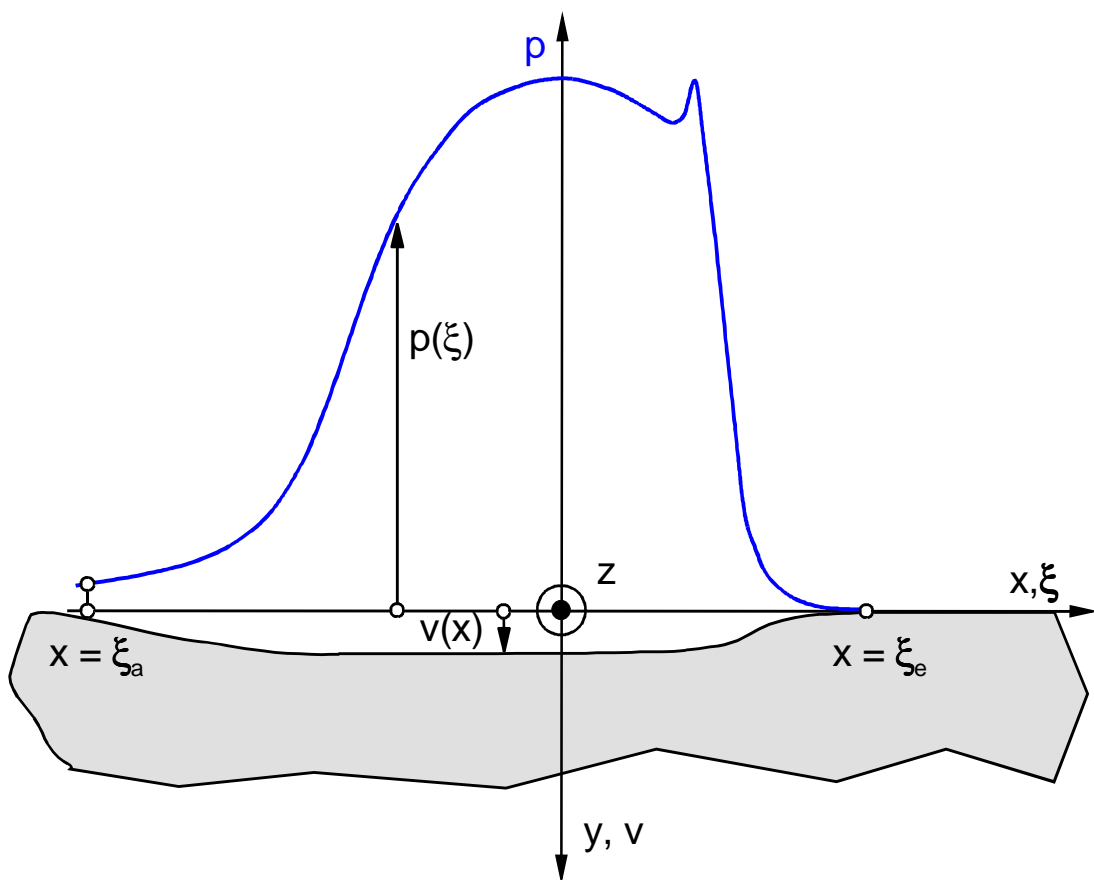


Bild 4.2: Druck- und Verformungsverteilung auf einen elastischen Halbraum

Aufgrund der vorliegenden Verformungen bildet sich in einem hochbelasteten EHD-Kontakt eine elliptische Druckspannungsverteilung aus, deren Maximalwert p_{Hz} in der Kontaktmitte nach der Hertzschen Theorie für Kontakte mit Linienberührung berechnet werden kann zu:

$$p_{\text{Hz}} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \frac{F_n}{\pi \cdot b} \cdot \frac{E'}{r'}} \quad (4.8)$$

Die Hertzsche Abplattungsbreite b_{Hz} , die der halben Kontaktlänge entspricht, ergibt sich nach:

$$b_{Hz} = \sqrt{8 \cdot \frac{F_n}{\pi \cdot b} \cdot \frac{r'}{E'}} \quad (4.9)$$

b stellt hierbei die Breite der belasteten Zone in z -Richtung und F_n die vorherrschende Normalkraftbelastung dar.

4.5 Viskosität des Schmiermittels

4.5.1 Betrachtungen zur Viskosität

Bei den meisten EHD-Untersuchungen wird üblicherweise vorausgesetzt, daß die behandelten Schmiermittel Newtonsches Fließverhalten aufzeigen. Dieses Verhalten läßt sich durch die Proportionalitätsbeziehung zwischen Schubspannung τ und dem im Fluid herrschenden Schergefälle du/dy nach Gl.(4.10) ausdrücken.

$$\tau = \eta \cdot \frac{du}{dy} \quad (4.10)$$

Die Viskosität η stellt in dieser Gleichung eine Größe für den inneren Strömungswiderstand dar, den eine Flüssigkeit dem Fließen entgegensetzt. Die Viskosität wird in starkem Maße von der Temperatur und dem auf das Schmiermedium einwirkenden Druck geprägt. In den Arbeiten von Haddad [29] und Hötte [35] finden sich Zusammenstellungen der wichtigsten Berechnungsansätze zur Erfassung der Viskosität in Abhängigkeit von Druck und Temperatur. Besonders unter sehr hohen Drücken wurde bislang noch keine Möglichkeit gefunden, eine allgemeingültige Berechnungsgrundlage zur Ermittlung der Viskosität zu beschreiben. Untersuchungen von Kuss [45, 46], die er mit Hilfe einer statischen Hochdruckapparatur durchführte, zeigen auf, daß bei Schmierölen oberhalb einer bestimmten Druckbeanspruchung eine starke Zunahme der Viskosität verzeichnet wird. Diese Zunahme wird auf eine Verfestigung des Öls zurückgeführt, die sich in Abhängigkeit vom Druck, von den Berandungen des Kontaktes beginnend, zur Schmierfilmmitte hin ausdehnt. Das Schmiermedium tritt in diesem Falle nicht mehr homogen sondern zweiphasig auf. Die verfestigte Phase liegt hierbei als glasartiger (amorpher) Festkörper vor. Bode [11, 12, 13, 67] beschäftigte sich ausführlich mit dieser Thematik.

Ihm gelang es eine Approximationsgleichung zu entwickeln, die gestützt auf experimentell ermittelte Dichtewerte auch den Phasenübergang des Schmieröls bei hohen Drücken zu beschreiben vermag.

Übersteigt das Schergefälle du/dy aus Gl.(4.10) eine kritische Scherrate, so kann nach Jacobsen [37] nicht mehr von einem Newtonschen Fluidverhalten ausgegangen werden. Wird, bedingt durch ein hohes Schergefälle eine bestimmte Grenzschubspannung τ_L erreicht, so findet bei einer weiteren Steigerung der Scherrate keine Schubspannungszunahme mehr statt. Der Gültigkeitsbereich des Newtonschen Schubspannungsgesetzes (Gl.(4.10)) ist somit, wie Bild 4.3 darstellt, durch Annäherung an die Grenzschubspannung τ_L begrenzt. Das Medium besitzt dann nicht-Newtonschen Charakter.

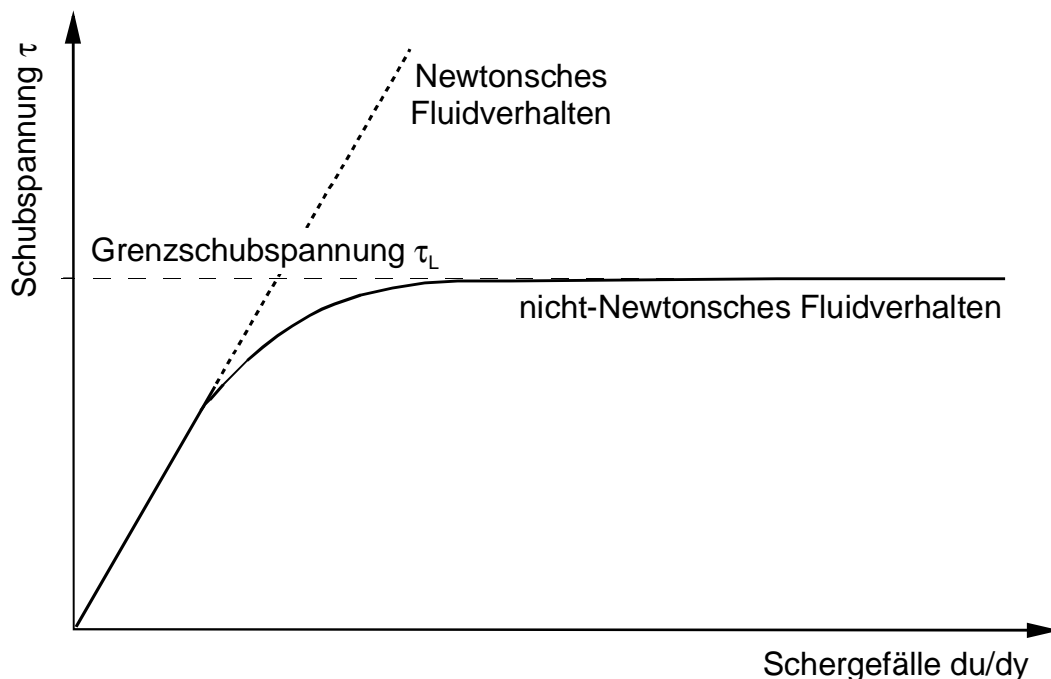


Bild 4.3: Grenzschubspannung τ_L eines Newtonschen Fluides nach [37]

Durch die in EHD-Kontakten schnell auftretenden Druckänderungen sind Relaxationsercheinungen der Viskosität des Öls möglicherweise nicht mehr vernachlässigbar. Die von Haddad [29] durchgeführten Untersuchungen über den Einfluß der Kompressionsgeschwindigkeit auf die Viskosität ergaben bei hohen Drücken zu hohe Viskositätswerte der statisch gegenüber den dynamisch gemessenen Werten. Die Viskosität erreicht erst nach einer charakteristischen Relaxationszeit den unter statischen Bedingungen ermittelten Wert. Er gibt eine von Harrison und Trachman [32] entwickelte, später von Trachman [86] ergänzte Gleichung zur Abschätzung der Relaxationszeit an. Die Gleichung wurde über das Modell der kompressiblen Viskoelastizität abgeleitet. Danach errechnet sich die Relaxationszeit t_R zu:

$$t_R = \frac{50 \cdot \eta_2}{2,4 \cdot 10^9 + 9 \cdot p} \quad (4.11)$$

Durch η_2 wird die Viskosität nach der Kompression ohne Zeiteinfluß ausgedrückt. Die Relaxationszeit t_R ergibt sich hierbei in Sekunden, wenn der Druck p in Pa und die Viskosität η_2 in Pas eingesetzt wird.

Ist die Verweildauer des Schmierstoffes in der druckbeaufschlagten Zone kürzer als t_R muß mit Relaxationserscheinungen des Schmiermittels gerechnet werden. Es stellt sich dann nicht die zeitunabhängige Viskosität η_2 , sondern eine geringere Viskosität ein. Die für den Kontaktdurchlauf benötigte Zeit t_K errechnet sich nach:

$$t_K = \frac{2 \cdot b_{Hz}}{u_H/2} \quad (4.12)$$

Eine vorgenommene Abschätzung für Prüfstandsuntersuchungen mit charakteristischen Betriebsparametern ergab, daß bei Versuchen mit höheren Druckbelastungen der Effekt der Relaxation des Schmieröls nicht vernachlässigt werden dürfte. Unberücksichtigt ist hier allerdings die relaxationszeitverkürzende Temperaturerhöhung des Schmieröls im Kontakt aufgrund der Beanspruchung. Geht man von den Werten aus, die Forster [26] über ein Modell mit viskoelastischem Verhalten ermittelt hat, so kommt der Relaxationseinfluß bei den im Rahmen dieser Arbeit untersuchten EHD-Kontakten nicht zum Tragen. Ungeklärt bleibt jedoch noch die Frage, inwieweit die viskositätserniedrigenden Relaxationseffekte einer Verfestigung des Öls entgegenwirken.

4.5.2 Viskositätsgleichung

Um den Schmierstoffeinfluß auf die Untersuchungen auszuschließen und um über mehrere Jahre eine gute Vergleich- und Reproduzierbarkeit von Versuchsergebnissen zwischen Hochschulen und Industrie gewährleisten zu können, wurden von der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. vier unlegierte Ölsorten als sogenannte FVA-Referenzöle Nr.1 - Nr.4 empfohlen. In der vorliegenden Arbeit finden diese in [76] dokumentierten FVA-Öle Verwendung. Die in dieser Dokumentation beschriebene Zustandsgleichung für die Abhängigkeit der Viskosität von Druck- und Temperatur hat das folgende Aussehen:

$$\eta(T,p) = \eta_{50} \cdot e^{\left(B \cdot \frac{50-T}{C+T} + \alpha \cdot p \right)} \quad (4.13)$$

Die Viskosität bei 50°C wird durch η_{50} beschrieben. B und C geben Konstanten und α den Druck-Viskositäts-Koeffizienten an. Weitere Angaben zur Anwendung von Gl.(4.13) befinden sich im Anhang der Arbeit.

4.6 Elastohydrodynamische Schmierpaltweite

Eine bei der Auslegung von elastohydrodynamischen Kontakten bedeutende Größe stellt die sich während des Betriebes einstellende Schmierfilmdicke dar. Bei einer Möglichkeit der quantitativen Bestimmung dieser Größe lassen sich unter gegebenen Betriebsbedingungen Aussagen über den Aufbau eines tragenden Schmierfilmes im EHD-Kontakt treffen. Unter Berücksichtigung der elastischen Verformungen und der Einbeziehung der Viskositätsänderung unter hohem Druck leitete Mohrenstein-Ertel [53] erstmals eine Gleichung ab, die einen ausreichend dicken Schmierfilm zur Trennung der Bauteiloberflächen prognostizierte. Die in Gl.(4.14) nach Mohrenstein-Ertel aufgeführte Beziehung beschreibt die dimensionslose Schmierfilmdicke H_0 im Parallelspalt des Kontaktes.

$$H_0 = 1,95 \cdot \frac{(G \cdot U)^{8/11}}{W^{1/11}} \quad (4.14)$$

Die dimensionslosen Parameter G, U und W wurden, von Dowson und Higginson [20], unter Annahme isothermer Bedingungen bei der Ermittlung der minimalen Schmierfilmdicke H_{\min} mittels einer Dimensionsanalyse gewonnen. U stellt hierbei den Geschwindigkeitsparameter, W den Lastparameter und G den Werkstoffparameter dar. Sie lauten:

$$U = \frac{\eta_{0M} \cdot (u_H/2)}{E' \cdot r'} \quad (4.15)$$

$$W = \frac{w}{E' \cdot r'} \quad (4.16)$$

$$G = \alpha \cdot E' \quad (4.17)$$

Dabei beschreibt η_{0M} die dynamische Viskosität am Kontakteinlauf bei 1bar und bei der Massentemperatur der Scheiben. Die auf die Kontaktbreite b bezogene Last F_n wird

durch die Größe w ausgedrückt. Die dimensionslose Schmierfilmdicke läßt sich durch den Schmierfilmparameter H wie folgt berechnen:

$$H = \frac{h}{r'} \quad (4.18)$$

Die zunächst von Dowson und Higginson [20] gefundene Beziehung für die minimale Schmierfilmdicke H_{\min} wurde später von Dowson [19] aufgrund einer Parameterstudie nochmals überarbeitet. In der modifizierten Form hat der Berechnungsansatz folgendes Aussehen:

$$H_{\min,D} = 2,65 \cdot \frac{G^{0,54} \cdot U^{0,7}}{W^{0,13}} \quad (4.19)$$

Lee und Cheng [47] geben unter Zugrundelegung von Gl.(4.19) eine Beziehung für die Schmierfilmdicke h_0 im Parallelspalt an. In dimensionsbehafteter Form ergibt sich Gleichung Gl.(4.19) zu:

$$\begin{aligned} h_{\min,D} &= H_{\min,D} \cdot r' \\ &= 2,65 \cdot \left(\frac{u_H}{2}\right)^{0,7} \cdot \eta_{0M}^{0,7} \cdot \alpha^{0,54} \cdot r'^{0,43} \cdot E^{-0,03} \cdot W^{-0,13} \end{aligned} \quad (4.20)$$

Betrachtet man die Exponenten der einzelnen Terme, so stellen die Größen hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit u_H , η_{0M} und α die maßgeblichen Einflußgrößen auf die Schmierfilmbildung dar.

Durch die in Gleichung Gl.(4.20) vorausgesetzte Annahme isothermer Bedingungen, bleibt der Einfluß der Erwärmung des Öls im Einlaufbereich, hervorgerufen durch eine Rückströmung und Scherung des Schmiermittels, völlig unberücksichtigt. Gerade die sich in der Einlaufzone einstellende Viskosität, stellt verbunden mit dem hohen Exponenten von 0,7 eine entscheidende Größe für den Schmierfilmaufbau dar. Eine Erwärmung durch viskose Aufheizung führt zu einer Verringerung der Viskosität und damit zu einer geringeren Schmierfilmhöhe. Dies erklärt auch die Abweichungen experimentell ermittelter Schmierfilmdicken gegenüber denen, der isothermen Theorie nach Dowson.

Von den Arbeiten [55, 74, 93], die sich mit der Berücksichtigung der thermischen Effekte in der Einlaufzone beschäftigten, sei hier besonders die Arbeit von Murch und Wilson [55]

hervorgehoben. Das Ergebnis ihrer theoretischen Ausarbeitung war die Verknüpfung der isothermen Theorie nach Dowson, mit der nichtisothermen Theorie über einen sogenannten thermischen Korrekturfaktor C_{th} . Dieser Ausdruck beinhaltet einen thermischen Belastungsfaktor L_{th} , der die Viskosität η_{0M} , den Temperaturkoeffizienten α_{Temp} , den Wärmeleitkoeffizienten k des Schmiermediums sowie die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit u_H der Kontaktpartner berücksichtigt.

Die Verknüpfung beider Theorien beschreibt sich zu:

$$h_{min,MW} = C_{th} \cdot h_{min,D} \quad (4.21)$$

Darin bedeutet

$$C_{th} = \frac{3,94}{3,94 + L_{th}^{0,62}} \quad (4.22)$$

mit

$$L_{th} = \eta_{0M} \cdot \frac{\alpha_{Temp} \cdot (u_H/2)^2}{k} \quad (4.23)$$

Der Wärmeleitkoeffizient k kann nach Schmidt [77] für Mineralöle zu 0,133 W/mK gesetzt werden. Der Temperaturkoeffizient α_{Temp} des Schmiermittels errechnet sich aus:

$$\eta_0 = \eta_{0M} \cdot e^{-\alpha_{Temp} \cdot (T - T_M)} \quad (4.24)$$

Hierin stellt η_0 die Viskosität bei 1bar und der Temperatur T dar. T_M entspricht der Massentemperatur der Scheiben.

In Bild 4.4 sind, beispielhaft für Zirkonoxid, beide Theorien berechnet und graphisch gegenübergestellt. Die für das Öl FVA Nr.4 bei 8000 N über der halben Summendrehzahl abgetragenen Schmierfilmdickenverläufe sind für drei verschiedene Massentemperaturen dargestellt. Wird die Aufheizung des Schmieröles in der Einlaufzone bei der Berechnung der Schmierfilmhöhe berücksichtigt, so erkennt man aus dem Diagramm, daß die

Zunahme der Schmierfilmdicke schon ab einer halben Summendrehzahl von 100 - 200 min^{-1} der, nach der isothermen Theorie berechneten, nicht mehr folgt. Mit abnehmender Massentemperatur wird die Diskrepanz größer. Die thermisch berechnete Schmierfilmdicke nähert sich asymptotisch einem Grenzwert an oder kann sich je nach Massentemperatur bzw. Viskosität mit zunehmender Geschwindigkeit wieder verringern.

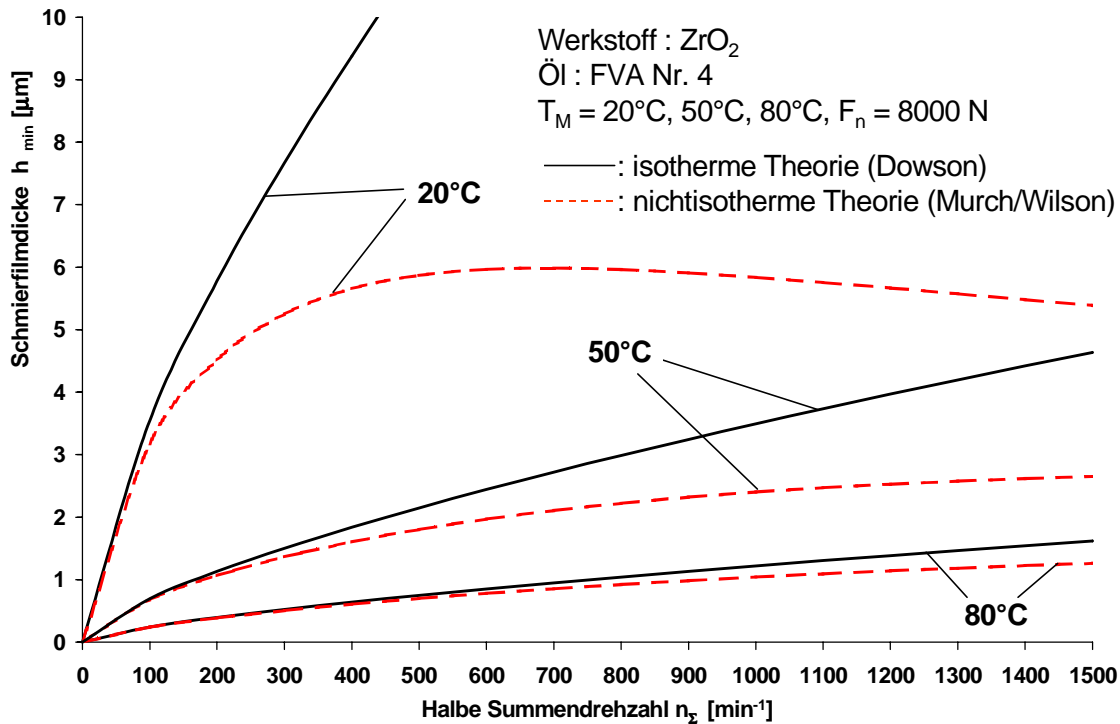


Bild 4.4: Schmierfilmdicke h_{\min} als Funktion der halben Summendrehzahl n_Σ

Wie bei Dowson wurde auch von Murch und Wilson von glatten Oberflächen der Kontaktpartner ausgegangen. Bei keramischen Bauteilen muß jedoch bei vergleichbarem Bearbeitungsaufwand von ungünstigeren Oberflächeneigenschaften ausgegangen werden als bei Stahl, so daß die Gefahr des Erreichens von Mischreibungszuständen im Betrieb des Zweiseibenprüfstandes besteht. Schmidt [77] entwickelte mit Kennwerten aus der Abbottschen Traganteilkurve den in Gl.(4.25) angegebenen Schmierfilmrauheitskorrekturfaktor C_{RS} . Mit Hilfe dieses Faktors besteht die Möglichkeit der Auslegung eines EHD-Wälzkontaktes mit rauhen Oberflächen.

$$C_{RS} = 0,8 \cdot \left(\frac{\bar{R}_K}{\bar{R}_Z} \right)^{0,61} \cdot \left(\frac{\bar{R}_{PK}}{\bar{R}_{VK}} \right)^{0,25} \quad (4.25)$$

Nach der VDI/VDE-Richtlinie 2601 [64] beschreibt R_K die Kernrautiefe, R_{PK} die reduzierte Spitzenhöhe und R_{VK} die reduzierte Riefentiefe. R_Z stellt die gemittelte Rauhtiefe

dar. Bei mit Querstrich versehenen Angaben wurde der Rauheitswert aus drei am Umfang verteilten Messungen arithmetisch gemittelt. Die von Schmidt aufgestellte Bedingung für die vollständige Ausbildung eines tragenden Schmierfilmes lautet:

$$\frac{h_{\min, MW}}{C_{RS}} > \bar{R}_Z \quad (4.26)$$

Eine praktische Anwendung dieses Ansatzes findet sich in der Untersuchung von Heinz [33]. Die erhaltenen Ergebnisse zeigen eine gute Übereinstimmung zwischen Theorie und Versuch. Heinz führt eine weitere auf Tallian [83] zurückgehende Beziehung auf, über die ebenfalls der Mischreibungsbereich zwischen rauhen, geschmierten Oberflächen abgeschätzt werden kann. Das als Schmierfilmparameter Λ bezeichnete Verhältnis zwischen minimaler Filmdicke und den Oberflächenrauheiten der Kontaktpartner wird mit

$$\Lambda = \frac{h_{\min, MW}}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} \quad (4.27)$$

angegeben.

Hierin beschreiben R_{qi} die quadratischen Mittenrauhwerte¹ der Prüfkörperoberflächen. Mit den durch Λ abgrenzbaren Schmierungsgebieten (s. Kapitel 4.7.1) lassen sich maximale R_q -Werte ermitteln, die als obere Grenzwerte der Prüfkörperoberflächenrauheit angesehen werden müssen. Weisen die keramischen Versuchsscheiben eine schlechtere Oberflächengüte auf, muß mit Mischreibungszuständen gerechnet werden.

4.7 Reibung im EHD-Kontakt

4.7.1 Schmierungsgebiete, Reibungsmechanismen

Mit Hilfe des in Gl.(4.27) beschriebenen Schmierfilmparameters Λ lassen sich nach Hamrock und Dowson [31] Schmierungsbereiche einteilen, die ganz bestimmte Schmierungszustände charakterisieren. In den in Bild 4.5 über dem Schmierfilmparameter Λ abgetragenen Reibkoeffizientenverlauf μ sind die, nach Hamrock und Dowson, abgegrenzten Schmierungsgebiete eingeordnet. Es ist eine deutliche Analogie zu der,

1. Im amerikanischen Raum auch als R.M.S. (rootmean-square) bezeichnet.

von Stribeck Anfang des Jahrhunderts experimentell ermittelten und nach ihm benannten Stribeck-Kurve festzustellen. Der Reibkoeffizientverlauf läßt sich, wie aus der Darstellung entnommen werden kann, in insgesamt vier durch Λ abgegrenzte Gebiete einteilen.

Gebiet I: Grenzflächenreibung (Boundary Lubrication)

Es findet kein Schmierfilmaufbau zwischen den Grenzflächen der Kontaktpartner statt. Ist ein Schmiermittel vorhanden, so kommen die physikalischen und chemischen Eigenschaften adsorbierter, nur einige Moleküllagen dicker Schmierfilme zum Tragen. Reibung und Verschleiß ist gegenüber trockener Reibung reduziert. Das Reibungsverhalten ist ähnlich dem bei trockener Reibung und ist unabhängig von der Viskosität. Die Dicke der Schmierfilme liegt im Bereich von $5 \cdot 10^{-9} \text{ m} \leq h \leq 10^{-8} \text{ m}$. Der Schmierfilmparameter beträgt $\Lambda < 1$. Reine Grenzflächenreibung tritt bei $\Lambda < 0,05$ auf [60].

Gebiet II: Mischreibung (Mixed Lubrication)

Das Mischreibungsgebiet ist einerseits gekennzeichnet durch Bereiche mit Grenzflächenreibung und Bereichen, in denen ein mehr oder weniger tragfähiger Schmierfilm vorliegt. Die Filmdicke im Mischreibungsgebiet liegt im Bereich $10^{-8} \text{ m} < h < 10^{-6} \text{ m}$. Der Schmierfilmparameter bewegt sich zwischen $1 < \Lambda < 3$.

Gebiet III: Elastohydrodynamische Schmierung (EHL)

Aufgrund der elastischen Verformungen der hochbelasteten kontraformen Kontaktpartner, baut sich zwischen den Oberflächen ein tragender Schmierfilm aus, der in der Regel die Rauheiten der in Kontakt stehenden Oberflächen übersteigt. Die Filmdicken liegen hierbei im Bereich von $10^{-7} \text{ m} \leq h \leq 10^{-6} \text{ m}$. Charakterisiert wird dieser Schmierungszustand durch ein Λ von $3 \leq \Lambda \leq 10$.

Gebiet IV: Hydrodynamische Schmierung (Fluid-Film Lubrication)

Der die Kontaktpartner vollständig trennende Schmierfilm übersteigt meist deutlich die Dicke von $1 \mu\text{m}$. Der Schmierfilmparameter nimmt hierbei Werte zwischen $10 < \Lambda < 100$ ein. Aufgrund reiner Flüssigkeitsreibung ist die maßgebliche Einflußgröße durch die Viskosität gekennzeichnet.

Interessant ist, betrachtet man Bild 4.5, die Feststellung, daß der Reibkoeffizientenverlauf im Bereich der elastohydrodynamischen Schmierung, im Gegensatz zu dem bei rein hydrodynamischer Schmierung, mit größer werdender Schmierfilmdicke rückläufig ist.

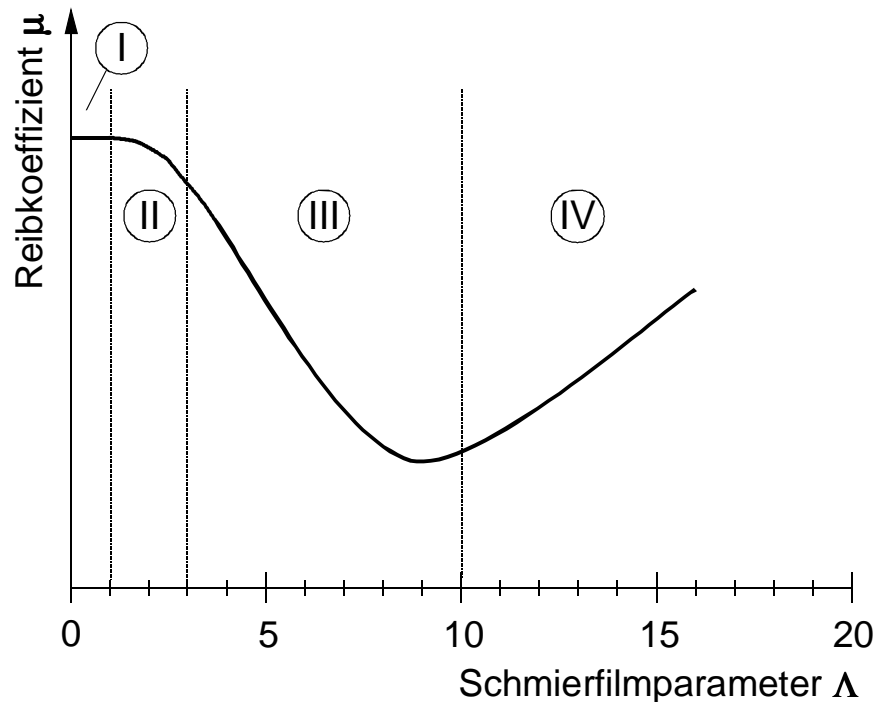


Bild 4.5: Abhängigkeit des Reibkoeffizienten μ vom Schmierfilmparameter Λ [31]

Über die Definition des Reibkoeffizienten μ Gl.(4.28) ist dieser prinzipiell unterschiedliche Verlauf gut zu erklären.

$$\mu = \frac{F_r}{F_n} \quad (4.28)$$

In hydrodynamisch geschmierten, gleichsinnig gekrümmten Kontakten ist die Normalkraft $F_{n,HD}$ zum Quadrat der Schmierfilmdicke h in umgekehrt proportionaler Weise abhängig. Unter Berücksichtigung der in Gl.(4.20) gegebenen Beziehung zur Berechnung der minimalen Schmierpaltweite in elastohydrodynamisch beanspruchten Kontakten, ergibt sich hier für die Normalkraft $F_{n,EHD}$, aufgrund des kleinen Exponenten von -0,13 ein nur sehr geringer Einfluß auf die Schmierfilmdicke, so daß $F_{n,EHD}$ einer Konstante gleichgesetzt werden kann.

Die Reibkraft F_r ist für beide Bereiche über das Newtonsche Schubspannungsgesetz Gl.(4.10) definiert und von der Schmierfilmdicke in umgekehrt proportionalem Verhältnis abhängig.

Es ergeben sich somit folgende Zusammenhänge, die das unterschiedliche Reibungsverhalten deutlich machen:

$$\mu_{HD} \propto \frac{\frac{1}{h}}{\frac{1}{h^2}} \propto h \quad (4.29)$$

$$\mu_{EHD} \propto \frac{\frac{1}{h}}{\text{konst.}} \propto \frac{1}{h} \quad (4.30)$$

4.7.2 Reibungsverhältnisse im Zweiseibenprüfstand

Im Zustand der vollkommenen Trennung der Kontaktpartner durch einen tragenden Schmierfilm, werden die Kräfte und Momente zwischen den Bauteilen allein durch den Schmierfilm übertragen. Dabei treten neben Druckspannungen auch Schubspannungen im Schmierfilm und an den Kontaktberandungen auf, die verantwortlich für die im Kontakt entstehende Reibung sind. Diese Schubspannungen bewirken die in Bild 4.6 dargestellten Momente.

Nach Baumann [8] ergeben sich für Scheiben gleichen Durchmessers folgende für die Momente gültigen Beziehungen:

$$M_1 = \frac{r \cdot b}{2} \cdot \int_{x_a}^{x_e} h(x) \cdot \frac{dp}{dx} \cdot dx - r \cdot b \cdot \eta \cdot (u_2 - u_1) \cdot \int_{x_a}^{x_e} \frac{dx}{h(x)} \quad (4.31)$$

$$M_2 = \frac{r \cdot b}{2} \cdot \int_{x_a}^{x_e} h(x) \cdot \frac{dp}{dx} \cdot dx + r \cdot b \cdot \eta \cdot (u_2 - u_1) \cdot \int_{x_a}^{x_e} \frac{dx}{h(x)} \quad (4.32)$$

Der Beginn und das Ende des Schmierfilms zwischen den Scheiben ist durch die Koordinaten x_a und x_e festgelegt. Der erste Term auf der rechten Seite gibt den Anteil der Rollreibung M_R , der zweite den Anteil der Gleitreibung M_G wieder. Für den Fall reinen Rollens ($n_1 = n_2$) verschwinden die Gleitreibungsanteile der Momente. Die verbleibenden Rollreibungsmomente sind dann aus Symmetriegründen gleich groß. Wird nun die Drehzahl n_2 gegenüber n_1 gesteigert, so nimmt das an der Scheibe 2 angreifende Gesamtmoment M_2 um den Anteil des Gleitreibungsmomentes M_{G2} zu, während M_1 um den betragsgleichen Anteil des Momentes M_{G1} abnimmt.

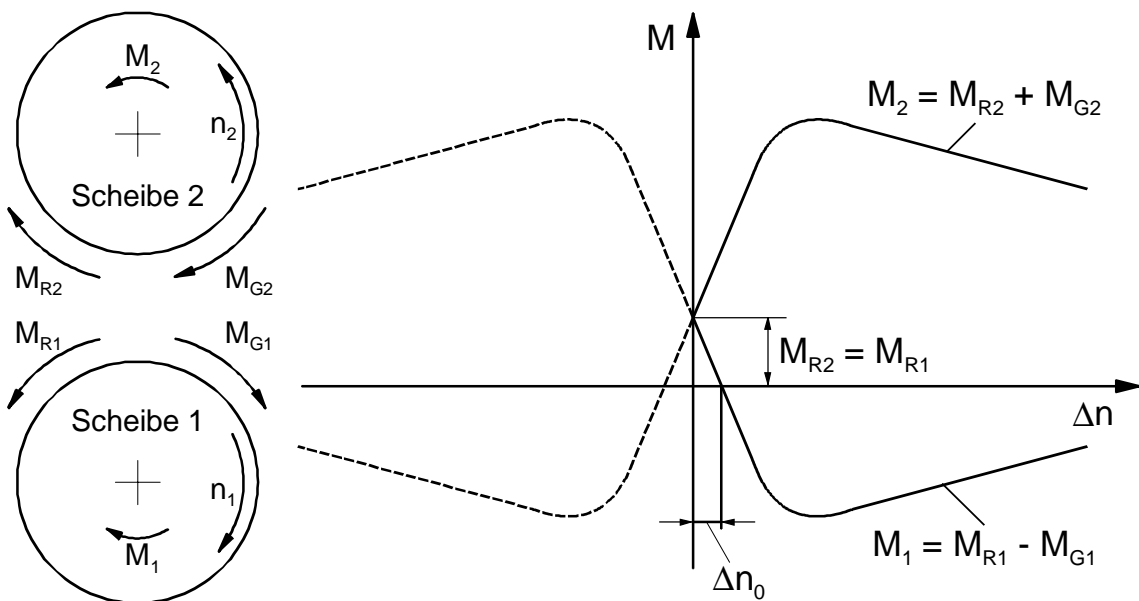


Bild 4.6: Reibmomente im Zweiseibenprüfstand

Wird eine, wie in Bild 4.6 dargestellt, bestimmte Drehzahldifferenz Δn_0 erreicht, so wird das Gesamtmoment M_1 an der Scheibe 1 gleich Null. Roll- und Gleitreibungsmoment sind in diesem Falle von der Größe identisch; Scheibe 1 läuft nun frei mit. Wird $\Delta n = n_2 - n_1 > \Delta n_0$ wird die Scheibe 1 durch den Motor gebremst. Wie aus der Darstellung in Bild 4.6 zu entnehmen ist (gestrichelte Kurvenverläufe), kehren sich für den Fall $n_2 < n_1$ die Verhältnisse um.

Kapitel 5

Keramische Werkstoffe

Ein Schwerpunkt der in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen liegt in der Verwendung vollkeramischer Bauteile für den Einsatz in elasto-hydrodynamisch beanspruchten Kontakten. Forschungsarbeiten, die das Verhalten von Massivkeramik unter EHD-Bedingungen beschreiben, finden sich nur vereinzelt in der Literatur, so daß im Hinblick auf die Verwendung dieser Werkstoffe in hochbelasteten, geschmierten Tribokontakten noch viele Fragen ungeklärt sind.

Aus diesem Grund wurden als Versuchswerkstoffe Keramiken ausgewählt, die sich sowohl in ihren mechanischen als auch in ihren thermischen Eigenschaften stark voneinander unterscheiden. Zu den, den EHD-Kontakt bestimmenden, wichtigsten Werkstoffparametern zählen der Elastizitätsmodul E und die Wärmeleitfähigkeit λ des Werkstoffes, auf die in Kapitel 5.2.1 und 5.2.2 noch näher eingegangen wird.

Der Herstellungsprozeß hat einen maßgeblichen Einfluß auf die Eigenschaften der verschiedenen keramischen Werkstoffe. In Abhängigkeit von der Pulverherstellung und Pulveraufbereitung, dem Formgebungsverfahren und dem darauffolgenden Sinterprozeß, lassen sich unter der Kenntnis der Herstellungsbedingungen Aussagen über die zuvor genannten Werkstoffeigenschaften treffen [84].

5.1 Keramikherstellung

Anhand des in Bild 5.1 schematisch dargestellten Fertigungsablaufes am Beispiel von Aluminiumoxid (Al_2O_3) und Zirkonoxid (ZrO_2) soll kurz der Herstellungsprozeß nach [62] von keramischen Bauteilen erläutert werden. Die hochreinen keramischen Ausgangswerkstoffe müssen vor der Verarbeitung nach speziellen Verfahren aufbereitet und plastifiziert werden. Beim Pressen wird das Pulver in Formen mittels Druck kompaktiert. Hierbei werden vorwiegend die Formgebungsverfahren "Trockenpressen" und "Isostatischpressen" eingesetzt. Die Auswahl ist hierbei abhängig von der Bauteilgeometrie und -größe sowie von der benötigten Stückzahl. Die durch das Pressen vorverdichteten Teile haben eine kreideähnliche Konsistenz und können mittels Grünbearbeitung (Schleifen, Sägen, Bohren, Drehen) weiterbearbeitet werden. Die notwendigen Bearbeitungen am

Keramikbauteile sollten bis zur Fertigungsstufe "Sintern" möglichst durchgeführt sein, um eine kostenintensive Bearbeitung nach dem Sintern zu vermeiden. Durch den Sinterprozeß bei Temperaturen um 1800°C erfahren Al_2O_3 und ZrO_2 einen Volumenschwund von ca. 45%. Nach dem Sintern werden eventuell defekte Bauteile über eine Rißkontrolle aussortiert, so daß nur einwandfreie Werkstücke einem Nachbearbeitungsprozeß zugeführt werden.

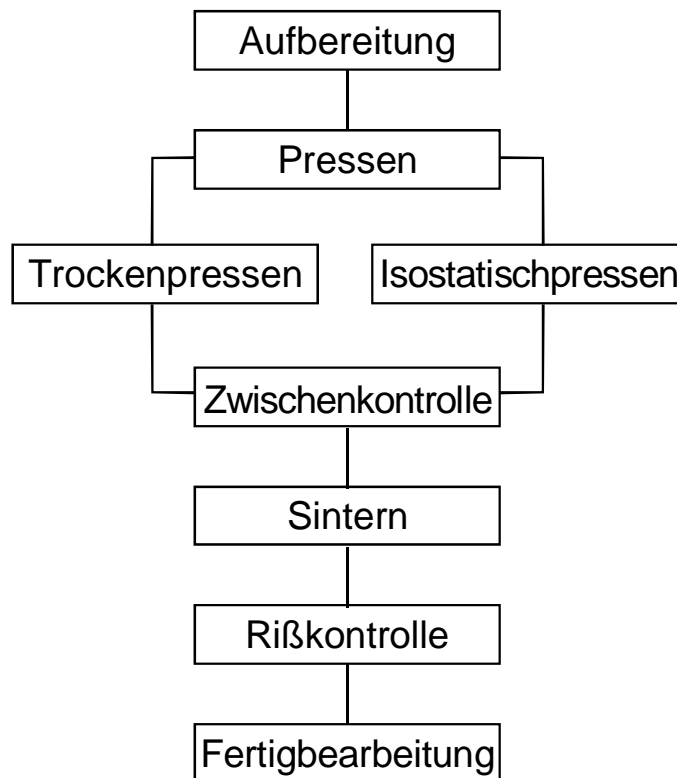


Bild 5.1: Herstellungsprozeß keramischer Bauteile aus Al_2O_3 und ZrO_2 nach [62]

Auf eine genauere Beschreibung der einzelnen technologischen Stadien im Herstellungsprozeß keramischer Bauteile wird an dieser Stelle verzichtet und auf die in [84] und [75] zitierte Literatur verwiesen.

5.2 Einfluß der Werkstoffparameter auf den EHD-Kontakt

5.2.1 Elastizität

Werkstoffe mit linear elastischem Verformungsverhalten werden durch das Hookesche Gesetz, wie in Gl.(5.1) angegeben, beschrieben.

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (5.1)$$

Der hierbei auftretende Proportionalitätsfaktor E wird als Elastizitätsmodul (E-Modul) bezeichnet und kennzeichnet die elastischen Eigenschaften des Werkstoffes. σ beschreibt die Normalspannung und ε die Dehnung.

Die durch den Herstellungsprozeß bei Keramiken sich einstellende Porosität übt einen nicht vernachlässigbaren Einfluß auf den E-Modul des Werkstoffes aus [54]. Die Abhängigkeit des E-Moduls von der Porosität folgt im allgemeinen dem Exponentialgesetz nach Gl.(5.2)

$$E_P = E_0 \cdot e^{-bP} \quad (5.2)$$

mit $b = 3,5$ [75], obwohl auch Größe, Form und räumliche Verteilung der Poren einen Einfluß auf den E-Modul haben können. E_0 stellt hierbei den E-Modul des porenfreien Werkstoffes dar, P die Porosität. Unter Berücksichtigung der Porenform wird in [69] für kugelförmige Poren die Beziehung

$$E_P = E_0 \cdot \frac{3(3 - 5P)(1 - P)}{9 - P(9,5 - 5,5\nu_0)} \quad (5.3)$$

angegeben.

Verunreinigungen in der Keramik oder Sinterzusätze in Form einer zweiten Phase sind bestimmend für die Abhängigkeit des E-Moduls von der Temperatur. Bei Aluminiumoxid bilden z.B. die zur Verhinderung des Kornwachstums zugegebenen Oxide (MgO, CaO oder TiO₂) Glasphasen an den Korngrenzen, die bei Temperaturen oberhalb 1000°C erweichen und zu einer Absenkung des E-Moduls führen. Der Temperatureinfluß kommt bei den in dieser Arbeit durchzuführenden Untersuchungen nicht zum Tragen.

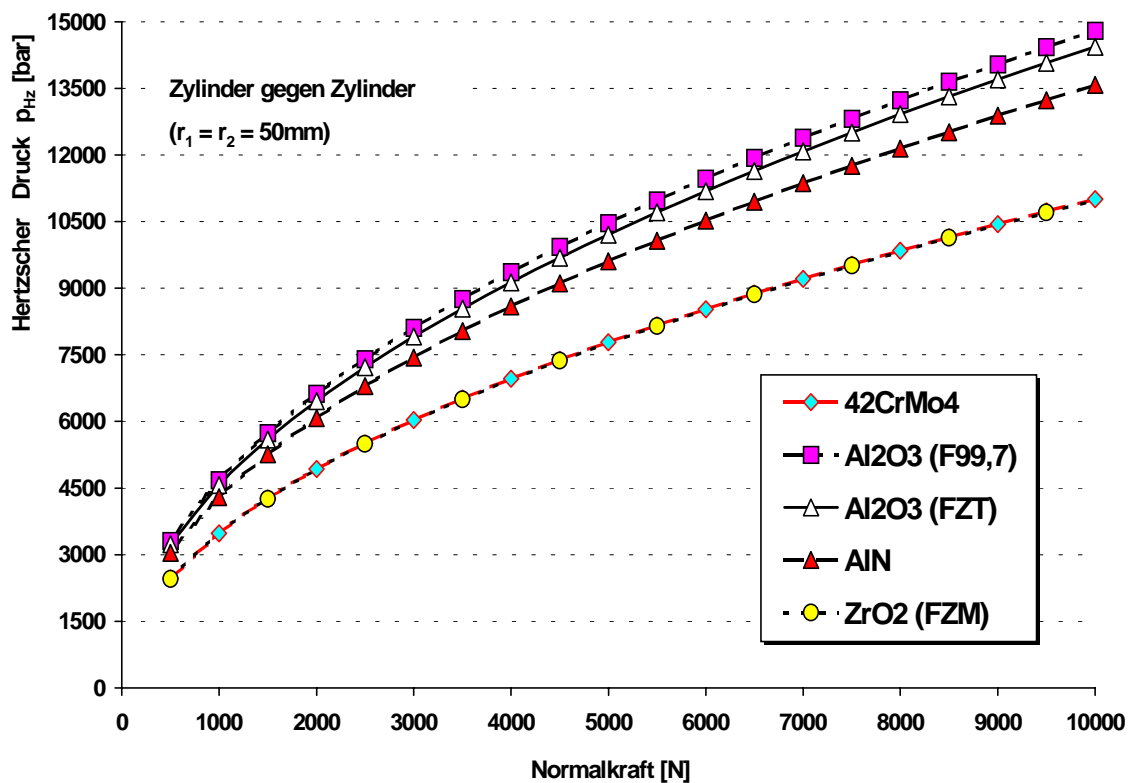


Bild 5.2: Werkstoffeinfluß auf den Hertzschen Druckverlauf
(Werkstoffdaten siehe Tabelle 5.1, Seite 39)

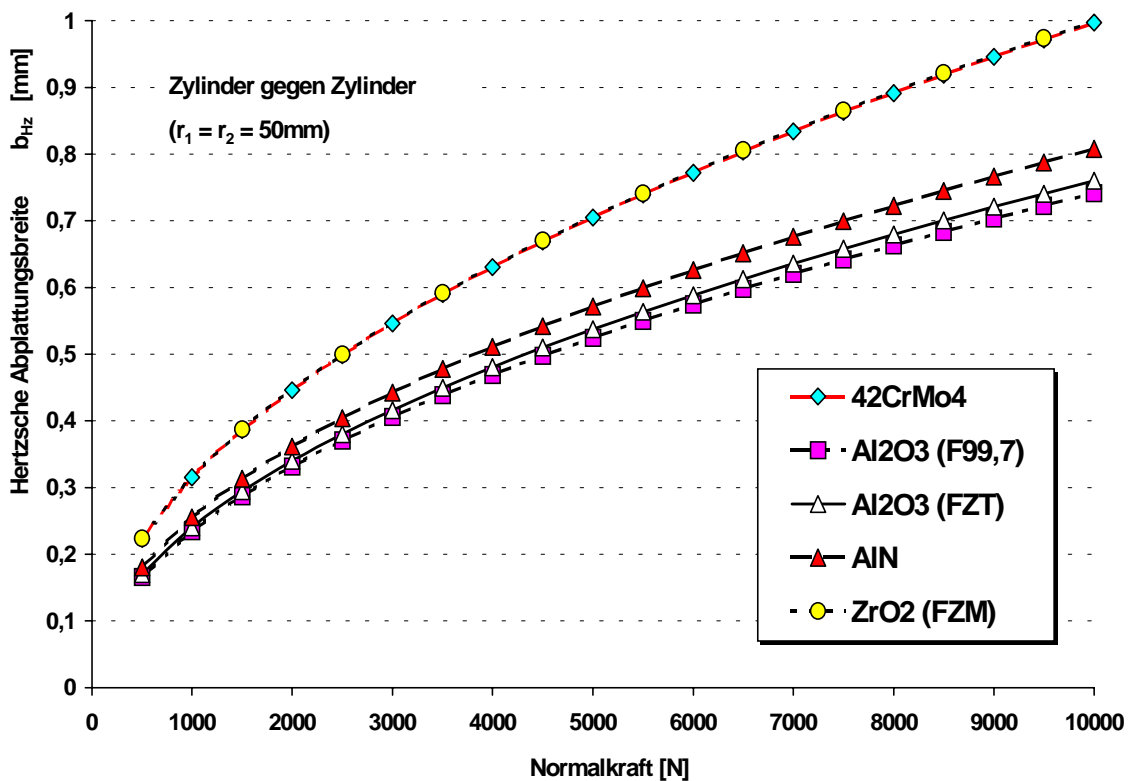


Bild 5.3: Werkstoffeinfluß auf die Hertzische Abplattungsbreite
(Werkstoffdaten siehe Tabelle 5.1, Seite 39)

Mit Hilfe des E-Moduls wird in den von Hertz abgeleiteten Formeln nach Gl.(4.8) und Gl.(4.9) (s. Kapitel 4.4) die Elastizität der Kontaktpartner mitberücksichtigt. Betrachtet man die Kontaktverhältnisse, wie sie im Zweiseibenprüfstand vorherrschen, so führt die elastische Verformung in der Kontaktzone zu einer Abplattung der gegensinnig gekrümmten Bauteiloberflächen.

Nach der Proportionalitätsbeziehung in Gl.(5.4) wird die Hertzsche Abplattungsbreite b_{HZ} mit zunehmendem wirksamen E-Modul kleiner.

$$b_{\text{HZ}} \propto \sqrt{\frac{1}{E'}} \quad (5.4)$$

Direkt von der Abplattungsbreite abhängig ist die kraftübertragende Fläche, so daß sich mit steigendem E-Modul ein höherer Druck im Schmierfilm einstellt. Durch die in Gl.(5.5) dargestellte Abhängigkeit nimmt der Hertzsche Druck p_{HZ} mit steigendem wirksamen E-Modul zu.

$$p_{\text{HZ}} \propto \sqrt{E'} \quad (5.5)$$

Der E-Modul hat somit indirekt über den Druck Einfluß auf die sich im Schmierpalt einstellende Schmiermittelviskosität, die nach Gl.(4.13) exponentiell mit dem Druck ansteigt.

In den Bildern 5.2 und 5.3 sind für einen stationären Linienkontakt, wie er im Zweiseibenprüfstand auftritt, der Hertzsche Druck und die Hertzsche Abplattungsbreite für verschiedene Werkstoffpaarungen berechnet und dargestellt. Die Werkstoffdaten sind aus Tabelle 5.1 auf Seite 39 entnommen.

5.2.2 Wärmeleitfähigkeit

Da die Einwirkung der Werkstoffparameter nicht direkt, sondern über das Schmiermedium erfolgt, das die Bauteile voneinander trennt, kommt den thermischen Eigenschaften des Werkstoffes eine große Bedeutung zu. Wie schon in [82] gezeigt wurde, ist dieser Einfluß schon bei sehr dünnen Oberflächenbeschichtungen erkennbar. Die Abführung der durch die Energieumsetzung im EHD-Kontakt erzeugten Wärmemenge erfolgt zum einen durch den Schmierfilm zum anderen über die in Kontakt stehenden Bauteile. In Abhängigkeit vom Wärmefluß im Schmieröl, dem Wärmeübergang an die Bauteiloberflä-

chen sowie der Wärmeleitfähigkeit und Wärmekapazität der Kontaktpartner, stellt sich zeitabhängig eine bestimmte Oberflächentemperatur am Bauteil ein.

Für die im Betriebszustand sich einstellende Schmiermittelviskosität, stellt die Wärmeleitfähigkeit λ des den Schmierfilm abgrenzenden Bauteilwerkstoffes ein wichtiger Parameter dar. Thermisch isolierende Werkstoffe wie z.B. ZrO_2 behindern das Abfließen der Wärme aus dem Schmierfilm und bewirken so eine Aufheizung des Schmieröls in der Kontaktzone. Die Folge ist eine Absenkung der Schmiermittelviskosität und damit verbunden eine Verringerung der Reibung im Kontakt. Aluminiumnitrid (AlN), als Beispiel für einen thermisch gut leitenden Werkstoff, fördert das Abfließen der Reibungswärme aus dem Schmierfilm in die Kontaktpartner. Daraus ergibt sich ein nur geringes Absinken der Schmiermittelviskosität in der Kontaktzone aufgrund der guten Wärmeabfuhr. Es stellen sich somit größere Reibkräfte ein.

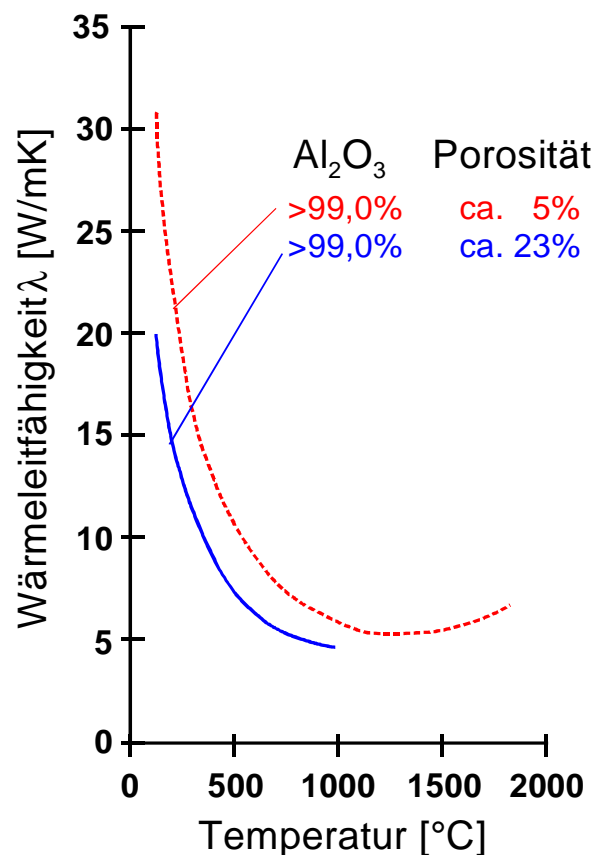


Bild 5.4: Wärmeleitfähigkeit von Al_2O_3 unterschiedlicher Porosität [75]

Die Wärmeleitfähigkeit keramischer Bauteile ist, wie der Elastizitätsmodul, von der Porosität und der Temperatur abhängig. In Bild 5.4 ist exemplarisch für Aluminiumoxid die Abhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit von der Temperatur als auch von der Porosität dargestellt [75]. Man erkennt, daß diese schon bei relativ niedrigen Temperaturen stark abfällt, ein Minimum durchläuft und bei hohen Temperaturen wieder leicht ansteigt. Einen Vergleich der Wärmeleitfähigkeit unterschiedlicher Keramiken gibt das Diagramm 5.5 .

Einen starken Einfluß übt neben der Porosität auch die Zusammensetzung des Werkstoffes aus. Bei Al_2O_3 sinkt z.B. mit abnehmendem Aluminiumoxidanteil im Werkstoff die Wärmeleitfähigkeit.

Zur Berücksichtigung der Porosität auf die Wärmeleitfähigkeit werden in [54] die Beziehungen

$$\lambda_p = \lambda_0(1 - V_p) \quad (5.6)$$

oder

$$\lambda_p = \lambda_0 \left(\frac{1 - V_p}{1 + V_p} \right) \quad (5.7)$$

vorgeschlagen. Dabei ist λ_0 der Wert der Wärmeleitfähigkeit der dichten Keramik und V_p die Porosität, die als der relative Anteil des Porenvolumens definiert ist.

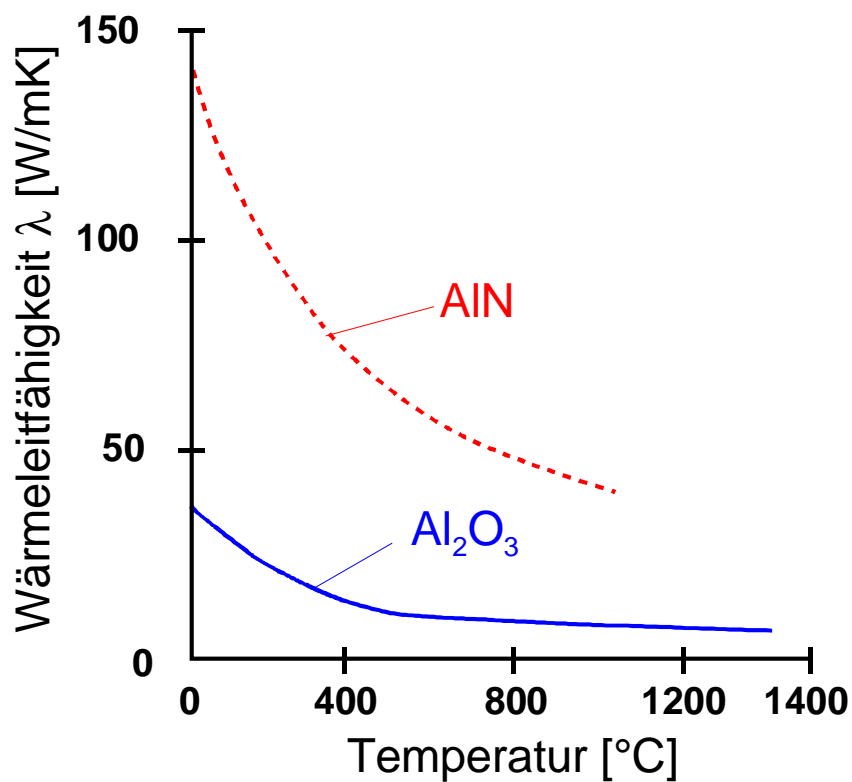


Bild 5.5: Wärmeleitfähigkeit von Al_2O_3 und AlN in Abhängigkeit von der Temperatur nach [54]

5.3 Ausgewählte Werkstoffe

5.3.1 Aluminiumoxid (Al_2O_3)

Aluminiumoxid ist der oxidkeramische Werkstoff, der bislang die größte Anwendungsbreite gefunden hat, so daß über diesen Werkstoff umfangreiche Informationen zur Verfügung stehen.

Al_2O_3 wird aus Bauxit nach dem Bayer-Verfahren hergestellt. Der Al_2O_3 haltige Rohstoff wird in starken Laugen unter Druck gelöst, wodurch die im Bauxit enthaltenen Begleitelemente abfiltriert werden können. Durch Überführen der Lösung in $\text{Al}(\text{OH})_3$ und anschließender Wärmebehandlung bei 1200-1300°C entsteht Al_2O_3 . Bei Werkstoffen mit einem Al_2O_3 -Gehalt von über 99,5 Gew.-% wird in der Regel 0,1-0,5 Gew.-% Magnesiumoxid (MgO) als Sinterhilfsmittel zugesetzt. Durch den MgO -Zusatz wird ein unerwünschtes Kornwachstum unter Bildung von sehr großen Kristallen vermieden. Das Oxid bildet hierbei Glasphasen an den Korngrenzen, wodurch es bei höheren Temperaturen infolge von Erweichung dieser Glasphasen zu einem Festigkeitsabfall kommt. Durch Zugabe von Zirkonoxid in die Al_2O_3 -Matrix erzielt man zum einen ein wesentlich feinkörnigeres Gefüge und zum anderen führt diese Zugabe zu einer starken Erhöhung der Biegebruchfestigkeit des Werkstoffes. Erklärbar ist dies durch die Anwesenheit von energieabsorbierenden Mikrorissen, die durch die tetragonal-monokline Umwandlung des ZrO_2 unterhalb der Umwandlungstemperatur induziert werden (s.a. Kapitel 5.3.2).

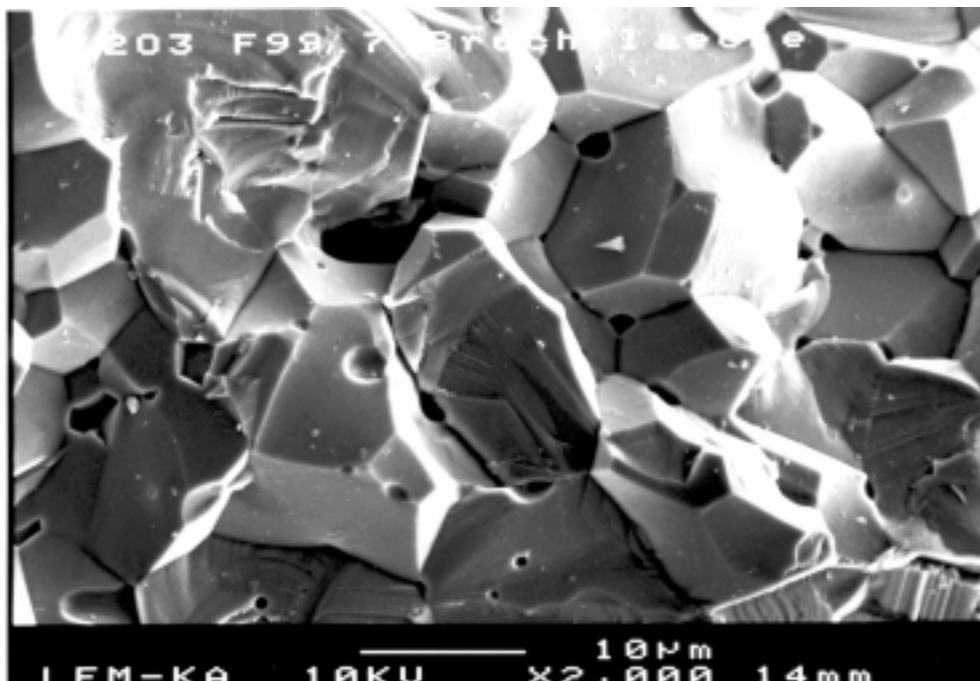


Bild 5.6: Bruchfläche der Al_2O_3 -F99,7-Keramik

Für die auszuführenden Untersuchungen wurde sowohl ein reines Aluminiumoxid (F99,7)¹ mit 99,7 Gew.-% Al_2O_3 und 0,3 Gew.-% MgO [56] als auch ein mit 10 Gew.-% ZrO_2 feinkornstabilisiertes Al_2O_3 (FZT)² [57] verwendet.

Die in den Bildern 5.6 und 5.7 dargestellten rasterelektronenmikroskopischen (REM) Aufnahmen zeigen das Gefüge an der Bruchfläche der Werkstoffe F99,7 in Bild 5.6 und FZT in Bild 5.7. Auf beiden Bildern ist eine homogene Korngrößenverteilung erkennbar. Das dichte Gefüge weist nur wenig Poreneinschlüsse auf. Deutlich zeigt sich der Einfluß der Zugabe von ZrO_2 in die Al_2O_3 -Matrix bei dem Werkstoff FZT in Bild 5.7 gegenüber dem Al_2O_3 -F99,7. Das Gefüge ist hierdurch wesentlich feinkörniger ausgebildet. Dies hat den Vorteil, daß sich bei der Oberflächenbearbeitung der Keramik wesentlich höhere Oberflächengüten realisieren lassen, als dies bei dem grobkörnigeren F99,7 möglich ist. Auf die Problematik der Oberflächenbearbeitung wird in Kapitel 5.4 näher eingegangen. Die wichtigsten Werkstoffdaten finden sich in Tabelle 5.1 auf Seite 39.

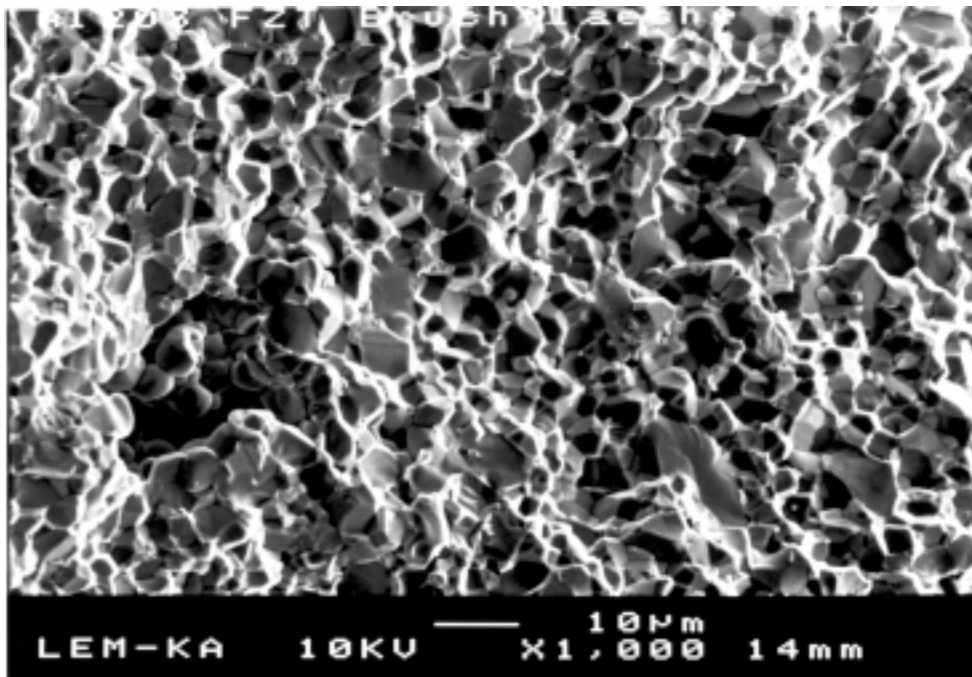


Bild 5.7: Bruchfläche der Al_2O_3 -FZT-Keramik

1. Werkstoffbezeichnung der Firma Friatec AG, Mannheim.
2. Werkstoffbezeichnung der Firma Friatec AG, Mannheim. Der Werkstoff FZT konnte erst zu einem späteren Zeitpunkt der Arbeit von der Firma Friatec AG bezogen werden, da dieser bis dahin noch nicht in der Angebotspalette der Firma vertreten war.

5.3.2 Zirkonoxid (ZrO_2)

Die Herstellung von Zirkonoxid erfolgt aus dem Rohstoff Baddeleyit (96-99% ZrO_2 -Gehalt) oder aus Zirkon (Zirkonsilikat ZrSiO_4). Durch die Auflösung der Rohstoffe bei Reaktion mit Natriumhydroxid wird reines ZrO_2 gewonnen. Die Anwendung von ZrO_2 als Strukturkeramik wird stark von den drei unterschiedlichen Modifikationen, in denen der Werkstoff auftreten kann, beeinflusst. Bei Temperaturen oberhalb von 2370°C existiert die kubische Modifikation, unterhalb dieser Temperatur liegt eine tetragonale Modifikation vor. Bei Raumtemperatur ist die monokline Phase des ZrO_2 stabil. Bei etwa 1100°C erfolgt bei Abkühlung eine martensitische (diffusionslose) Umwandlung von der tetragonalen Phase in die monokline Phase (t/m-Umwandlung). Dabei tritt ein Volumenzuwachs von etwa 5-12% ein [75]. Dieser Effekt macht sich deutlich in der in Bild 5.8 dargestellten Dilatometerkurve des reinen ZrO_2 bemerkbar [18].

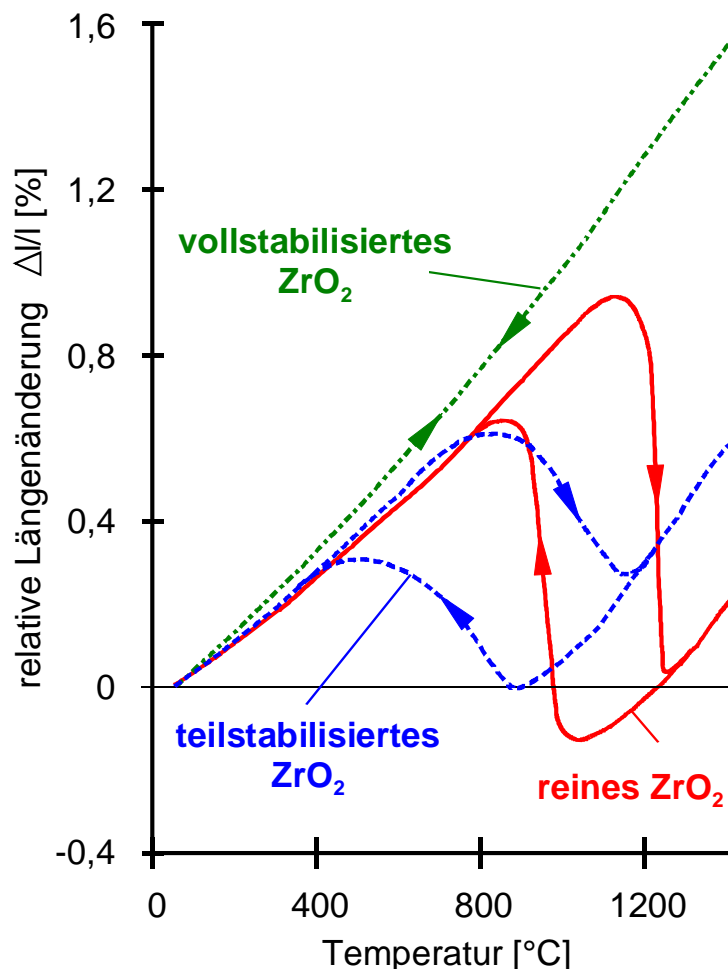


Bild 5.8: Dilatometerkurven von ZrO_2 [75]

Bei der Umwandlung von der monoklinen Phase in die tetragonale Phase bei ca. 1170°C ist ein starker Abfall der Kurve aufgrund einer Volumenschrumpfung feststellbar. Die bei reinem ZrO_2 augenfällige Hysterese wird auf Keimbildungsschwierigkeiten bei der t/m-

Umwandlung zurückgeführt. Durch diese Volumenänderung kommt es im Werkstoff zur Rißbildung, so daß größere Bauteile aus reinem ZrO_2 nicht herstellbar sind. Aus diesem Grund werden Oxide (MgO , CaO , Y_2O_3) zur Stabilisierung zugesetzt. Diese Oxide bewirken bei einer vollständigen Stabilisierung, daß die kubische Modifikation von der Raumtemperatur bis zum Schmelzpunkt vorliegt. Erfolgt der Oxidzusatz nicht ausreichend, so kommt es nur zu einer Teilstabilisierung des Werkstoffes, d.h. kubische und tetragonale Phasen liegen nebeneinander vor. Bei der Abkühlung kommt es dann zu einer t/m-Umwandlung der tetragonalen Modifikation. Aus Diagramm 5.8 wird der Einfluß der Stabilisierung deutlich. Mit zunehmender Beigabe von Oxiden wird die Volumenänderung, bedingt durch die Umwandlung kleiner und verschwindet ganz bei Vollstabilisierung, da in diesem Fall die kubische Phase bis zur Raumtemperatur vorliegt.

Die bei der t/m-Umwandlung auftretenden Verzerrungen müssen durch die Umgebung aufgenommen werden. Ist dies z.B. aufgrund eines vorherrschenden Druckes nicht möglich, so liegt die tetragonale Modifikation im metastabilen Zustand bei Raumtemperatur vor. Entfällt dieser Druck oder werden Zugeigenspannungen induziert, tritt die t/m-Umwandlung auf. Da die Umwandlung mit einer Volumenvergrößerung reagiert, werden im Bauteil Druckeigenspannungen hervorgerufen, die das Rißwachstum hemmen und zu einer hohen Bruchenergie führen.

Die für die Untersuchungen ausgewählte ZrO_2 -Keramik (FZM)¹ ist mit 3,5% MgO -Anteil teilstabilisiert. Das Gefüge besteht aus den kristallinen Phasen der drei verschiedenen Modifikationen, wobei die tetragonale Phase überwiegt [66].

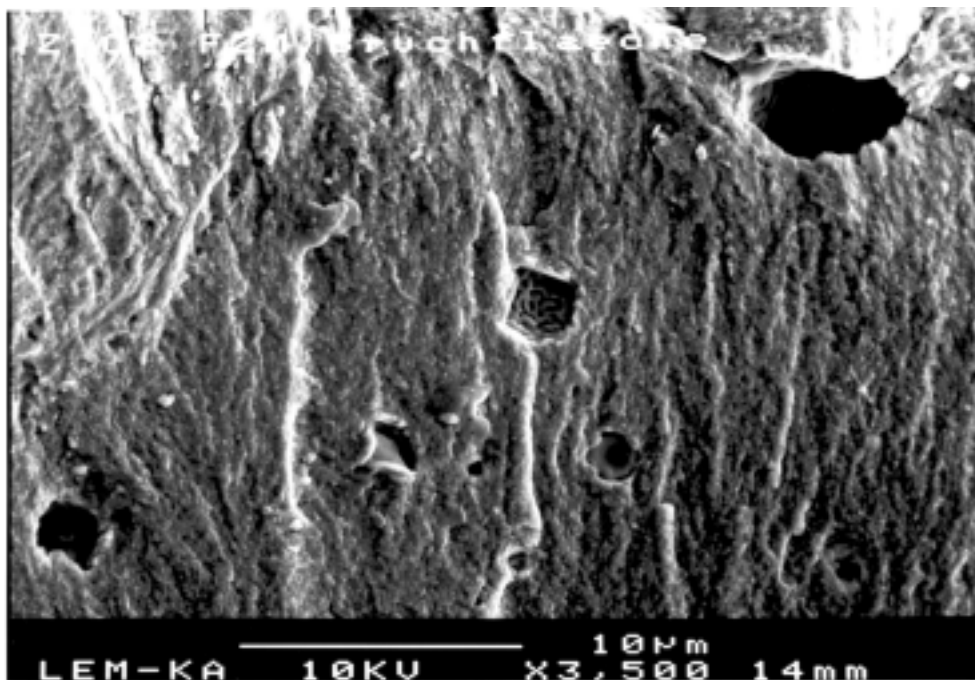


Bild 5.9: Bruchfläche der ZrO_2 -FZM-Keramik

1. Werkstoffbezeichnung der Firma Friatec AG, Mannheim.

In Bild 5.9 ist die REM-Aufnahme der Bruchfläche der FZM-Keramik dargestellt. Das Gefüge ist dicht und homogen und weist eine nur äußerst geringe Porosität auf, was sich positiv auf die Bearbeitbarkeit der Keramik auswirkt. Die Wärmeleitfähigkeit von stabilisiertem ZrO_2 ist niedrig und im Vergleich zu Al_2O_3 nahezu temperaturunabhängig [75]. Für den Elastizitätsmodul gelten die in Kapitel 5.2.1 dargelegten Beziehungen. Die Werkstoffdaten von ZrO_2 -FZM können der Tabelle 5.1 auf Seite 39 entnommen werden.

5.3.3 Aluminiumnitrid (AlN)

Im Vergleich zu Al_2O_3 und ZrO_2 sind Angaben über Aluminiumnitrid in der Literatur nur schwer zu finden. AlN findet dank seiner extrem hohen Wärmeleitfähigkeit im Moment vornehmlich als Substratwerkstoff in der Elektronikindustrie Verwendung [43, 44, 36, 42 und 63]. Da der elastohydrodynamische Kontakt in großem Maße durch den Wärmehaushalt bestimmt wird, erscheint Aluminiumnitrid aufgrund seiner guten Wärmeleitfähigkeit als höchst interessant für den Einsatz in elastohydrodynamischen Kontaktpaarungen. Durch das sehr gute Wärmeleitverhalten kann ein starker Einfluß auf die sich in der Kontaktzone einstellende Temperatur bzw. Schmiermittelviskosität ausgeübt werden.

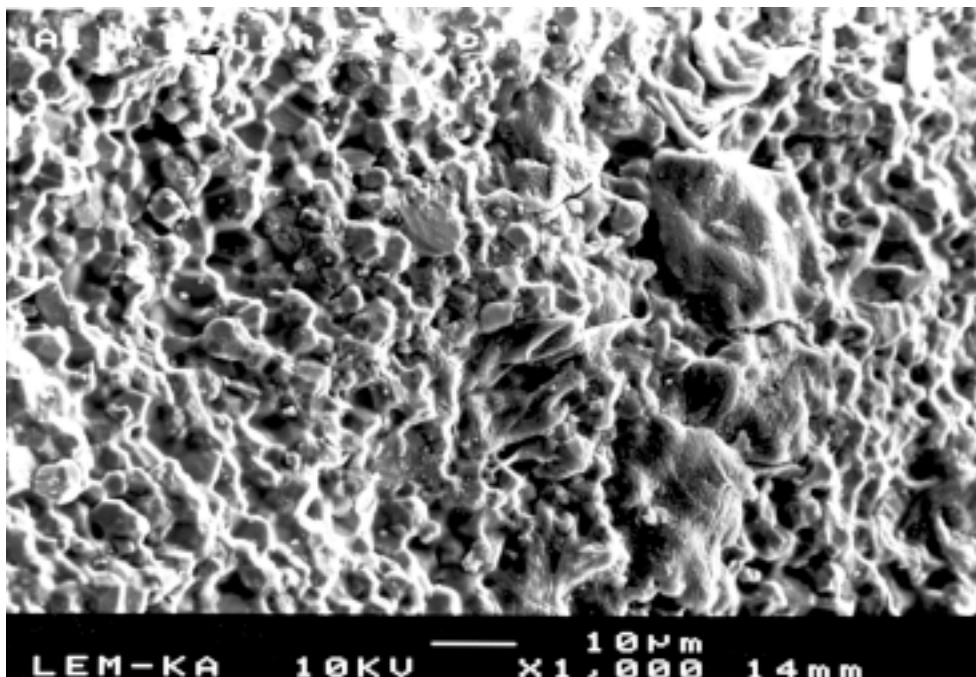


Bild 5.10: Bruchfläche der AlN-Shapal SH15-Keramik

Wie aus Bild 5.10 ersichtlich wird, weist die untersuchte AlN-Keramik ein dichtes Gefüge mit einer mittleren Korngröße zwischen $1\mu m$ und $10\mu m$ auf. Das Gefüge gesinterter AlN-Keramik besteht aus vier verschiedenen Phasen [43]: der AlN-Matrix, kristalliner Sekundärphase, glasartiger Korngrenzenphasen (aus Sinterzusätzen und Verunreinigungen).

gen) und Poren. Verwendet wurde die von der Firma Tokuyama Europe, Düsseldorf angebotene Aluminiumnitridkeramik Shapal SH15¹.

Ein Vergleich der Wärmeleitfähigkeit von AlN und Al₂O₃ ist in Kapitel 5.2.2 gegeben. Weitere Werkstoffdaten finden sich in der Tabelle 5.1 auf Seite 39.

5.3.4 Vergleichswerkstoffe

Neben Untersuchungen mit vollkeramischen Scheiben, bestehend aus den zuvor beschriebenen Werkstoffen, wurden zusätzlich Versuche mit Stahlscheiben und keramikbeschichteten Stahlscheiben durchgeführt. Hierdurch sollten vergleichende Aussagen zwischen keramischen und metallischen Werkstoffpaarungen ermöglicht werden. Weiterhin konnten so die erhaltenen Ergebnisse aus Versuchen mit den Vergleichswerkstoffen den Ergebnissen vorangegangener Arbeiten u.a. von Baumann [6] und Staiger [82] gegenübergestellt und verglichen werden. Als metallischer Werkstoff wurde der Nitrierstahl 42CrMo4 ausgewählt. Die Randschicht der Scheiben wurde auf eine Härte von 60 HRC plasmanitriert. Die Einhärtungstiefe durch die Plasmadiffusion lag bei 0,3 -0,5 mm.

Als Schichtwerkstoff sollte Wolframoxid (WO₃) aufgrund seiner extrem niedrigen Wärmeleitfähigkeit von nur 0,6 W/mK [59] zum Einsatz kommen. Da für diesen Werkstoff noch keine Beschichtungsparameter vorlagen, mußten diese über Beschichtungsversuche zunächst auf Glasobjektträgern ermittelt werden. Wie sich allerdings beim Übergang der Beschichtung auf Stahlsubstrate zeigte, konnten die für Glas erhaltenen Parameter nicht auf den Beschichtungsprozeß für Stahl übertragen werden, so daß für diesen Anwendungsfall nochmals eine Parameterbestimmung durchgeführt werden mußte. Auf die Vorgehensweise der Schichtaufbringung soll an dieser Stelle nicht näher eingegangen werden, so daß hierzu auf Kapitel 7.1.1 verwiesen wird. Die Dicke der Schicht durfte nicht zu groß gewählt werden, da sich sonst die WO₃-Schicht aufgrund von Schichteigenspannungen selbstständig vom Substrat ablöste. Mit optimierten Beschichtungsparametern erhielt man haftfeste, gelblich transparente Schichten.

Die zur Verwendung von Dünnschichtaufnehmern notwendige elektrische Isolationswirkung der Schicht, konnte allerdings nur unbefriedigend realisiert werden. Global war zwar auf den Probekörpern eine elektrische Isolationswirkung der WO₃-Schichten festzustellen; wurde jedoch auf die WO₃-Schicht eine metallische Aufnehmerschicht aufgedampft, war ein elektrischer Durchgang zu dem Substrat zu verzeichnen. Auch Versuche mit unterschiedlichen Mehrlagenschichten, wie sie bei der Aufbringung von Al₂O₃ auf Stahl erfolgreich ausgeführt werden, eine ausreichende Isolationswirkung zu erreichen scheiterte, so daß Wolframoxid nur für Untersuchungen zum Reibungsverhalten im Zweiseibenkontakt zur Verfügung stand.

1. Werkstoffbezeichnung der Firma Tokuyama Europe, Düsseldorf.

5.3.5 Werkstoffdaten

In der Tabelle 5.1 sind thermische und elastische Kenngrößen der in dieser Arbeit verwendeten Werkstoffe nach Literatur- und Herstellerangaben [4, 30, 58, 59, 61, 62, 65, und 85] zusammengestellt.

Werkstoff	Al ₂ O ₃		ZrO ₂	AlN	42CrMo4	WO ₃
	F99,7	FZT	FZM	Shapal 15		
Wärmeleitfähigkeit $\lambda \left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right]$	30	25	2,5	180	41,8	0,6
spezifische Wärmekapazität $c \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$	900	850	400	830	462	314
Temperaturleitfähigkeit $a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \left[\frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \right]$	8,43	7,09	1,09	65,71	11,57	0,27
thermischer Ausdehnungskoeffizient $\alpha_{\text{th}} \left[10^{-6} \cdot \frac{1}{\text{K}} \right]$	8,5	8,0	10	4,4	11,1	16,4
Dichte $\rho \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	3950	4150	5700	3300	7820	7160
Elastizitätsmodul $E \left[10^3 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$	380	360	200	320	201	-
Querkontraktionszahl $\nu [1]$	0,22	0,23	0,3	0,22	0,3	-

Tabelle 5.1: Thermische und elastische Kenngrößen ausgewählter Werkstoffe nach Literaturangaben

5.4 Oberflächen keramischer Werkstoffe

Um bei den zum Teil sehr geringen Schmierfilmdicken Mischreibung zu vermeiden, müssen die Prüfkörper über qualitativ hochwertige Oberflächen verfügen. Überdies sollten die Versuchsscheiben alle die gleichen Oberflächengüten aufweisen, um Fehlinterpretationen der Meßergebnisse aufgrund des Einflusses unterschiedlicher Oberflächenrauheiten zu vermeiden.

Über den in Gl.(4.27) auf Seite 21 definierten Schmierfilmparameter Λ läßt sich mit der in Kapitel 4.7.1 genannten Bedingung für den Zustand elastohydrodynamischer Schmierung der bei $\Lambda = 3$ als unterem Grenzwert vorliegt, die maximal zulässige Rauheit der Versuchsscheiben mit Hilfe des quadratischen Mittenrauhwertes abschätzen. Der quadratische Mittenrauhwert läßt sich über die Beziehung

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{l} \cdot \int_0^l y^2(x) dx} \quad (5.8)$$

aus dem Rauheitsprofil $y(x)$ der Außenmantelfläche der Prüfkörper bestimmen. Die Abtastung erfolgt hierbei über die Länge l der Scheibenoberfläche.

Unter Verwendung des Versuchöles FVA Nr.2 stellt sich für eine Al_2O_3 -Keramikscheibe ($\varnothing 100$ mm) aus F99,7 bei einer Drehzahl von 750 min^{-1} (untere Versuchsdrehzahlgrenze), einer Scheibenmassentemperatur von 40°C und einer Normalbelastung von 2000 N eine nach Gl.(4.21) berechnete Schmierfilmdicke von $0,62 \mu\text{m}$ ein. Daraus ergibt sich für $\Lambda = 3$ ein maximal zulässiger Wert für R_q von $0,14 \mu\text{m}$.

Unter Verwendung eines Tastschnittgerätes wurden die Rauheitsprofile der Außenmantelflächen der, zu den Versuchen ausgewählten, Keramikscheiben bestimmt. Hierbei stellte sich heraus, daß nur ZrO_2 die zuvor genannte Bedingung erfüllen konnte. Die Scheiben aus Aluminiumoxid F99,7 sowie aus Aluminiumnitrid mußten einer Nachbearbeitung unterzogen werden. Sie wurden an mehrere auf dem Gebiet der Keramikbearbeitung spezialisierte Firmen zur Oberflächenbearbeitung vergeben. Keine der Firmen konnte die geforderten Oberflächengüten auf den Mantelflächen der Prüfscheiben realisieren. Bei der Al_2O_3 -F99,7-Keramik lag der Grund hierfür vor allem in einem Ausbrechen einzelner Körner bzw. ganzer Kornbereiche aus dem Oberflächengefüge der Keramik.

In Bild 5.11 ist die rasterelektronenmikroskopische Aufnahme der Oberfläche einer Al_2O_3 -F99,7-Keramik gezeigt. Die recht grobkörnige Gefügestruktur führt zu einem Ausbrechen von Körnern, die tiefe Einschnitte in der Oberfläche hinterlassen. Durch den Abtrag der erhabenen Oberflächenbereiche kommt es zu einer Plateaubildung mit einer deutlich höheren Oberflächenqualität gegenüber den Ausbruchbereichen.

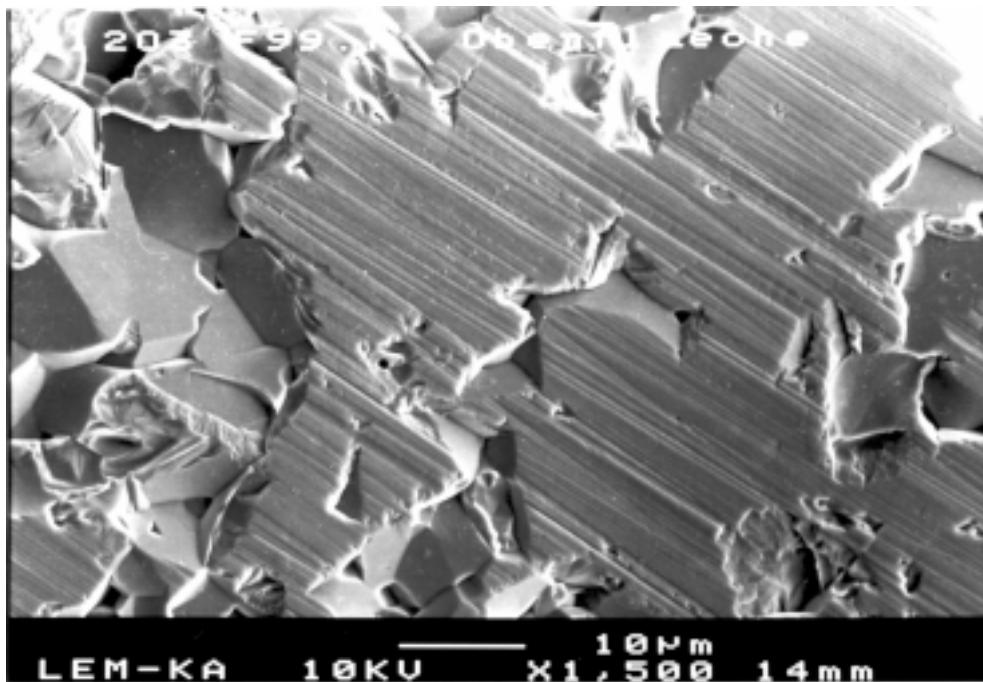


Bild 5.11: Oberfläche der Al₂O₃-F99,7-Keramik nach dem Polieren

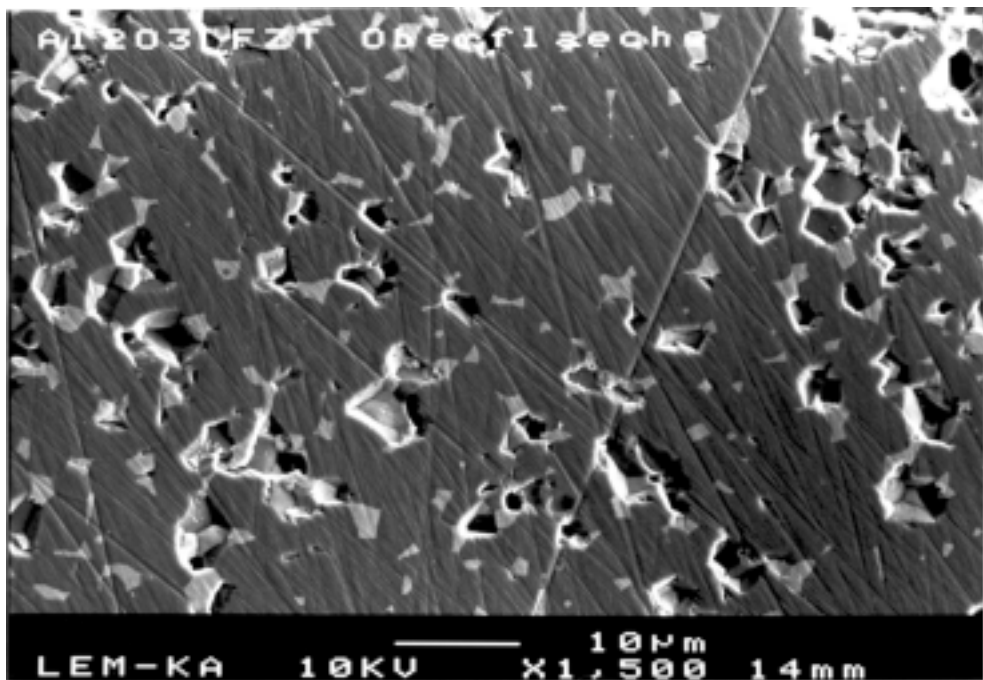


Bild 5.12: Oberfläche der Al₂O₃-FZT-Keramik nach dem Polieren

Die erreichbare Qualität der Oberfläche konnte allerdings den gestellten Anforderungen nicht nachkommen. Zur Vermeidung von Mischreibungszuständen und im Hinblick auf die Verwendung von Dünnschichtsensoren, wurde von einer weiteren Verwendung dieses Werkstoffes abgesehen. Als Alternative wurde die Al_2O_3 -FZT-Keramik in Betracht gezogen, die erst gegen Ende der Arbeit im Angebot der Firma Friatec AG, Mannheim stand. Die Keramik ist durch die ZrO_2 Zugabe wesentlich feinkörniger in ihrem Gefügebau, so daß nach der Bearbeitung mit wesentlich besseren Rauheitswerten zu rechnen war.

Die in Bild 5.12 dargestellte Oberfläche der Al_2O_3 -FZT-Keramik bestätigt diese Vermutung. Die Ausbrüche in der Oberfläche sind von deutlich kleinerem Volumen. Der Traganteil ist gegenüber demjenigen der Oberfläche in Bild 5.11 wesentlich erhöht. Es ergeben sich hierdurch günstigere Bedingungen für die Schmierfilmbildung im EHD-Kontakt. Die bei dieser Keramik durchschnittlich erreichten R_q -Werte lagen bei $0,13\mu\text{m}$. Im Vergleich dazu lagen die R_q -Werte der Al_2O_3 -F99,7-Keramik mit $0,3\mu\text{m}$ bei deutlich höheren Werten.

Völlig unproblematisch hingegen gestaltete sich die Bearbeitung von Zirkonoxid. Durch das dichte, homogene Gefüge des Werkstoffes konnte der geforderte Rauheitswert auf Anhieb deutlich unterschritten werden. Neben schwach ausgeprägten Bearbeitungsspuren sind Ausbrüche, wie Bild 5.13 wiedergibt, nur noch vereinzelt in der Oberfläche vorhanden. Die ZrO_2 -Keramik sowie die Al_2O_3 -FZT-Keramik konnten fertig bearbeitet vom Hersteller bezogen werden.

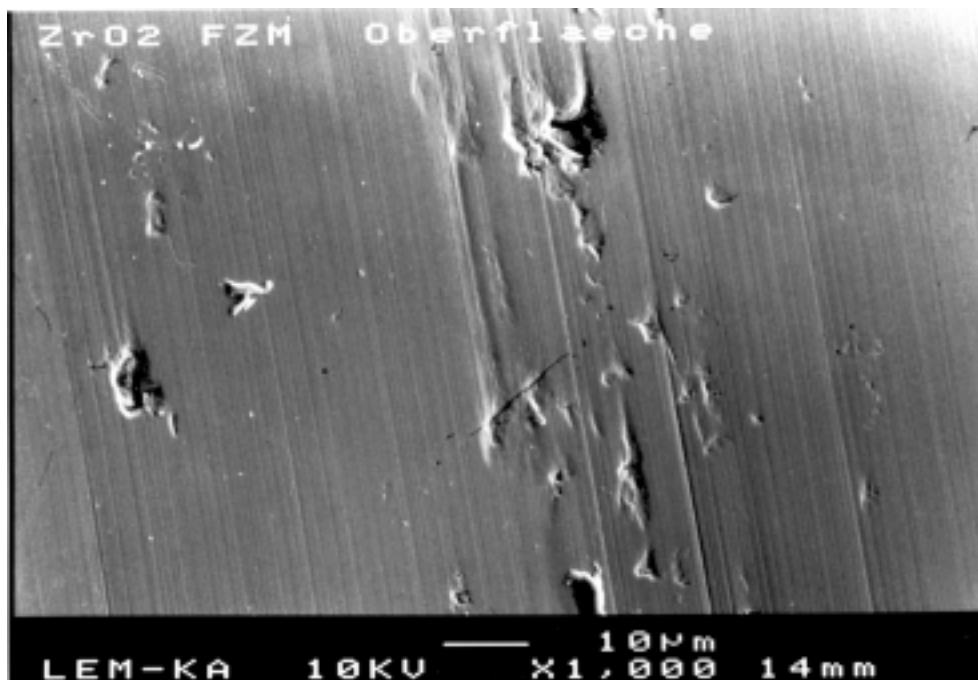


Bild 5.13: Oberfläche der ZrO_2 -FZM-Keramik nach dem Polieren

Diese Möglichkeit war für die Keramikscheiben aus Aluminiumnitrid nicht gegeben. Vielen im Bereich der Oxidkeramikbearbeitung spezialisierten Unternehmen fehlte das erforderliche Know-how zur Bearbeitung dieses Werkstoffes oder sahen aufgrund der sehr zeitintensiven Bearbeitungsschritte zur Erzielung der geforderten Rauheitswerte aus wirtschaftlichen Gründen von einer Auftragsannahme ab.

Aufgrund dessen wurde die Oberflächenbearbeitung bis auf die Vorbearbeitung (Feinschleifen) der AlN-Scheiben, die außer Haus erfolgte, am Institut selbst in Angriff genommen. Die prinzipielle Vorgehensweise der Außenrundbearbeitung zur Erzielung der hohen Oberflächengüten gliederte sich in drei Arbeitsschritte auf:

- 1) Superfinish-Bearbeitung mit einer Diamantleiste D15 (Körnung $15\mu\text{m}$)
- 2) Superfinish-Bearbeitung mit einer Diamantleiste D7 (Körnung $7\mu\text{m}$)
- 3) Polieren mit einer Diamantsuspension der Körnung $1\mu\text{m}$

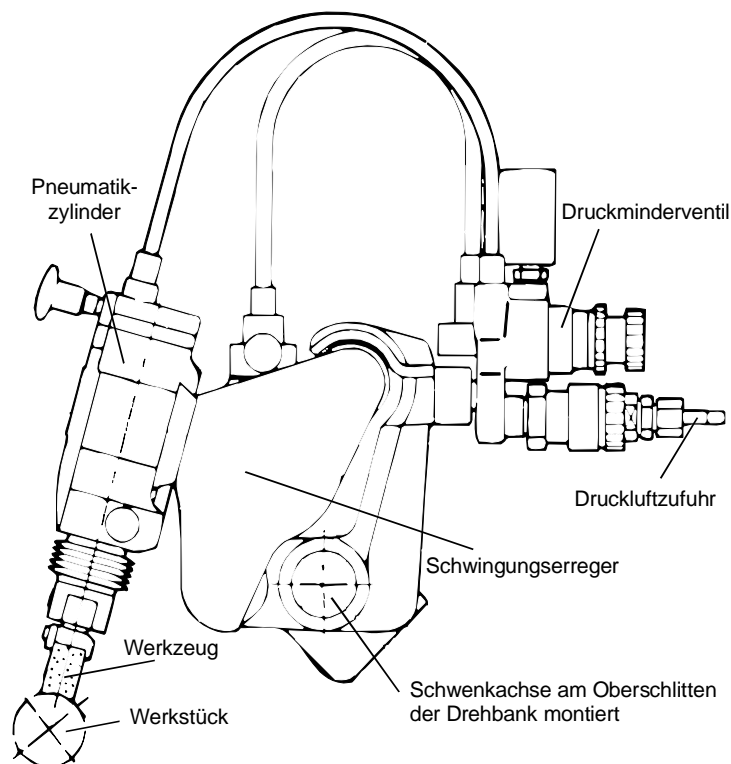


Bild 5.14: Superfinish-Gerät SE30 Typ120 der Firma Supfina, Remscheid

Die an das Feinschleifen anschließenden Bearbeitungsschritte wurden mit Hilfe des in Bild 5.14 dargestellten Superfinish-Gerätes SE30 Typ120 der Firma Supfina, Remscheid durchgeführt. Das Gerät wird hierzu am Meißelhalter des Oberschlittens einer Drehbank

montiert. Die Keramikscheiben werden für die Superfinish-Bearbeitung auf einen Dorn aufgezogen, über diesen zwischen den Spitzen der Drehbank gespannt und in Rotation versetzt. Das Werkzeug (Diamantleiste, Polierfilz) schwingt axial zum sich drehenden Werkstück und wird pneumatisch an dieses angepreßt. Der Anpreßdruck des Werkzeuges ist stufenlos über ein Druckminderventil einstellbar. Über den Vorschub der Drehbank wird axial auf dem Werkstück verfahren. Die Schwingungserregung des Superfinish-Gerätes erfolgt ebenfalls pneumatisch. Der Schwingungsausschlag kann im Bereich von 1,5-3,5 mm variiert werden, die Schwingfrequenz beträgt je nach eingestelltem Druck zwischen 46 Hz und 53 Hz.

Erste Bearbeitungsversuche zeigten deutlich die Komplexität der Außenrundfeinbearbeitung keramischer Bauteile auf. Die am Institut vorhandene umfangreiche Erfahrung bei der Superfinish-Bearbeitung von metallischen Oberflächen, konnte nicht auf keramische Werkstoffe übertragen werden. Die einzelnen Einflußparameter wie z.B. Drehzahl der Keramikscheiben, Bearbeitungsdruck und Schwingungsausschlag des Superfinish-Gerätes sowie die Menge der Zugabe von Diamantsuspension als auch das Bearbeitungswerkzeug selbst standen in starker Wechselwirkung zueinander, so daß eine Größe nicht von der anderen isoliert betrachtet werden konnte.

Als Ergebnis der Untersuchung konnten Einstellparameter gefunden werden, mit deren Hilfe nach Abschluß der Polierbearbeitung ein quadratischer Mittenrauhwert von $R_q \leq 0,1 \mu\text{m}$ auf den Oberflächen der AlN-Shapal SH15-Scheiben vorhanden war.

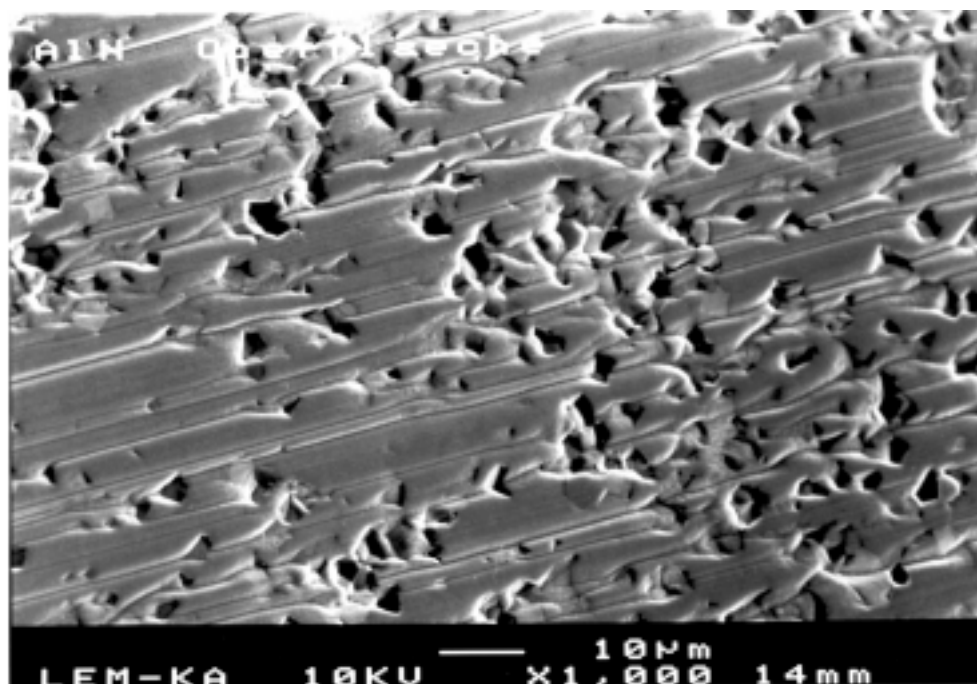


Bild 5.15: Oberfläche der AlN-Shapal SH15-Keramik nach dem Feinschleifen

In Bild 5.15 ist die Oberfläche einer nach der Feinschleifbearbeitung gerissenen AlN-Keramikscheibe dargestellt. Man erkennt deutlich die von der Bearbeitung herrührenden, parallel verlaufenden Bearbeitungsspuren. Auch hier führt der Abtrag der erhabenen Oberflächenbereiche zu einer Plateaubildung. Die dazwischen liegenden Vertiefungen sind durch eingeschlossene Poren und das Werkstoffgefüge charakterisiert. Eine raster-elektronenmikroskopische Betrachtung der supergefinishten Oberflächen wurde nicht durchgeführt, da hierzu die mit großem Aufwand bearbeiteten und sehr teureren AlN-Keramikscheiben hätten zerstört werden müssen und somit nicht für weitere Untersuchungen zur Verfügung gestanden hätten.

Abschlußbemerkung

Der durch die Berechnung geforderte Rauheitswert konnte praktisch bei allen Keramiken erreicht werden. Jedoch muß bemerkt werden, daß dies nur für die, der Berechnung zugrunde liegenden, Versuchsbedingungen wie sie auf Seite 40 genannt wurden zutrifft. Bei Verwendung des Versuchsöles FVA Nr.2 bergen Laststeigerungen die Gefahr des Auftretens von Mischreibungszuständen in der Kontaktzone. Dies muß vor allem im Hinblick auf die spätere Verwendung von Dünnschichtsensoren vermieden werden, um ein vorzeitiges Ausfallen der Aufnehmer durch Abscherung im Mischreibungsgebiet zu verhindern. Bei ersten Reibmomentmessungen mit Al_2O_3 unter Verwendung von dem Öl FVA Nr.2, stellten sich schon bei relativ niedrigen Belastungen Mischreibungszustände ein, die durch einen deutlichen Materialabtrag in Bereich der Kontaktzone gekennzeichnet waren. **Bis auf Reibungsuntersuchungen mit Zirkonoxid, werden daher keine weiteren Versuche mit dem niedrigviskosen Öl FVA Nr.2 durchgeführt.**

Kapitel 6

Zweischeibenprüfstand

6.1 Aufbau

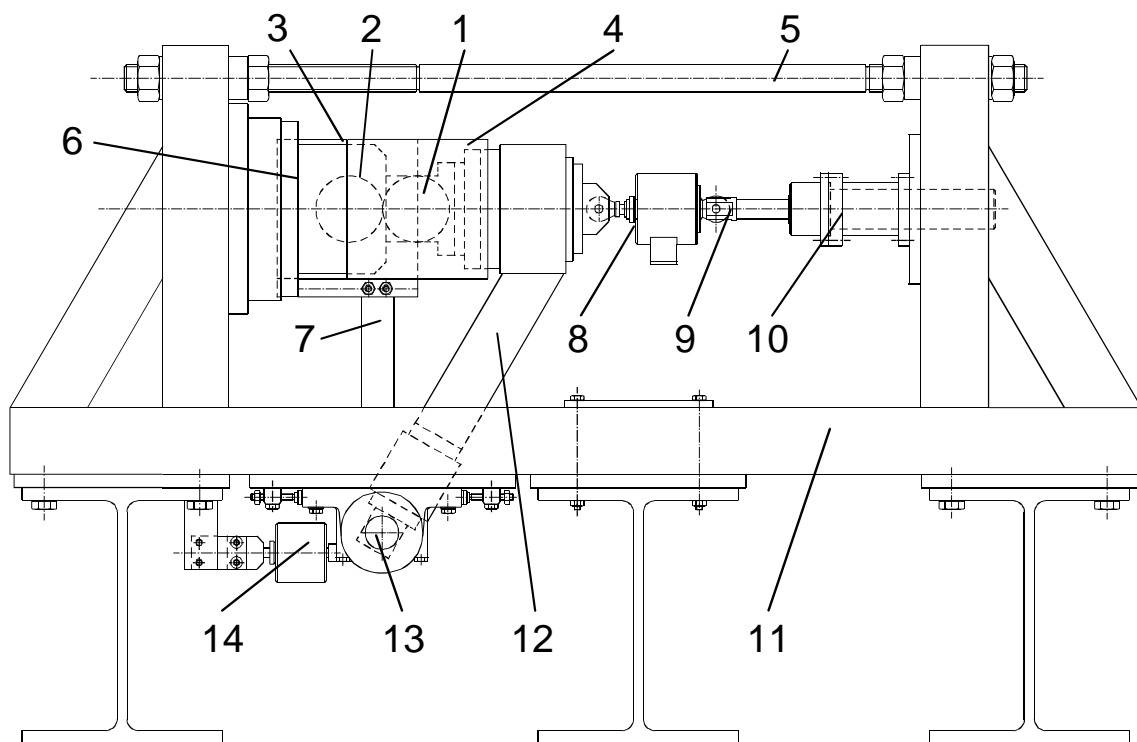


Bild 6.1: Aufbau des Zweischeibenprüfstandes

Der in Bild 6.1, 6.2 und 6.3 dargestellte und von Baumann [6] entwickelte Zweischeibenprüfstand kam, im Rahmen dieser Arbeit, zur Untersuchung vollkeramischer Bauteile mit modifiziertem Aufbau zum Einsatz.

Eine Zusammenstellung der mit Ziffern bezeichneten Bauteile der Bilder 6.1, 6.2 und 6.3 findet sich in Tabelle 6.1 auf Seite 47.

1 Scheibe 1	11 Hauptrahmen
2 Scheibe 2	12 Schwenkrahmen
3 Antriebsmotor Scheibe 2	13 Stehlager
4 Antriebsmotor Scheibe 1	14 Kraftmeßdose (Reibmoment)
5 Zugstange	15 Resolver
6 Lagerbock Hohlwelle	16 Gleitlager
7 Hebel (Reibmomentmessung)	17 Hohlwelle
8 Kraftmeßdose (Normalkraft)	18 Hydrostatiklager
9 Kolbenstange	19 Vordrossel
10 Hydraulikzylinder	20 Drehübertrager

Tabelle 6.1: Zusammenstellung der mit Ziffern bezeichneten Bauteile der Bilder 6.1, 6.2 und 6.3

Die beiden Scheiben 1 und 2 mit je 100 mm Durchmesser werden von den Gleichstromnebenschlußmotoren 3 und 4 angetrieben. Die Drehzahl ist zwischen 0 und 3630 min^{-1} stufenlos regelbar. Die Erfassung der Drehzahl erfolgt bei der Scheibe 1 über einen Resolver 15, die der Scheibe 2 über einen magnetischen Aufnehmer, wobei die Auflösung 1 min^{-1} beträgt.

Abgestützt wird die Scheibe 1 über die Gleitlager 16 am Schwenkrahmen 12, der über die Stehlager 13 am Hauptrahmen 11 befestigt ist. Zur Paralleleinstellung der beiden Scheiben ist eine Längsverschieblichkeit der beiden Stehlager vorgesehen. Die im Hydraulikzylinder 10 erzeugte Belastungskraft F_n wird über die Kolbenstange 9 und die Kraftmeßdose 8 auf die Prüfscheiben übertragen. Zur Erhöhung der Steifigkeit ist der Hauptrahmen mit zwei Zugstangen 5 versehen.

Die Scheibe 2 wird über Gleitlager 16 in der Hohlwelle 17 geführt, welche über die Hydrostatiklager 18 am Hauptrahmen abgestützt wird. Durch diese äußerst reibungsarme Lagerung wird eine auf 0,1 Nm genau auflösende Reibmomentmessung ermöglicht. Die Einstellung des parallelen Spaltes zwischen den zwei Keramikscheiben erfolgt optisch sehr genau im Gegenlicht nach dem Lichtspaltverfahren. Die aufgenommenen Meßsignale werden über den Schleifringdrehübertrager 20 zur Anzeige weitergeleitet.

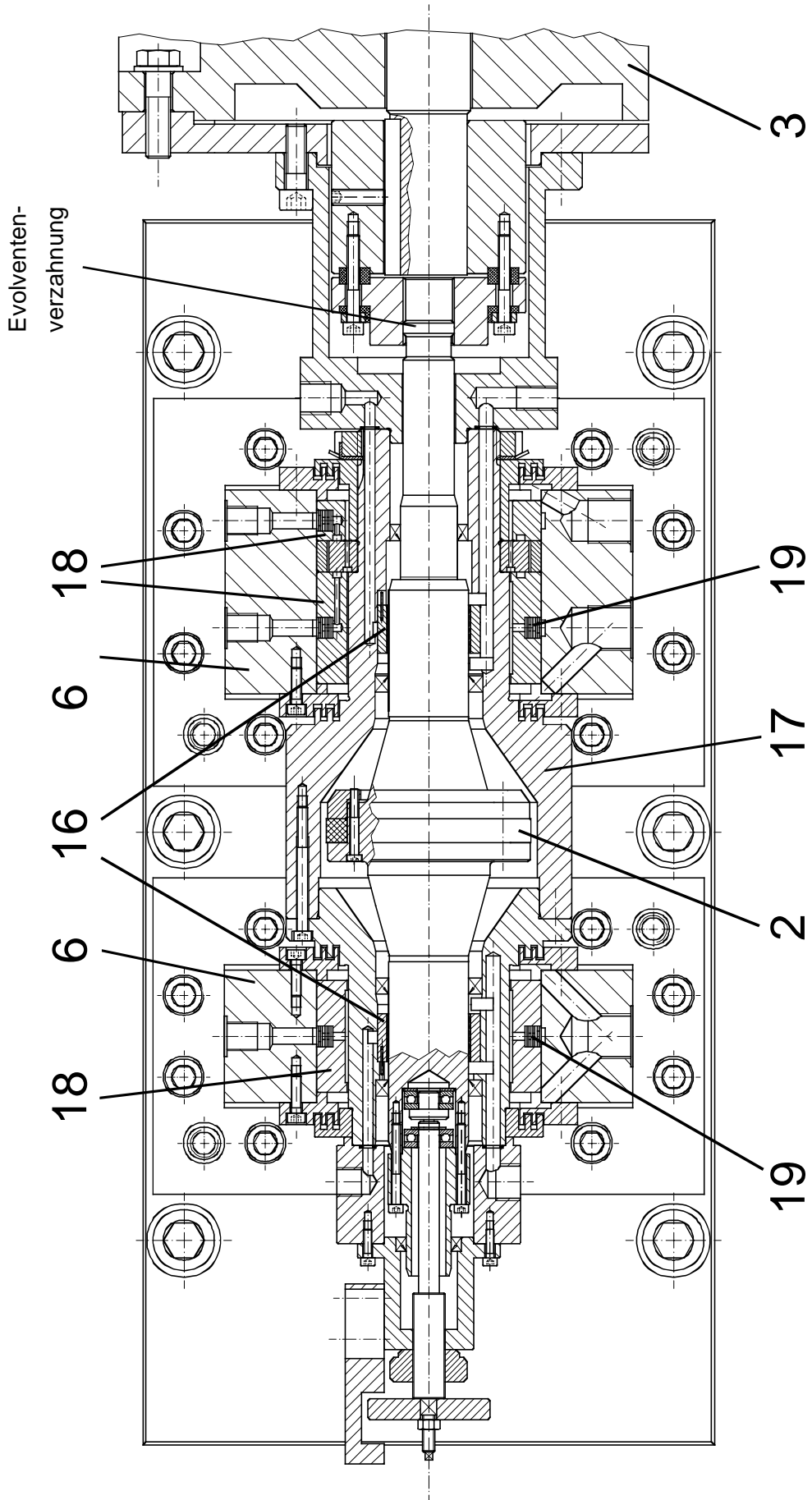


Bild 6.3: Lagerung der Welle 2 und der Hohlwelle in einem Axialschnitt (Bezeichnungen siehe Tabelle 6.1)

6.2 Adaption und Weiterentwicklung

Da der Prüfstand einige Zeit nicht mehr in Betrieb war, wurde eine Generalüberholung des Zweischeibenprüfstandes durchgeführt. Hierbei zeigte sich, daß die Vordrosseln 19 der Hydrostatiklager 18 (s. Bild 6.3) stark verharzt waren. Um eine einwandfreie Funktionsweise der Lager zu gewährleisten wurden deshalb die Hydrostatiklager demontiert und die Vordrosseln gereinigt.

Außerdem wurde in die Ölversorgung der Gleit- und Hydrostatiklager jeweils ein Kühlkreislauf integriert, da die Versuchsdurchführung besonders bei hohem Schlupf und hohen Belastungskräften, aufgrund der enormen Aufheizung des Öls und damit des Prüfstandes zeitlich stark begrenzt war.

Zur Untersuchung vollkeramischer Bauteile mußten die Trägerwellen der Scheiben 1 und 2 den Anforderungen entsprechend umkonstruiert werden. Die vorhandene Prüfausführung, bei der die Stahlscheiben über eine zylindrische Preßverbindung auf die Welle gefügt und über acht Schrauben axial fixiert wurden, schied aufgrund der starken Empfindlichkeit von Keramik gegen Zugspannungen und der damit verbundenen Gefahr eines unterkritischen Rißwachstums aus. Unter Berücksichtigung dieses Gesichtspunktes und im Hinblick auf die Handhabung der Keramikscheiben bei der Montage, bei der Durchführung der Versuche im Prüfstand, als auch bei der Aufbringung der Dünnschichtsensoren in der Beschichtungsanlage, wurde die in Bild 6.4 dargestellte Klemmkonstruktion erarbeitet.

Wie aus der Darstellung ersichtlich, ist die Klemmung der Keramikscheibe funktional von der Fixierung auf der Welle getrennt. Die Keramikscheibe wird in einer separaten Klemmvorrichtung gespannt und somit nur einer Druckbeanspruchung ausgesetzt. Hierbei muß der im Vergleich zu Stahl niedrige Wärmeausdehnungskoeffizient (s. Tabelle 5.1, Seite 39) der in dieser Arbeit verwendeten Keramiken, bei der Wahl der Montagepassung berücksichtigt werden.

Um zum Versagen führende Zugspannungen zwischen Klemmung und Keramikscheibe zu vermeiden, werden die Scheiben mit einer auf die Werkstoffkombination bezogenen Spielpassung auf die Klemmhülse montiert und auf exakten Rundlauf ausgerichtet. Die Montage der Klemmung erfolgt über eine Kegelpreßverbindung auf den Wellen. Durch die selbstzentrierende Wirkungsweise dieser Welle-Nabe-Verbindung soll nach einmaliger Ausrichtung der Keramikscheiben in der Klemmung ein genauer Rundlauf, selbst bei mehrmaliger Montage und Demontage, gewährleistet sein. Die weiteren Vorteile dieser Funktionentrennung ergeben sich bei der Untersuchung verschiedener Versuchspaarungen durch die Austauschbarkeit der Klemmungen. Es muß nur ein Paar der Prüfwellen

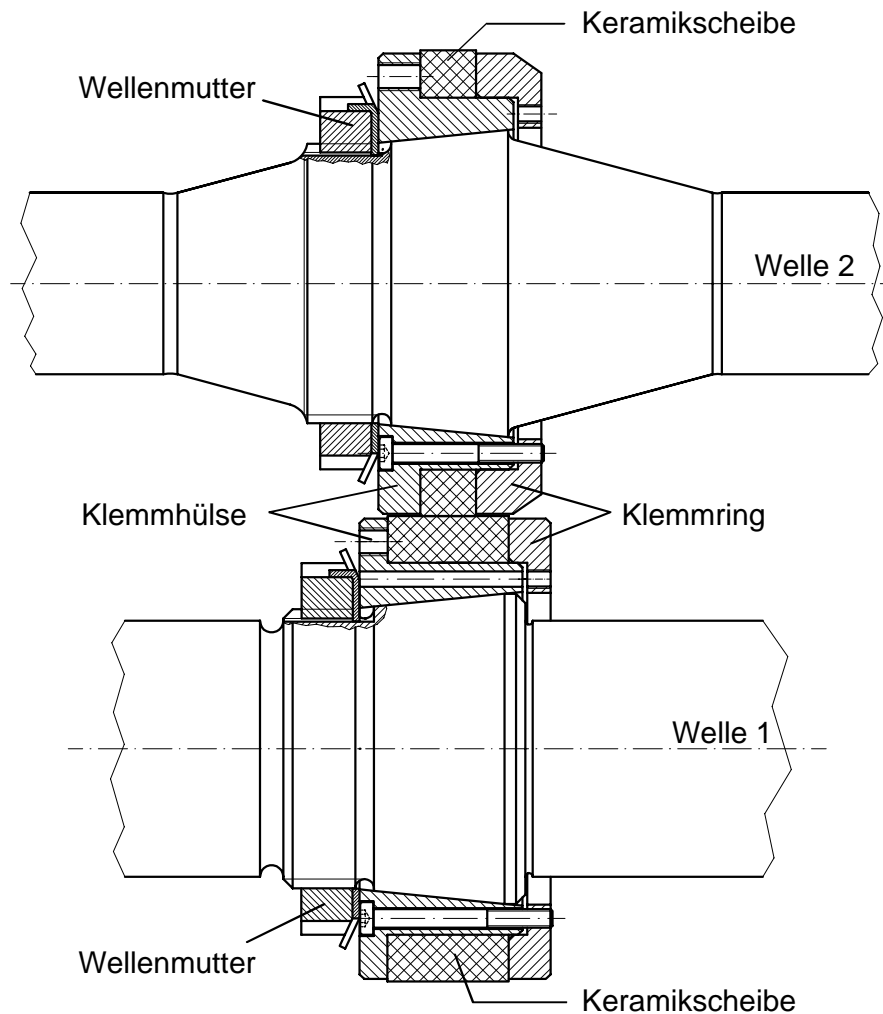


Bild 6.4: Zusammenstellungszeichnung der Keramikscheibenpaarung

gefertigt werden und die Keramikscheibe kann mit der Klemmvorrichtung zur Aufnehmerapplikation in die Beschichtungsanlage eingesetzt werden.

Wie sich jedoch in der Erprobungsphase zeigte, kamen die erhofften Vorteile nicht zur Geltung. Erste Probleme ergaben sich bei der Montage der Klemmung auf die Welle, durch die im Handel erhältlichen Wellenmutter. Durch das zu große Spiel im Gewinde der Wellenmutter verkantete diese beim Anlegen, so daß die Klemmung nicht gleichmäßig über den Umfang verteilt auf den Kegelpreßsitz aufgezogen werden konnte. Dies führte zu einer nicht akzeptablen Rund- und Planlaufabweichung der Keramikscheibe. Abhilfe wurde durch eine speziell auf das Wellengewinde angepaßte, spielfreie Wellenmutter mit plangeschliffenen Stirnflächen geschaffen.

Die durch den Bauraum bedingte, dünnwandige Ausführung der Klemmhülse, führte bei der Montage der Kegelpreßverbindung zu einer Aufweitung der Hülse an ihrer dünnsten Stelle. Dies hatte zur Folge, daß die mit Spiel in der Klemmung montierten Scheiben an der Aufweitungsstelle verkanteten und sich auch durch ein letztes Ausrichten der Schei-

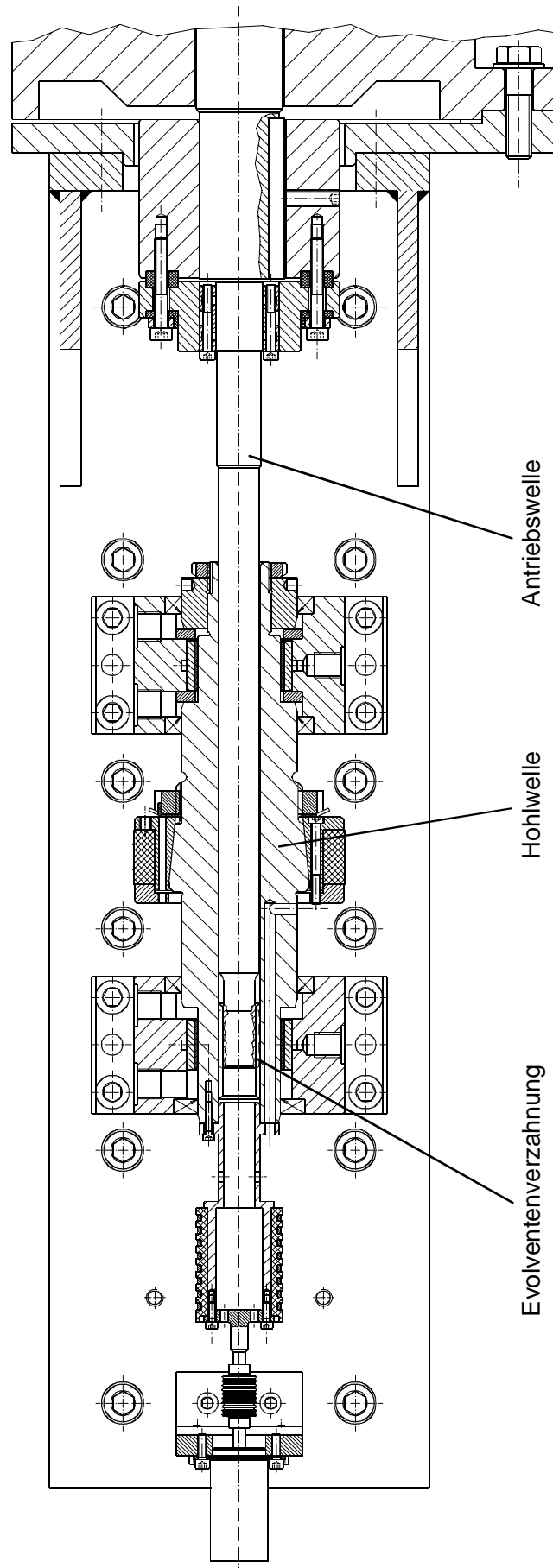


Bild 6.5: Konstruktive Ausführung der Welle 1 als Hohlwelle

ben im Prüfstand nicht befriedigend einstellen ließen. Bei der Durchführung von ersten Druck- und Temperaturmessungen im EHD-Kontakt führte dieser Effekt zu stark, in ihrem Betrag, schwankenden Meßsignalen. Bei höheren Versuchsnormalbelastungen $F_n > 6000$ N war der Kantenträger für den vorzeitigen Ausfall der Sensoren durch Abscherung verantwortlich. Aufgrund dieser Probleme wurde von einer weiteren Verwendung der separaten Klemmkonstruktion abgesehen und die Montage der Keramikscheibe direkt auf der Welle vorgenommen (s. Bild 6.3 und 6.2). Durch diese Maßnahme konnten die zuvor beschriebenen Probleme behoben werden.

Von der vorangegangenen Arbeit wurde zunächst die Konstruktion der Welle 1, als Hohlwelle, unverändert übernommen. Wie aus Bild 6.5 ersichtlich wird, leitet die durch die Hohlwelle geführte Antriebswelle, die vom Motor kommende Leistung über eine Welle-Nabe-Verbindung mit Evolventenverzahnung an die Hohlwelle weiter. Durch die lange und biegeeweiche Ausführung der Antriebswelle soll eine querkräftfreie Einleitung des Drehmoments in die Hohlwelle gewährleistet werden.

Bei Normalkräften $F_n > 6000$ N, vor allem aber bei Messungen mit Schlupf, zeigte sich jedoch, daß die übernommene Konstruktion äußerst torsionsschwingungsanfällig war, so daß Versuche bei höheren Belastungen oder bei Schlupf nicht durchführbar waren. Um dennoch Meßdaten bei Belastungen oberhalb 6000 N oder bei Schlupf zu erhalten, wurde die Welle 1, in Anlehnung an die Welle 2, als Vollwelle ausgeführt (s. Bild 6.2). Durch die steifere Ausführung und der direkten Krafeinleitung in die Welle, konnte die Anfälligkeit für Torsionsschwingungen deutlich reduziert werden, so daß Messungen bei der Maximalbelastung von 8000 N (Auslegungsgrenze des Prüfstandes) durchgeführt werden konnten.

Kapitel 7

Meßtechnik

Aufgrund der kontraformen Krümmung bzw. der großen Durchmesserdifferenz der Kontaktpartner, weisen elastohydrodynamische Kontakte sehr kleine Abmessungen auf. Die doppelte Hertzsche Abplattungsbreite $2b_{Hz}$ zweier Keramikscheiben aus Al_2O_3 beträgt bei einer theoretischen Hertzschen Pressung von 10000 bar nur etwa 0,6 - 0,8 mm, so daß die lokale Ermittlung von Meßgrößen wie Temperatur, Druck und Schmierfilmdicke mit konventionellen Meßmethoden nicht möglich ist. Um eine hinreichend genaue Auflösung des Verlaufs der Meßgrößen in Umfangsrichtung zu erreichen, müssen die Aufnehmer sehr kleine Abmessungen in Richtung dieser Verläufe haben. Damit die Geometrie des Schmierpaltès möglichst unbeeinflusst bleibt, dürfen die Aufnehmer weder nennenswert in den Schmierfilm hineinragen, noch die Steifigkeit der Kontaktflächen verändern. Weiterhin ist eine kleine Masse und damit verbunden eine geringe Wärmekapazität des Sensors anzustreben, um ein ausreichend gutes dynamisches Verhalten bei Temperaturmessungen zu erhalten.

Durch Hochvakuumbeschichtungsverfahren (PVD-Verfahren) lassen sich Dünnschichtensensoren herstellen, die den gestellten Anforderungen gewachsen sind. Als dünner metallischer Film werden diese auf der Oberfläche eines durch den Schmierpaltè bewegten Kontaktpartners abgeschieden. Die Strukturierung der Aufnehmer erfolgt mittels mechanisch gefertigter Masken. Das Meßprinzip beruht bei der Druck- und Temperaturmessung auf der Änderung des spezifischen Widerstandes des Sensormaterials in Abhängigkeit von Druck und Temperatur. Bei der Bestimmung der Schmierfilmdicke wird die Kontur des Schmierpaltès über ein kapazitives Meßprinzip erfaßt.

Neben Messungen mit vollkeramischen Scheiben wurden auch zum Vergleich dienende Referenzmessungen an Stahlscheiben durchgeführt. Hierzu wurden die nach elektrischen Meßprinzipien arbeitenden Dünnschichtaufnehmer durch eine elektrisch isolierende Schicht (Grundsicht) getrennt [39]. Eine über die Meßwertaufnehmer gesputterte Deckschicht soll diese vor mechanischen Beschädigungen beim Kalibrieren, vor allem aber bei der Durchführung der Messungen im Zweiseibenprüfstand schützen.

7.1 Meßwertaufnehmer

7.1.1 Herstellung

Das für die Applikation der Aufnehmer auf die Substrate erforderliche Know-How wurde am Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau der Universität Karlsruhe (TH) vor über 15 Jahren von Baumann [6, 7, 9] und Frey [27] im wesentlichen erarbeitet und über die Jahre von Kirschner [39, 40], Staiger [82] und Knauß [41] durch Einbringung neuer Technologien verbessert. Auch die in dieser Arbeit weiterentwickelten grundlegenden Herstellungsverfahren sind in den Arbeiten der oben genannten Autoren jeweils ausreichend dokumentiert, so daß hier nur auf die prinzipielle Vorgehensweise bei der Herstellung solcher Dünnschichtmeßwertaufnehmer eingegangen werden soll. Für detailliertere Beschreibungen zu den einzelnen Arbeitsschritten, wird auf die zuvor aufgeführte Literatur verwiesen.

Abfolge der Arbeitsschritte bei der Herstellung eines, für den Einsatz zu Messungen im Zweiseibenprüfstand, geeigneten Aufnehmers:

- 1) Herstellung der Maske für den entsprechenden Aufnehmertyp
(Druck/Temperatur, Schmierfilmdicke, Oberflächentemperatur)
↳ in der Regel einmalig, da mehrfach verwendbar
- 2) Superfinish- und Polierbearbeitung der Substratoberfläche
- 3) Auswahl des Aufnehmermaterials
- 4) Vorreinigung des Substrates im Aceton-Ultraschallbad (5 min)
- 5) Vorbereiten der PVD-Anlage auf den entsprechenden Beschichtungsprozeß
- 6) Einbringen des Substrates in die Vakuumkammer
- 7) Evakuierung der Anlage (mind. $4 \cdot 10^{-6}$ mbar)
- 8) Aufheizen des Substrates
(je nach Substrat und Beschichtungsmaterial 100°C -150°C)
- 9) Glimmreinigung (je nach Beschichtungsprozeß 5 - 15 min)

Hinweis:

Die Schritte 10) bis 13) werden nur bei elektrisch leitenden Substraten durchgeführt!

- 10) Sputtern der Isolationsschicht
(Beschichtungsparameter abhängig vom Beschichtungswerkstoff)
- 11) Beschichtetes Substrat im Vakuum abkühlen lassen; anschließend Beschichtungsanlage belüften und Substrat entnehmen
- 12) Entnahme des Substrates und Reinigung mit in Aceton getränktem, fusselfreiem Tuch
- 13) Wiederholung der Schritte 6) bis 12); anschließend Vorbereiten der Beschichtungsanlage auf den Verdampfungsprozeß
- 14) Durchführung der Schritte 6) bis 9)
- 15) Aufdampfprozeß
Verdampfungsquelle abhängig vom Beschichtungsmaterial:
 - ↳ Widerstandsbeheiztes Wolframschiffchen
(mit Flash-Verdampfungseinrichtung für Legierungen)
 - ↳ Elektronenstrahlverdampfer
- 16) Beschichtetes Substrat im Vakuum abkühlen lassen; anschließend Beschichtungsanlage belüften und Substrat entnehmen
- 17) Kontrolle des Aufnehmers auf Funktionsfähigkeit
- 18) Abdecken der späteren Kontaktierungspunkte mit Leitsilber (siehe [82])
- 19) Einrichten der Anlage zum Sputtern der Deckschicht
- 20) Durchführung der Schritte 6) bis 9)
- 21) Kathodenzerstäubungsprozeß (Sputtern der Deckschicht über Al_2O_3 -Target in 10^{-3} mbar Argonatmosphäre mit 3% Sauerstoffanteil)
- 22) Beschichtetes Substrat im Vakuum abkühlen lassen; anschließend Beschichtungsanlage belüften und Substrat entnehmen; Substrat reinigen

- 23) Wiederholung der Schritte 20) bis 22)
- 24) Entfernen von Leitsilber und Deckschicht an den Kontaktierungsstellen
- 25) Aufkleben von Lötstützpunkten direkt neben der Kontaktierungsstelle (mit Zweikomponenten-Epoxidharzkleber)
- 26) Elektrische Kontaktierung zwischen Lötstützpunkt und freigelegtem Aufnehmerpunkt (mit Zweikomponenten-Leitkleber)
- 27) Temperaturkalibrierung (siehe [6])
- 28) Druckkalibrierung (siehe [6])
- 29) Schmierfilmdickenkalibrierung (siehe [82])
- 30) Auswertung der Kalibrierdaten
- 31) Einbau zur Messung in den Zweischeibenprüfstand

7.1.2 Strukturierung

Die Strukturierung der Aufnehmer gestaltet sich ganz nach dem Anforderungsprofil, das an die Dünnschichtsensoren gestellt wird. Ein wichtiger Gesichtspunkt, der auch schon angesprochen wurde, ist, daß die Geometrie des Schmierpaltes aufgrund der Abmessungen oder durch Steifigkeitsunterschiede nicht verändert werden darf. Da das Meßprinzip der Aufnehmer auf der Änderung einer elektrischen Größe beruht, müssen auch Betrachtungen bezüglich der Formgebung der Aufnehmer mit einfließen, um eine möglichst effektive Ausnutzung der elektrischen Meßgröße zu erzielen.

Für die Aufnahme der Meßgrößen Druck/Temperatur, Schmierfilmdicke und Oberflächentemperatur (Massentemperatur der Scheiben) wurden insgesamt drei Typen von Sensoren verwendet, die im Folgenden vorgestellt werden.

Druck- / Temperatúraufnehmer

Für Druck- und Temperaturmessungen hat sich die in Bild 7.1 dargestellte Aufnehmerform bewährt. Als Meßgröße wird die Änderung des ohmschen Widerstandes des Aufnehmers infolge einer Druckbeaufschlagung oder Temperaturänderung ausgenutzt. Wie

auch aus der Bild 7.2 ersichtlich, besteht der Dünnschichtaufnehmer aus einem dünnen Faden, welcher den aktiven Teil des Aufnehmers darstellt sowie aus zwei Anschlußfahnen zur Herstellung der elektrischen Anschlüsse. Da im Meßbetrieb neben dem aktiven Aufnehmerfaden auch die Anschlußfahnen durch die hochbeanspruchte Zone gefahren werden, muß deren Widerstand gegenüber dem eigentlichen Sensor vernachlässigbar gering sein.

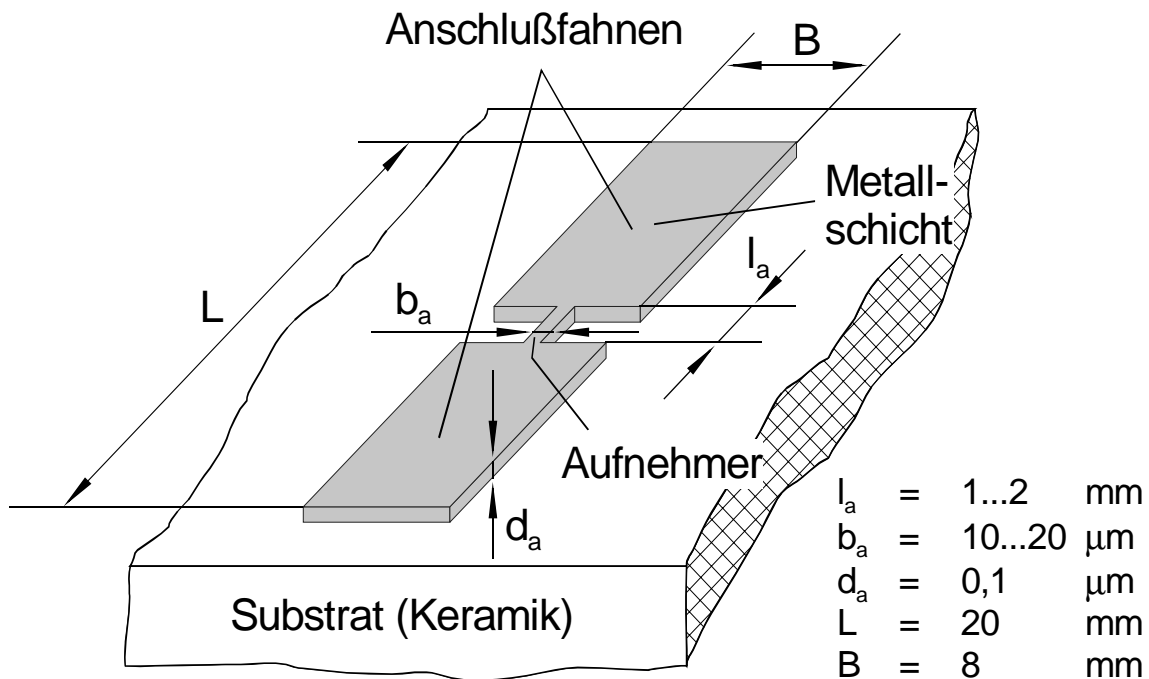


Bild 7.1: Abmessungen der Druck- und Temperaturlaufnehmer

Nach Schouten [78] läßt sich der Gesamtwiderstand als eine Reihenschaltung von drei Widerständen ansehen. Bei einer vereinfachten Betrachtungsweise, bei der nur der Aufnehmerfaden durch die Meßstelle bewegt wird und dadurch eine Änderung erfährt, ergibt sich die relative Widerstandsänderung der Reihenschaltung zu:

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{\Delta R_2}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (7.1)$$

Hier sind R_1 und R_3 die Widerstände der Anschlußfahnen und R_2 der Widerstand des Aufnehmerfadens. Mit $R_1 + R_3 \ll R_2$ folgt aus Gl.(7.1)

$$\frac{\Delta R}{R} \approx \frac{\Delta R_2}{R_2} \quad (7.2)$$

d.h. die relative Widerstandsänderung ist somit nur noch von der Änderung des Widerstandes des Aufnehmerfadens R_2 abhängig. Daraus ergibt sich, daß die Anschlüsse groß gegenüber den Abmessungen des aktiven Aufnehmerfadens ausgeführt werden müssen. Durch breite Anschlußfahnen kann der oben aufgestellten Forderung nachgekommen werden. Der eigentliche Aufnehmer selbst wird dagegen möglichst schmal ausgeführt, so daß auch eine ausreichende Auflösung des Meßgrößenverlaufs im EHD-Kontakt gewährleistet ist.

Ein weiterer wichtiger Gesichtspunkt, der bei der Formgebung von Druck- und Temperatureaufnehmern berücksichtigt werden muß, jedoch nur bei metallischen Substraten zum Tragen kommt, sind Störeinflüsse, die durch die Kapazität, die der Aufnehmer zum Metallsubstrat besitzt, hervorgerufen werden. Der Sensor sollte aus diesem Grund einen symmetrischen Aufbau besitzen (s. Bild 7.2). Um Kapazitätsstörungen ausschließen zu können, sollte nach Simon [80] die Breite der Anschlußfahnen mindestens das 4-fache der Hertzschen Abplattungsbreite ausmachen. An dieser Stelle soll auf Kapitel 7.2.1 verwiesen werden, in dem auf dieses Problem näher eingegangen wird.

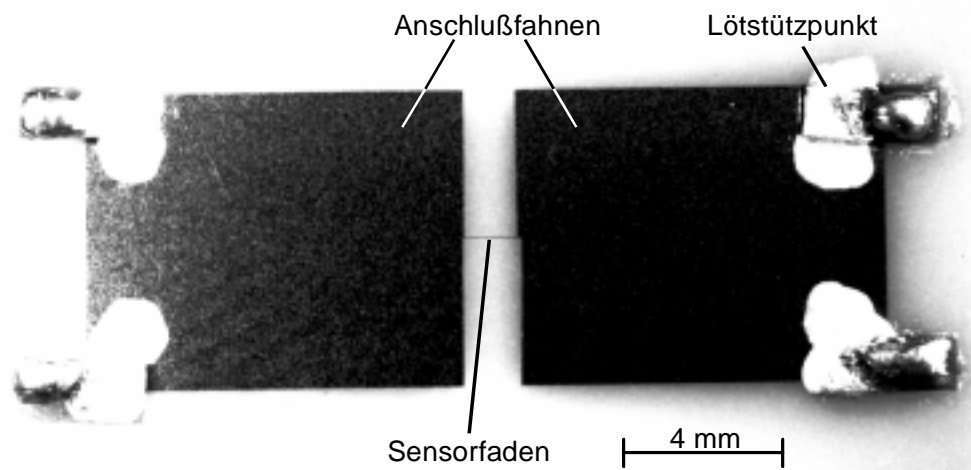


Bild 7.2: Kontaktierter mit Lötstützpunkten versehener Druckaufnehmer auf einer AlN-Keramikscheibe

Bei der Herstellung und Kalibrierung erster Druck- und Temperatursensoren zeigte sich jedoch, daß einer möglichst schmalen Ausführung des Aufnehmerfadens Grenzen gesetzt sind. Sensoren mit einer Breite kleiner $10 \mu\text{m}$ erwiesen sich bei der Applikation auf Keramikscheiben als äußerst versagensanfällig. Dies ist auf die im Vergleich zu metallischen Werkstoffen relativ rauhe, von Poren und Ausbrüchen gekennzeichnete Oberfläche von Keramiken, selbst im supergefinisstem Zustand zurückzuführen (s. Kapitel 5.4). Durch die Ausführung der Aufnehmer mit einer Fadenbreite von etwa $15 \mu\text{m}$, konnte die

Ausschußrate auf nahezu Null gesenkt werden. Eine Methode zur Abschätzung der Fehlereinflüsse wird von Wilczek [90, 91, 92] und Simon [80] beschrieben.

Oberflächentemperturaufnehmer

Während der Durchführung erster Reibungsmessungen mit ZrO_2 zeigte sich, daß aufgrund der schlechten Wärmeleitfähigkeit dieses Werkstoffes im Vergleich zu Stahl, die bisherige Methode von Baumann [6] und Staiger [82], zur Ermittlung der für die Vorgänge im EHD-Kontakt maßgeblich verantwortlichen Scheibenmassentemperatur, nicht mehr geeignet war. Die Massentemperatur der Scheibe wurde bislang mit Hilfe eines, direkt unterhalb der Keramikscheibe, in die Welle eingeschraubten Halbleitertemperturaufnehmers ermittelt. Eine nach einer Reibungsmessung durchgeführte Überprüfung der Keramikscheibenoberflächentemperatur ergab eine deutliche Temperaturdifferenz zwischen der Scheibenoberfläche und der Meßstelle. Diese starke Diskrepanz wurde zuvor bei Messungen mit Stahlscheiben nicht beobachtet.

Da für vergleichende Messungen die exakte Ermittlung der Scheibenmassentemperatur unumgänglich ist, wurde speziell für diesen Anwendungsfall ein neuer Aufnehmertyp entwickelt; er ist in Bild 7.3 dargestellt. Die Temperatur kann direkt an der Scheibenoberfläche ohne Unterbrechung des Meßbetriebs aufgenommen werden.

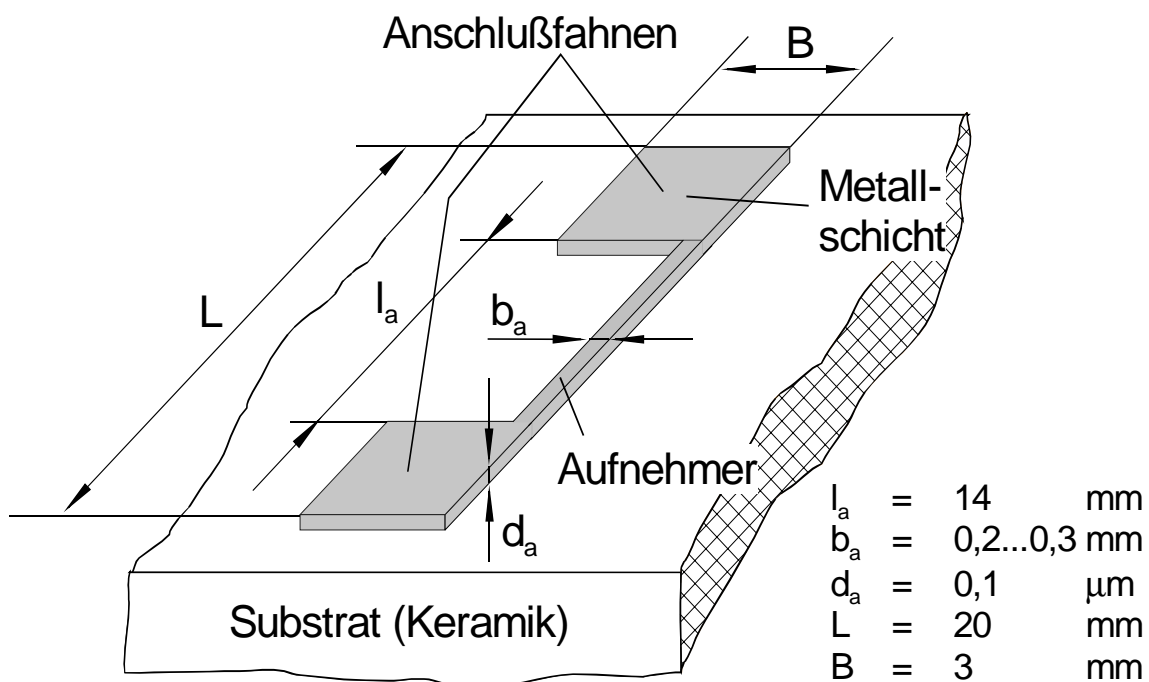


Bild 7.3: Abmessungen des Oberflächentemperturaufnehmers

Wie aus Bild 7.4 ersichtlich, wird der Oberflächentemperraturaufnehmer am äußeren Randbereich der Mantelfläche der Keramikscheibe aufgebracht. Die Arbeitsweise dieses Aufnehmers beruht wie bei der Temperaturmessung im EHD-Kontakt auf der Abhängigkeit des ohmschen Widerstandes von der Temperatur. Im Gegensatz zu den zuvor beschriebenen Sensoren für die Druck- und Temperaturmessung, wird dieser nicht durch die hochbelastete Kontaktzone bewegt. Die Anschlußfahnen des Aufnehmers können somit kleiner ausgeführt werden, da der Sensor der zu bestimmenden Meßgröße als Ganzes ausgesetzt ist. Die Breite des 14 mm langen Aufnehmerfadens richtet sich nach dem Gesamtwiderstand des Aufnehmers, der für eine gute Erfassung der Meßwerte im Bereich von etwa 300 Ω bis 500 Ω liegen sollte.

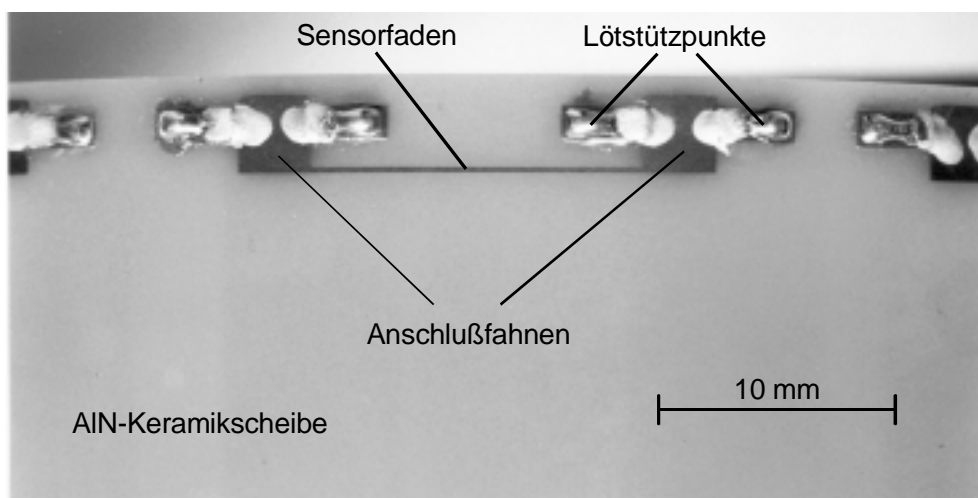


Bild 7.4: Positionierung des Oberflächentemperraturaufnehmers auf einer AlN-Keramikscheibe

Schmierfilmdickenaufnehmer

Im Vergleich zu den voran beschriebenen Dünnschichtmeßwertaufnehmern, arbeiten die verwendeten Schmierfilmdickenaufnehmer nicht auf einem resistiven Meßprinzip basierend, sondern nutzen die Abhängigkeit der Kapazität eines Kondensators vom Abstand der Kondensatorplatten aus. Betrachtet man den in Bild 7.5, in Form eines langen, schmalen Streifens dargestellten Schmierfilmdickenaufnehmer genauer, so stellt dieser einen rechteckigen Plattenkondensator dar [16], für dessen Kapazität c_{PK} gilt:

$$c_{PK} = \epsilon_0 \cdot \epsilon_r \cdot \frac{A}{d} \quad (7.3)$$

Hierbei stellt ϵ_0 die elektrische Feldkonstante, ϵ_r die Dielektrizitätszahl, A die Kondensatorfläche und d den Abstand der beiden Kondensatorplatten dar.

Aus Gl.(7.3) wird die umgekehrt proportionale Abhängigkeit der Kapazität vom Plattenabstandes d , der bei Untersuchungen der Schmierfilmdicke gleich der Schmierfilthöhe h gesetzt werden kann, deutlich. Der positive Effekt, der aus diesem Zusammenhang resultiert ist, daß mit abnehmender Schmierfilmdicke die Empfindlichkeit der Messung zunimmt (genauere Messung). Nachteilig ist die Gefahr eines Kurzschlusses bei sehr kleinen Abständen nahe Null, da hierbei die Kapazität unendlich groß wird und das Meßprinzip versagt. Durch Aufspütern einer isolierenden Deckschicht kann diesem Problem vorgebeugt werden.

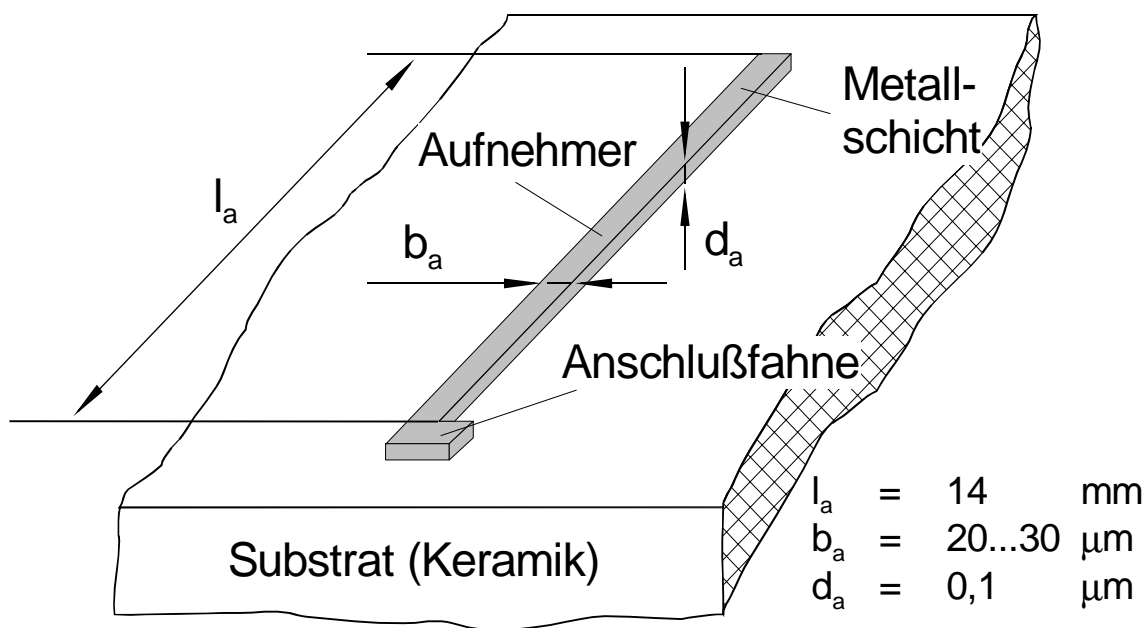


Bild 7.5: Abmessungen des Schmierfilmdickenaufnehmers

In Bild 7.6 ist der Schmierfilmdickenaufnehmer prinzipiell dargestellt. Man erkennt, daß neben der Meßkapazität $c_{\text{Meß}}$, die eine Veränderung in Abhängigkeit der Schmierfilmdicke h erfährt, noch weitere Kapazitäten auftreten, die als Störgrößen in die Schmierfilmdickenbestimmung mit einfließen.

Da das Keramiksubstrat selbst ein Dielektrikum zwischen Aufnehmer und Stahlwelle darstellt, erhält man die zu der Meßkapazität $c_{\text{Meß}}$ parallel geschaltete Störkapazität c_K . Bei elektrisch leitenden Substraten (Stahlscheiben) wird die Kapazität des Keramiksubstrates c_K durch die elektrisch isolierende Grundsicht c_S (nicht dargestellt) ersetzt. Durch den in Gl.(7.3) gegebenen Zusammenhang, wird die Störkapazität c_K bzw. c_S mit zunehmender Dicke der Keramikscheibe oder der Grundsicht kleiner. Bei einer kapazitiven Schmierfilmdickenbestimmung sollte deswegen mit möglichst dicken keramischen Substraten oder Grundsichten gearbeitet werden. Da in c_K bzw. in c_S auch die Kapazität der Anschlußfahne des Sensors enthalten ist, muß diese möglichst klein gehalten werden. Ebenfalls parallel dazu angeordnet sind die das Meßsignal verfälschenden in c_{OSZ}

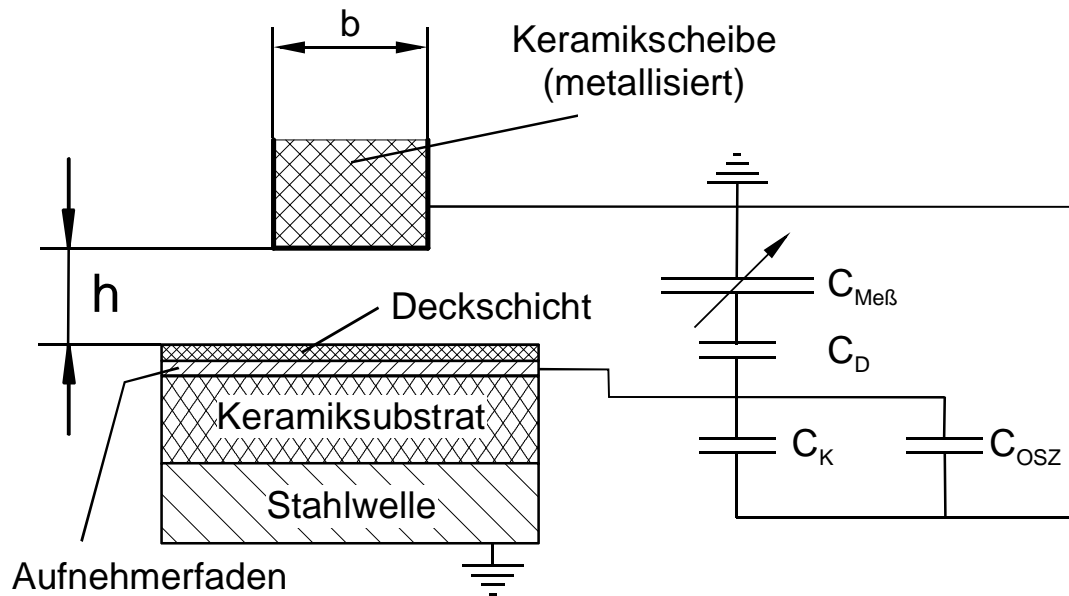


Bild 7.6: Prinzipdarstellung zur Funktionsweise des Schmierfilmdickenaufnehmers

zusammengefaßten Kapazitäten der Kontakte, der Anschlußleitungen und des nicht dargestellten Oszillators. Aus diesem Grund sollten die Anschlußleitungen so kurz wie möglich sein und einen ausreichenden Abstand zu geerdeten metallischen Oberflächen haben. Abgeschirmte Leitungen sind wegen ihrer hohen Eigenkapazitäten ungeeignet. Bei der Kontaktierung mit Leitsilberkleber muß auf sparsame Verwendung geachtet werden. Die bis jetzt noch nicht genannte Kapazität der Deckschicht c_D ist mit der veränderlichen Meßkapazität $c_{Meß}$ in Reihe geschaltet. Für die veränderliche effektive Kapazität c_{eff} ergibt sich schließlich der in Gl.(7.4) gegebene Zusammenhang:

$$c_{eff} = \frac{c_{Meß} \cdot c_D}{c_{Meß} + c_D} + c_K + c_{OSZ} \quad (7.4)$$

Eine Abschätzung der einzelnen Kapazitätswerte in [71] ergab für c_K im Vergleich zu $c_{Meß}$ und c_D eine vernachlässigbare Größe. Die Größe c_{OSZ} wird als klein erachtet und für die folgende Betrachtung nicht weiter berücksichtigt. Die Ermittlung von c_{OSZ} ist in Kapitel 7.2.3 beschrieben. Gl.(7.4) reduziert sich somit auf:

$$c_{eff} = \frac{c_{Meß} \cdot c_D}{c_{Meß} + c_D} \quad (7.5)$$

Wie aus dem Bild 7.7 deutlich wird, nimmt c_{eff} für Werte von c_D gegen unendlich den Wert von $c_{Meß}$ - in Bild als konstant angenommen - an, weshalb die isolierende Deck-

schicht eine große Kapazität aufweisen sollte. Dies wird, wie in Diagramm 7.8 dargestellt, durch eine geringe Deckschichtdicke realisiert. Die gewählte Aufnehmerbreite, die etwa das dreifache derer der Druck- und Temperatursensoren ausmacht, ist notwendig um eine ausreichende Stärke des Meßsignals zu erhalten, wobei eine noch hohe Auflösung des Schmierfilmdickenverlaufs gewährleistet bleibt.

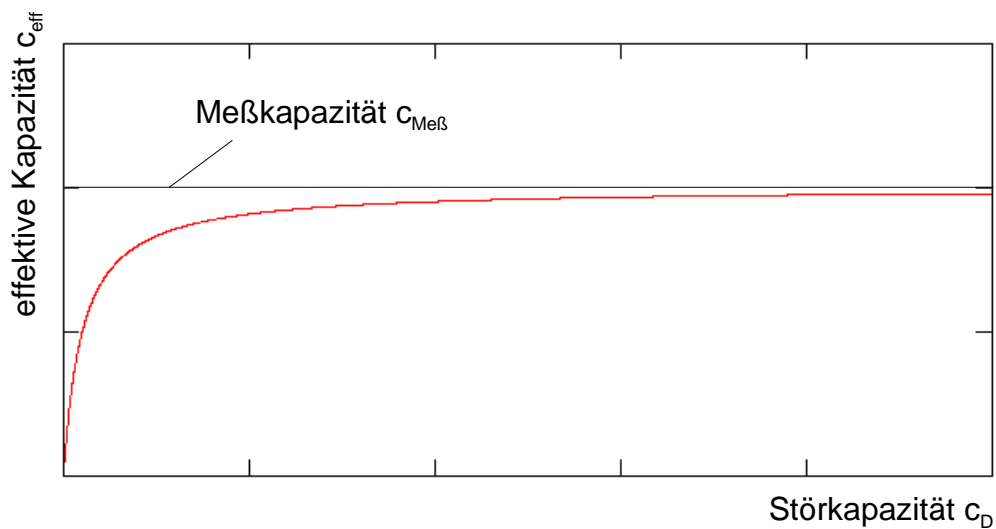


Bild 7.7: Qualitativer Verlauf der effektiven Kapazität c_{eff} in Abhängigkeit von der Störkapazität c_D

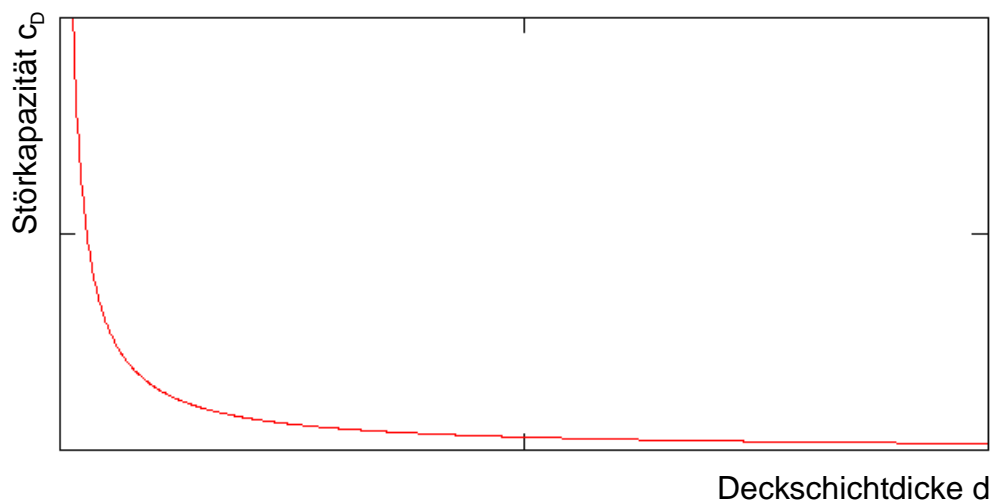


Bild 7.8: Qualitativer Verlauf der Störkapazität c_D in Abhängigkeit von der Deckschichtdicke d

Die schmale Gegenseibe, die die Kontaktbreite b aufweist, wird bei Untersuchungen mit vollkeramischen Kontaktpartnern auf ihrer Oberfläche mit einer etwa $0,2 \mu\text{m}$ dicken

Chromschicht metallisiert. Dadurch wird über eine neu entwickelte Kontaktierungstechnik die für die Funktion des Meßprinzips notwendige Masseverbindung von der Scheibe zu dem Prüfstand hergestellt.

Herstellung der Bedampfungsmaske

Die Dünnschichtaufnehmer werden durch thermisches Verdampfen direkt auf die Substrate aufgebracht, wobei je nach Verwendungszweck die entsprechende Aufnehmerform durch mechanisch gefertigte Masken, die zwischen Verdampferquelle und Substrat angeordnet werden, realisiert wird.

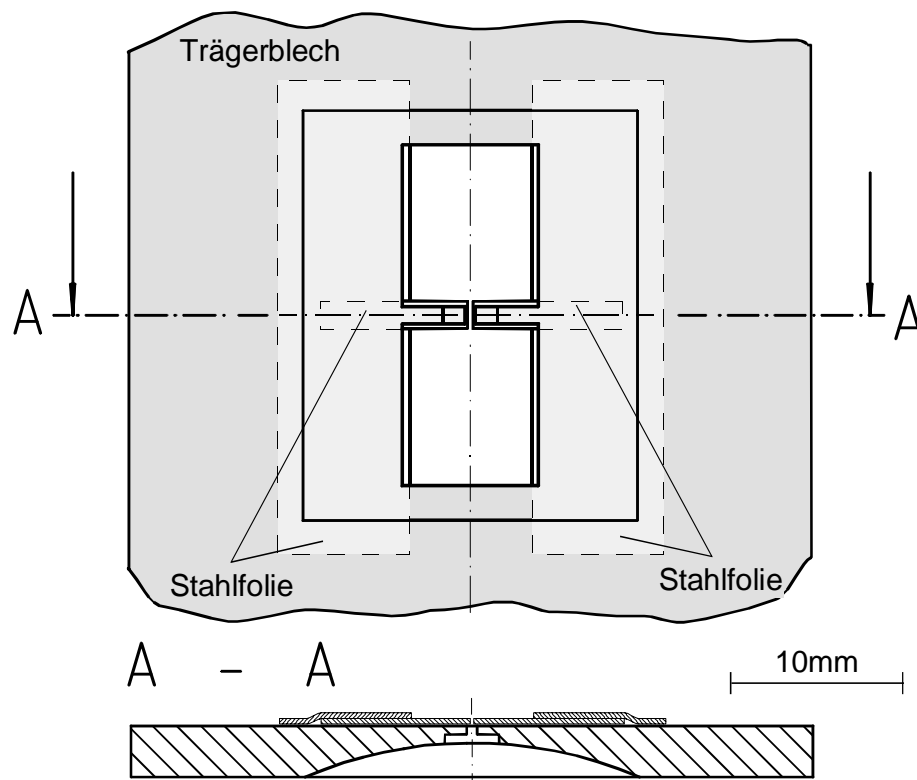


Bild 7.9: Aufbau einer Aufdampfmaske

In Bild 7.9 ist der prinzipielle Aufbau einer Bedampfungsmaske für Druck- und Temperatursensoren dargestellt. Aus einem 3 mm starken Stahlblech wird die grobe Aufnehmerkontur herausgearbeitet. Auf der Unterseite dieses Trägerbleches wird durch Aufkleben einer 0,03 mm dicken Stahlfolie die präzise Aufnehmerform erzeugt. Aufgrund der einfachen Geometrien der Aufnehmer gestaltet sich die Folienbearbeitung sehr einfach, so daß sich diese, durch Verwendung von Präzisionslehrenband, lediglich auf die Bruchkanten beschränkt. Die herstellungsbedingt glatten Kanten des Lehrenbandes können, nach einem manuellen Feinschleifen, direkt für die Ausbildung der sehr dünnen Aufnehmerfäden herangezogen werden. Nach Aushärtung des Klebers über mehrere Stunden

bei 80°C im Wärmeschrank, weisen die Masken eine hohe Robustheit gegen thermische und mechanische Beanspruchung auf. Dies zeigt sich vor allem bei der Reinigung der Aufdampfmaske mit Druckluft. Selbst anhaftende Verunreinigungen im 10 µm breiten Maskenspalt des Aufnehmerfadens lassen sich mit Hilfe eines speziell hierfür selbst angefertigten Schabers ohne Probleme entfernen. Sämtliche in dieser Arbeit verwendeten Sensoren wurden jeweils mit einer zu dem entsprechenden Aufnehmertyp gehörenden Maske hergestellt.

Durch die einfache Herstellbarkeit und der leichten Handhabung der mechanisch gefertigten Masken, konnte auf die geräte- und arbeitstechnisch aufwendigeren lithographischen oder photolithographischen Verfahren zur Herstellung von Dünnschichtaufnehmern, wie sie von Ayanoglu [3] und Tychsen [87, 88] beschrieben worden sind, verzichtet werden.

Um Abschattungseffekte während des Bedampfungsprozesses zu vermeiden, wird die Maske im Bereich des Aufnehmerfadens möglichst dünn ausgeführt, um eine gleichmäßige Schichtdicke des Sensors zu erhalten. Zur Vermeidung von Schiefstellungen des Aufnehmerspaltes der Bedampfungsmaske gegenüber dem Substrat, wird die Maske zur präzisen Fixierung mit dem Substrat auf der Substrathalterung verstiftet.

7.1.3 Aufnehmermaterial

Bei der Druck- bzw. Temperaturmessung mit Dünnschichtmeßwertaufnehmern, wird die Druck- bzw. Temperaturabhängigkeit des spezifischen Aufnehmermaterialwiderstandes ausgenutzt. Hierzu sind Materialien zu wählen, die im Meßbereich ein ausgeprägtes lineares Widerstandsverhalten aufweisen. Nach Gl.(7.6) läßt sich das Widerstandsverhalten metallischer Werkstoffe in Abhängigkeit vom Druck- und von der Temperatur wie folgt beschreiben:

$$R_{T,p} = R_0 \cdot (1 + \alpha_T \cdot \Delta T + \alpha_p \cdot \Delta p) \quad (7.6)$$

Dabei ist R_0 der Ausgangswiderstand, ΔT und Δp die Temperatur- bzw. Druckdifferenz vom Meßzustand zum Ausgangszustand und α_T bzw. α_p kennzeichnen den Temperatur- bzw. Druckkoeffizienten des Aufnehmermaterials. Aus der Gleichung kann man entnehmen, daß je nachdem welche Größe gemessen werden soll (Druck oder Temperatur), gleichzeitig die andere Meßgröße als Störgröße in die Betrachtung mit einfließt, da beide Parameter bei der Messung im EHD-Kontakt simultan auftreten und dadurch auch zusammen erfaßt werden. Da angestrebt wird, den Druck- und Temperaturverlauf unabhängig voneinander zu registrieren, werden Materialien benötigt, die für Druckmessungen eine lineare Druckabhängigkeit des Aufnehmerwiderstandes aufweisen bei

gleichzeitigem $\alpha_T = 0$. Für Temperaturmessungen werden dagegen Materialien mit einer linearen Widerstands-Temperaturabhängigkeit und $\alpha_p = 0$ benötigt. Die Druck- und Temperaturabhängigkeit der Aufnehmer wird durch die Kalibrierung der Sensoren erhalten. Nach Aufnahme des Widerstand-Druck- bzw. Widerstand-Temperaturverlaufs, lassen sich die Koeffizienten aus den Gleichungen (7.7) und (7.8) wie folgt ermitteln:

$$\alpha_p = \frac{1}{p - p_0} \cdot \frac{R(p) - R(p_0)}{R(p_0)} \quad ; \quad T = \text{konst.} \quad (7.7)$$

$$\alpha_T = \frac{1}{T - T_0} \cdot \frac{R(T) - R(T_0)}{R(T_0)} \quad ; \quad p = \text{konst.} \quad (7.8)$$

Im Normalfall weisen nach Mayer [52] dünne Schichten aus reinen Metallen positive Temperaturkoeffizienten sowie negative Druckkoeffizienten auf. Bei der Herstellung von Dünnschichtsensoren muß beachtet werden, daß der Schichtdicke nach unten hin Grenzen gesetzt sind. Unterhalb einer kritischen Dicke nimmt der Temperaturkoeffizient, infolge von Weglängeneffekten und Gitterstörungen in dünnen Schichten, stark ab. Aufgrund dieser Tatsache wurde mit Schichtdicken nicht unter 0,1 μm gearbeitet.

Verunreinigungen in Form eines unreinen Vakuums oder von Zulegierung anderer Stoffe führen ebenso zu einer Veränderung des Druck-Temperaturverhaltens der Aufnehmer. In der Regel stellt man dabei fest, daß es hierbei zu einem Absenken des Temperaturkoeffizienten kommt. Bei Legierungen nehmen die Druckkoeffizienten oft positive Werte an. D.h., durch eine geeignete Wahl der Aufnehmerwerkstoffe ist es möglich, Legierungen für die Druckmessung zu erhalten, die einen hohen Druckkoeffizienten bei einem verschwindenden Temperaturkoeffizienten aufweisen. Für Temperaturmessungen hingegen ist es ratsam reine Metalle zu verwenden, da Beimengungen wie oben bereits erwähnt den Temperaturkoeffizienten ungünstig beeinflussen.

Temperaturaufnehmer

Im Prinzip eignen sich zur Erfüllung der geforderten Eigenschaften ($\alpha_T \neq 0$; $\alpha_T = \text{konst.}$; $\alpha_p = 0$) näherungsweise viele reine Metalle. Knauß [41] führte aus diesem Grund eine Untersuchung verschiedener Aufnehmermaterialien durch, um zu dem bislang bewährten Aufnehmerwerkstoff Titan Alternativen zu finden, die eine gleiche, wenn nicht gar bessere Eignung zur Temperaturmessung im EHD-Kontakt gegenüber Titan aufweisen könnten. Neben einer Zulegierung von Kupfer zu Titan, wurden noch Platin, Cobalt, Nik-

kel, Aluminium und Zirkon untersucht. Einzig Cobalt und Nickel zeigten im Vergleich zu Titan geringfügig bessere Eigenschaften, was den Druckeinfluß betraf. Da mit der Verwendung von Titan als Material für Temperaturlaufnehmer bislang die größte Erfahrung gesammelt wurde und Titan durch seine hohe Temperaturempfindlichkeit ausgezeichnet ist, verwendete Knauß für seine Temperaturmessungen Titan als Aufnehmerwerkstoff. Aufgrund dieses Ergebnisses wurden auch in dieser Arbeit sämtliche Temperaturlaufnehmer aus hochreinem Titan hergestellt.

Eine gewisse Problematik bei der Herstellung von Temperatursensoren aus Titan, stellt dessen starke Getterwirkung dar, so daß Titan eine hohe Affinität zur Bindung von Sauerstoff und/oder Stickstoff besitzt. Dies führt bei schlechten Vakua zu Verunreinigungen in der aufgedampften Schicht und damit verbunden zu einer Absenkung des Temperaturkoeffizienten (schlechtere Aufnehmereigenschaften). Die Aufnehmer mußten deshalb bei möglichst niedrigen Drücken und hohen Aufdampfpraten erzeugt werden. Hohe Aufdampfpraten lassen sich leicht durch Einstellen höherer Heizleistungen der Verdampferschiffchen realisieren.

Ein weitaus größeres Problem stellt die Erzeugung eines hohen Vakuums dar. Nach einer Evakuierungszeit von ca. 8 h ergibt sich in der Beschichtungsanlage ein Enddruck von etwa $4 \cdot 10^{-6}$ mbar. Längeres Abpumpen führte zu keiner Verbesserung des Vakuums, so daß zur Erzielung niedrigerer und reinerer Vakua die starke Getterwirkung des Verdampfungswerkstoffes ausgenutzt wurde. Aufgrund dessen wurde vor dem eigentlichen Aufdampfprozeß, über den in der Beschichtungsanlage integrierten Elektronenstrahlverdampfer Titan geringerer Reinheit verdampft. Das Substrat war hierbei von der Verdampferquelle abgewandt und zusätzlich durch eine Schwenkblende geschützt, so daß kein Titan auf dem Substrat abgeschieden werden konnte.

Der Druck konnte so durch diesen Vorverdampfungsprozeß von $4 \cdot 10^{-6}$ mbar auf $5 - 7 \cdot 10^{-7}$ mbar abgesenkt werden. Danach wurde der eigentliche Verdampfungsprozeß mit hochreinem Titan, bei geöffneter Blende und dem der widerstandsbeheizten Verdampferquelle zugewandten Substrat durchgeführt. Durch diese Vorgehensweise wurden Temperaturkoeffizienten um $\alpha_T \approx 3,83 \cdot 10^{-3} 1/^\circ\text{C}$ und Druckkoeffizienten von $\alpha_p \approx -9,91 \cdot 10^{-7} 1/\text{bar}$ erreicht. Wie nach Berechnung des Druckfehlerkoeffizienten β_{Tp} aus Gl.(7.9) ersichtlich wird, bleibt der zu erwartende Meßfehler durch den Druckeinfluß gering.

$$\beta_{Tp} = \frac{\alpha_p}{\alpha_T} = \frac{-9,91 \cdot 10^{-7} 1/\text{bar}}{3,83 \cdot 10^{-3} 1/^\circ\text{C}} = -2,59 \cdot 10^{-4} \frac{^\circ\text{C}}{\text{bar}} \quad (7.9)$$

Bei einer angenommenen Temperaturerhöhung von $\Delta T = 50^\circ\text{C}$ in Kontakten mit Gleitanteil und Drücken von ca. 10000 bar ergibt sich eine um $2,6^\circ\text{C}$ zu niedrig gemessene Temperatur. Das entspricht einem Fehler von 5,2%.

Druckaufnehmer

Im Gegensatz zu den Temperaturlaufnehmern werden hier Werkstoffe benötigt, die weitestgehend temperaturunempfindlich sind. Reine Metalle, die diese gewünschten Eigenschaften ($\alpha_p \neq 0$; $\alpha_p = \text{konst.}$; $\alpha_T = 0$) aufweisen, sind bislang nicht bekannt.

Auch hier wurde von Knauß [41] eine Untersuchung von unterschiedlichen Materialien, auf Eignung für Druckmessungen in elastohydrodynamisch hochbelasteten Kontakten, durchgeführt. Neben der erprobten Widerstandslegierung Manganin (Cu86Mn12Ni2), wurden Ni80Cr20, Konstantan (Cu55Ni45) und Aluchrom O (Fe70Cr25Al5) untersucht. Dabei zeigte sich, daß Ni80Cr20 und Konstantan zur Herstellung von Drucksensoren ungeeignet waren. Die Druckkoeffizienten blieben etwa eine Größenordnung hinter denen von Manganin zurück. Nur Aluchrom O reicht annähernd an die Eigenschaften von Manganin heran, so daß die Entscheidung für die Verwendung des Materials für Druckaufnehmer auf Manganin fiel; nicht zuletzt auch wegen der Erfahrung, die über diesen Werkstoff am Institut die vergangenen Jahre über gesammelt wurde.

Um eine Fraktionierung der einzelnen Legierungsbestandteile von Manganin zu vermeiden, muß das Material über das Flash-Verdampfungsverfahren verdampft werden. Hierzu wird Manganin als feinkörniges Granulat kontinuierlich einem widerstandsbeheizten Schiffchen zugeführt. Durch die schlagartige Verpuffung der einzelnen Körner entsteht auf dem Substrat eine quasi-homogene Schicht aus Manganin. Durch die Oxidation, die ab 100°C in Raumluft auftritt und die Manganverarmung, mit der bei Temperaturen über 200°C gerechnet werden muß, wird das Widerstandsverhalten von Manganinaufnehmern negativ beeinflusst [39]. Dies muß bei der Wahl der Substrattemperatur, als auch bei der Prozeßführung in der Evakuierungs-(Aufheiz-) und der Abkühlphase einkalkuliert werden.

Die Druckkoeffizienten waren mit $\alpha_p \approx 1,98 \cdot 10^{-6} \text{ 1/bar}$ zwar geringfügig kleiner als bei Knauß [41], jedoch ergab sich mit den ebenfalls kleineren Temperaturkoeffizienten $\alpha_T \approx 1,0 \cdot 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ ein, wie in Gl.(7.10) angegeben, fast über die Hälfte kleinerer Temperaturfehlerkoeffizient β_{pT} .

$$\beta_{pT} = \frac{\alpha_T}{\alpha_p} = \frac{1,0 \cdot 10^{-5} \text{ bar}}{1,98 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}} = 5,05 \frac{\text{bar}}{^\circ\text{C}} \quad (7.10)$$

Vergleicht man diesen Wert mit dem von Kirschner [39] angegebenen, so konnte der Temperaturfehler gar um 90% reduziert werden. Bei einer angenommenen Temperaturerhöhung von $\Delta T = 50^\circ\text{C}$ ergibt sich bei der Messung ein um 250 bar größerer Druck. Bei einem theoretischen Hertzschen Druck von 10000 bar entspricht das einem Fehler von 2,5%.

In Bild 7.10 sind fertig kontaktierte, auf eine AlN-Keramikscheibe aufgebrachte, Druck- und Temperatursensoren dargestellt. Es wurden immer vier Stück des jeweiligen Aufnehmertyps aufgedampft, um bei einem Versagen eines Aufnehmers, auf einen anderen zurückgreifen zu können. Die Aufnehmer wurden nach der Reihenfolge ihrer Güte verwendet.



Bild 7.10: AlN-Keramikscheibe mit fertig kontaktierten Druck- und Temperaturaufnehmern

Schmierfilmdickenaufnehmer

Da wegen des Meßprinzips die Temperatur- und Druckkoeffizienten nicht von Bedeutung sind, kann als Beschichtungsmaterial für die kapazitiv arbeitenden Schmierfilmdickenaufnehmer prinzipiell jedes Metall verwendet werden. Aufgrund der sehr guten elektrischen Leitfähigkeit und des geringen ohmschen Widerstandes wurde Kupfer ausgewählt.

Die Schmierfilmdickenaufnehmer werden durch thermisches Verdampfen von Kupfer bei einem Totaldruck von $4 \cdot 10^{-6}$ mbar auf dem 100°C aufgeheizten Substrat abgeschieden. Um Oxidationsvorgänge des Kupfers nach dem Beschichtungsprozeß zu unterbinden, muß die Abkühlphase in einem hohen Vakuum oder unter Argonatmosphäre erfolgen. Insgesamt wurden von den in Bild 7.5 dargestellten Aufnehmern jeweils fünf auf einer Versuchsscheibe abgeschieden.

7.1.4 Deckschicht

Durch die zum Teil extrem hohen mechanischen Beanspruchungen, die in der elastohydrodynamisch hochbeanspruchten Zone zweier Kontaktpartner auftreten, ist es unumgänglich die aufgedampften Aufnehmer vor einer vorzeitigen Zerstörung durch Abscherung zu schützen. Dies gilt vor allem dann, wenn bei Versuchen das Gebiet der Mischreibung durchlaufen wird. Hieraus resultiert auch eine zweite Funktion, die die Deckschicht erfüllen muß: Bei metallischen Kontaktpartnern muß durch die Deckschicht eine elektrische Isolation sichergestellt sein, damit es bei einem Kontakt der Bauteile im Mischreibungsgebiet nicht zu einem Kurzschluß kommt.

Seit Baumann [6] ist bekannt, daß z.B. bei Manganin, unmittelbar der Atmosphäre ausgesetzt, der Widerstand stetig ansteigt. Allein durch bloße Öleinwirkung kommt es nach kurzer Zeit zu einer Ablösung des Manganins vom Substrat. Für die Deckschicht ergibt sich somit als weitere Aufgabe, die Aufnehmer vor chemischen Einflüssen zu schützen. Die Schutzschicht muß bei relativ niedriger Substrattemperatur herstellbar sein, so daß sie den zuvor genannten Anforderungen entspricht. Aluminiumoxidschichten, mit einer Schichtdicke von 0,1 - 0,3 µm Dicke, die mittels Kathodenzerstäubung auf dem Substrat aufgebracht werden, kommen der gestellten Aufgabe sehr gut nach.

Mögliche Einflüsse der Deckschicht auf die Druckmessung können ausgeschlossen werden, da diese bei der Druckkalibrierung des Aufnehmers mit erfaßt werden. Anders ist dies bei Temperaturmessungen, da das Temperaturleitverhalten der Deckschicht sich zum einen auf die im Schmierpalt einstellenden Temperaturen und zum anderen auf die Dynamik der Meßwernerfassung zurückwirkt. Diesbezügliche Untersuchungen von Baumann [6] führten bei den von ihm verwendeten Siliziumoxidschichten zu einem vernachlässigbaren Fehler. Knauß [41] greift diese Problematik noch einmal auf und untersucht auf aus X10NiCrMoTiB1515 (Werkstoff-Nr.: 14970) bestehenden Probekörpern aufgesputterte Schichten aus Aluminiumoxid, Zirkonoxid und Aluminiumnitrid. Nach Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit der einzelnen Schichten über photoakustische Meßmethoden stellt er fest, daß das Schichtmaterial deutlich andere Werte aufzeigt, als die dem massiven Sintermaterial entsprechenden (s. Tabelle 7.1).

Bei Al_2O_3 - und AlN -Schichten ist die Wärmeleitfähigkeit um etwa den Faktor 10 gegenüber der, der Massivkeramik reduziert. Zwischen gesputterten ZrO_2 -Schichten und massiver ZrO_2 -Keramik ist kein Unterschied feststellbar, die Schichten zeigen die gleiche schlechte Wärmeleitfähigkeit wie massive Zirkonoxidkeramik. Die Annahme wie sie von Staiger [82] getroffen wurde, nach der die thermophysikalischen Eigenschaften von Schicht- und massivem Sintermaterial gleichgesetzt werden, ist somit unzulässig.

Nach einer groben Abschätzung kommt Knauß [41] zu dem gleichen Ergebnis wie Baumann [6] das aussagt, daß die Einflüsse der Deckschicht auf die Temperaturmessung in vernachlässigbar geringer Größenordnung vorliegen. Alle in dieser Arbeit ausgeführten Deckschichten wurden aus Aluminiumoxid hergestellt.

Werkstoff	Wärmeleitfähigkeit $\lambda \left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right]$	
	Sintermaterial	Schichtmaterial
ZrO ₂	2,5	0,6....3,0
Al ₂ O ₃	30	0,4....4,0
AlN	150	16

Tabelle 7.1: Wärmeleitfähigkeitswerte an Massiv- und Schichtmaterial im Vergleich [41]

Nach ersten Druckkalibrierungen zeigte sich, daß sich die Druckaufnehmer trotz Deckschicht, nach Einwirkung des Kalibrieröls, vom Substrat ablösen. Ursache hierfür ist eine unterbrochene Schutzschicht, verursacht zum einen durch Abschattungseffekte beim Sputtern aufgrund der Oberflächenrauheit des Substrates und zum anderen durch eventuell noch nach dem Reinigungsprozeß anhaftende Staubpartikel [72] auf der Substratoberfläche. Durch eine besondere Prozeßführung, bei der u.a. die Deckschicht als Zweilagenschicht ausgeführt wurde, trat kein Ablösen der Manganinaufnehmer mehr auf.

7.2 Meßwertverarbeitung

7.2.1 Aufbereitung der Druck- und Temperatursignale

Druck- und Temperaturmessung im EHD-Kontakt

Die Druck- und Temperaturlaufnehmer werden nach Bild 7.11 als Viertelzweig einer Wheatstoneschen Brücke geschaltet. Durch diese Schaltung erhält man eine der Widerstandsänderung des Meßaufnehmers ΔR_A proportionale Ausgangsspannung U_{A1} . Über den Abgleichwiderstand R_V wird die Brücke auf den jeweiligen Aufnehmer abgeglichen. Die Brücke wird mit einer Speisespannung von 2,5 V versorgt. Die am Aufnehmer anliegende Spannung liegt bei etwa 500 mV. Da die Widerstandsänderungen des Aufnehmers beim Durchlaufen des Kontaktes klein und Meßsignalverluste aufgrund äußerer Störeinflüsse gering gehalten werden sollten, wird das Signal durch einen auf die Welle montierten und mitrotierenden Verstärker V_V um das 50-fache auf die Spannung U_{A2} vor-

verstärkt. Diese Spannung wird über einen Silberkohle-Drehübertrager von der Welle nach außen abgeführt und dem Hauptverstärker V_H zugeleitet. Die Einstellung des Hauptverstärkers erfolgt bei der Kalibrierung der Aufnehmer auf den Meßbereich, der zwischen 0 und 10 V liegt. Die dabei verwendeten Verstärkungsfaktoren werden für die Messung im Prüfstand unverändert übernommen. Die maximale Verstärkung beträgt bei Temperaturmessungen bis zu 100 und liegt bei Druckmessungen noch um eine Größenordnung höher. Über ein Potentiometer kann vorab eine grobe Offset-Korrektur der erhaltenen Signalverläufe vorgenommen werden. Die Ausgangsspannung U_{A3} am Hauptverstärker V_H wird zur Weiterverarbeitung an den Transientenrekorder weitergeleitet.

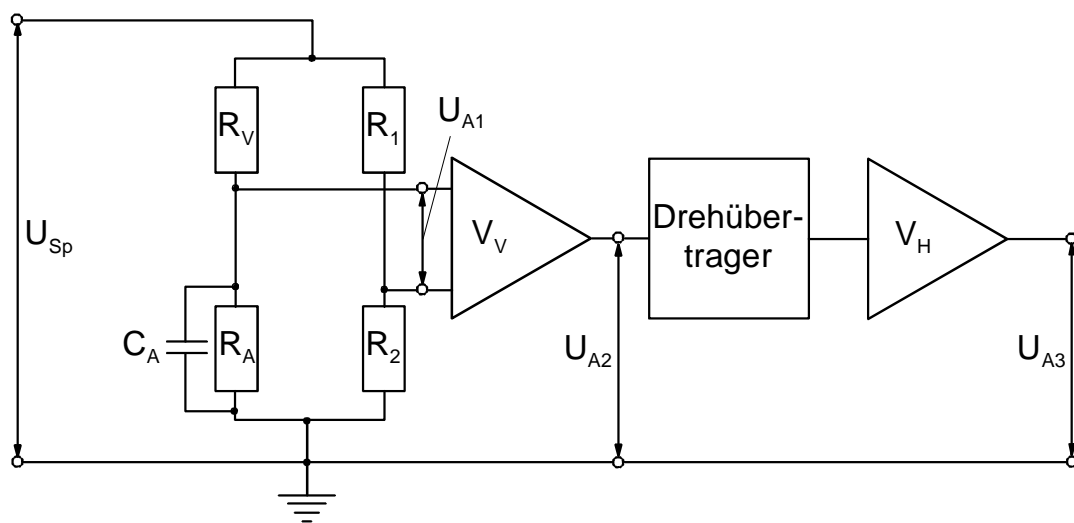


Bild 7.11: Schaltung der Druck- und Temperaturlaufnehmer

Die Kapazität C_A die der Aufnehmer gegenüber einer metallischen Trägerscheibe besitzt, stellt einen nicht kompensierbaren Störeinfluß dar. Die Verfälschung des Meßsignals kann durch eine sich ändernde Grundkapazität des Aufnehmers gegenüber der Trägerscheibe hervorgerufen werden. Dies ist auf die elastische Deformation des Kontaktpartners und eine damit verbundene Änderung der Dielektrizitätskonstanten der Isolationsschicht mit dem Druck zurückzuführen.

Ein weiterer wesentlich wichtigerer Störeinfluß, der den zuvor genannten deutlich übertrifft, stellen Auf- und Entladevorgänge beim Durchfahren des Aufnehmers durch den Kontakt dar. Die durch die veränderliche Kapazität hervorgerufenen Spannungsänderungen täuschen dadurch eine Widerstandsänderung an der Brückenschaltung vor. Dieser Störeinfluß ist nach Simon [80] um so größer, je kleiner die Schmierfilmdicke und je größer die Durchlaufgeschwindigkeit ist. Durch die Anordnung des aktiven Aufnehmerteils in der Mitte der Anschlußfahnen (s. Bild 7.2), wird dieser aus dem Bereich der veränderlichen Kapazität im Ein- und Auslauf gelegt. In Bild 7.12 ist ein im Zweiseibenprüfstand mit einem symmetrischen Aufnehmer gemessenes unkorrigiertes Temperaturspan-

nungssignal über der Zeit abgetragen. Deutlich ist der Störeinfluß der veränderlichen Kapazität beim Einfahren in den Kontakt und beim Auslauf aus dem Kontakt zu sehen. Das eigentliche Meßsignal bleibt durch die mittige Anordnung des Sensorfadens von den Störeinflüssen unberührt. Die Breite B der Anschlußfahnen muß dabei nach Simon [80] mindestens $B > 4b_{\text{Hz}}$ betragen. Bei keramischen Kontaktpartnern kann dieser Effekt ausgeschlossen werden, da in diesem Falle die Scheiben durch die Isolationswirkung der Keramik kapazitiv vom restlichen Prüfstand entkoppelt sind.

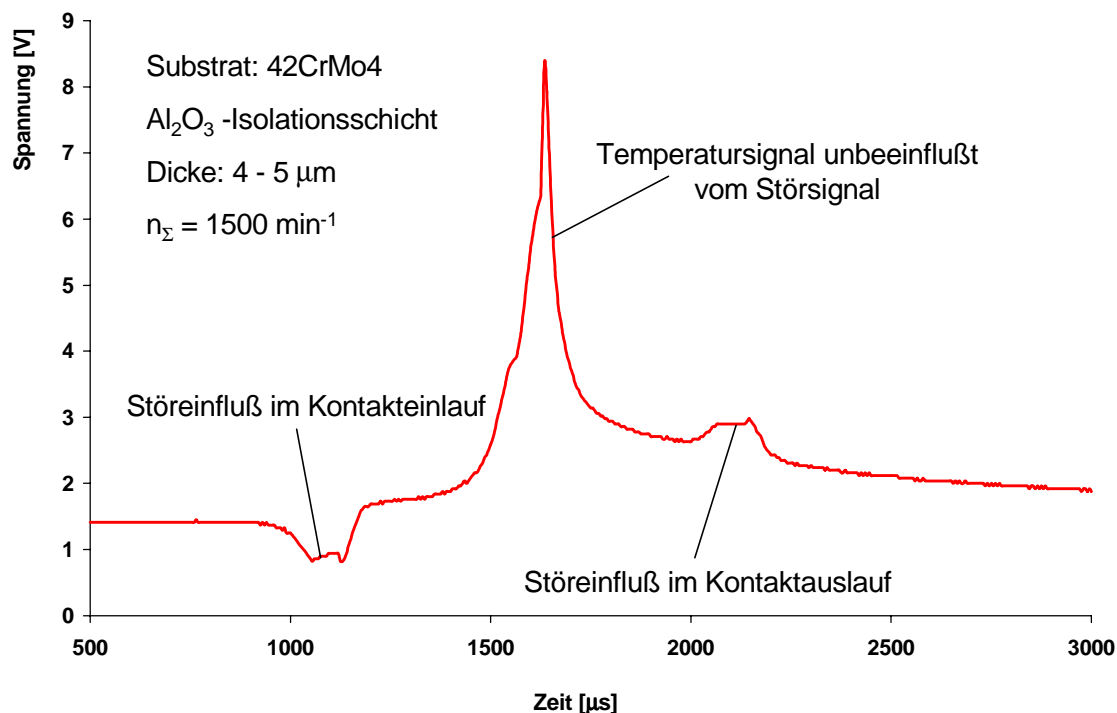


Bild 7.12: Einfluß der Störkapazität auf das Meßsignal

Oberflächentemperaturmessung

Im Vergleich zu den hochdynamischen Temperaturmessungen im EHD-Kontakt, erfolgt die Aufnahme der Oberflächentemperatur (Massentemperatur) der Scheibe kontinuierlich und direkt über ein Vierdrahtwiderstandsmeßgerät während des Versuchslaufs. Über die Kalibrierung des Oberflächentempaturaufnehmers wird der Zusammenhang zwischen Widerstand und Temperatur hergestellt. Die Widerstandsbestimmung über die Vierdrahtmeßmethode ist in Bild 7.13 dargestellt. Bei der üblichen Zweidrahtmessung, wie sie in dem Bild durch den Spannungsmesser V_{2D} dargestellt ist, gehen die Widerstände der Zu- und Ableitungen (R_{ZL} , R_{AL}) sowie der Kontaktierungsstellen des Aufnehmers in die Messung mit ein und verfälschen das Ergebnis.

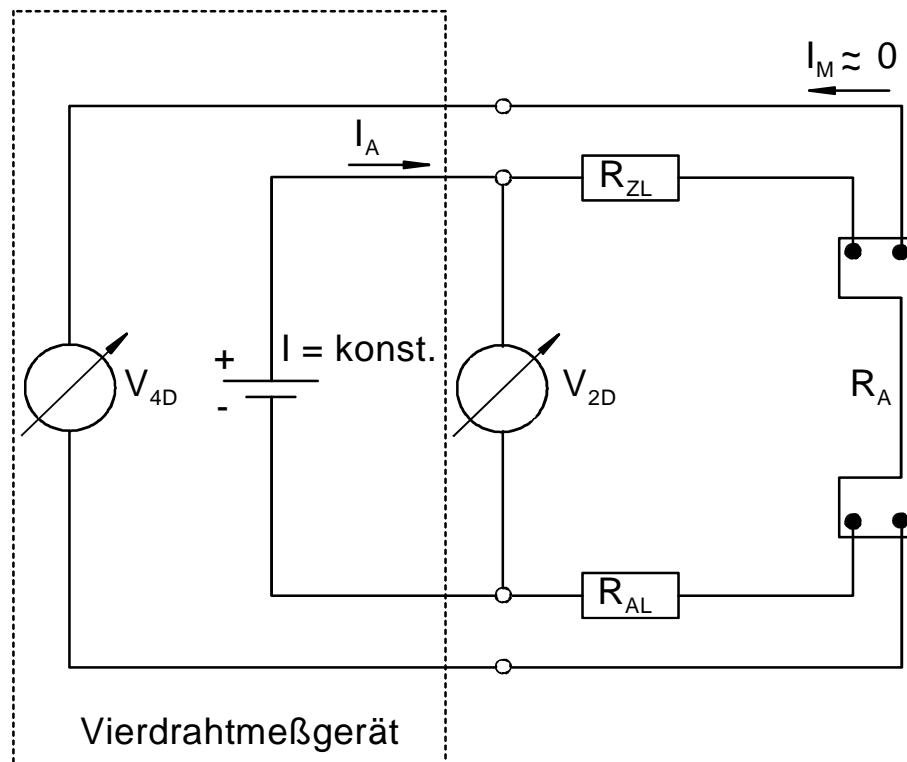


Bild 7.13: Prinzip der Vierdrahtwiderstandsmessung

Bei der Vierdrahtmethode erfolgt die Stromversorgung und die Spannungsmessung durch zwei von einander getrennte Leitungen. Der Stromfluß I_M in das Meßgerät V_{4D} kann infolge des hohen Innenwiderstandes des Spannungsmessers im Vergleich zum Aufnehmerwiderstand vernachlässigt werden. Der Vorteil, der sich daraus ergibt ist darin zu sehen, daß der gemessene Widerstand mit dem des Aufnehmerwiderstandes genau übereinstimmt, da die Spannung V_{4D} bei konstantem bekanntem Strom I_A direkt am Aufnehmer gemessen wird. Durch Vergleich der Anzeigewerte mit der entsprechenden Kalibrierkurve des Sensors, läßt sich die an der Scheibenoberfläche vorherrschende Temperatur während des Versuchs bestimmen.

7.2.2 Aufbereitung der Schmierfilmdickensignale

Der Schmierfilmdickenaufnehmer ist Bestandteil eines direkt neben dem Sensor montierten und mitrotierenden Oszillators. Wie aus Bild 7.14 ersichtlich, geht die Kapazität c_{eff} als veränderliche Größe in den Oszillator ein. Als Ausgangssignal des Oszillators erhält man eine Spannung U_{A1} , die zwischen Null und dem Wert der Speisespannung U_{Sp} periodisch wechselt. Die Periodendauer bzw. die Frequenz dieser Spannung ist abhängig von der effektiven Kapazität c_{eff} , die sich aus der im EHD-Kontakt einstellenden Schmierfilmdicke ergibt. Über den Drehübertrager wird diese Frequenz zur Weiterverar-

beitung in einen Frequenz-Spannungswandler geleitet. Die umgewandelten Signale U_{A2} gelangen von da zur weiteren Verarbeitung in den Transientenrekorder.

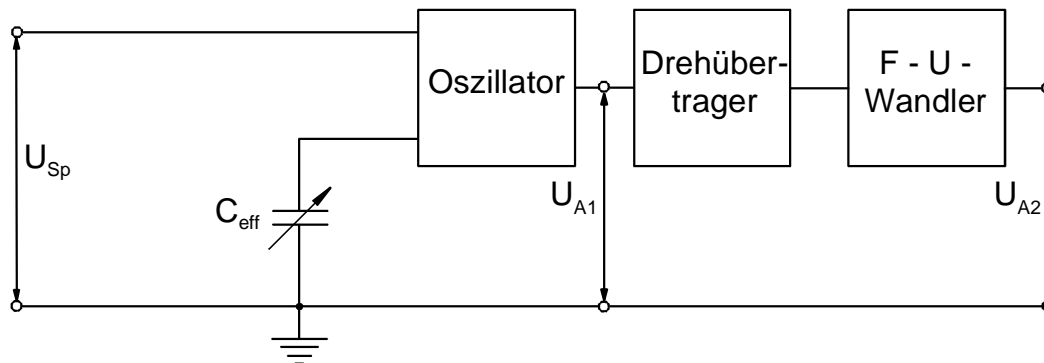


Bild 7.14: Aufbereitung des Schmierfilmdickensignals

7.2.3 Weiterverarbeitung der Meßsignale

Die Verarbeitung der schnell anfallenden Meßsignale zeigt schematisch Bild 7.15. Die Druck-, Temperatur- und Schmierfilmdickensignale gelangen nach ihrer Aufbereitung, wie in Abschnitt 7.2.1 und 7.2.2 beschrieben, zu einem Transientenrekorder, wo sie mit 8 bit digitalisiert und anschließend in einem schnellen Zwischenspeicher temporär abgelegt werden. Da die Durchlaufzeit des Aufnehmers durch den EHD-Kontakt, im Vergleich zu der Dauer einer Scheibenumdrehung, sehr kurz ist, wird mit Hilfe eines zuvor manuell eingestellten Triggerpunktes in der Steuerung ein Startimpuls ausgelöst. Ab diesem Zeitpunkt wird das Meßsignal, in Form von 1020 Meßpunkten, aus der laufenden Aufzeichnung herausgeschnitten und zwar so, daß der Ein- und Auslaufbereich des Druck-, Temperatur- bzw. Schmierfilmdickenverlaufs mit erfaßt wird. Die Abtastrate beträgt in Abhängigkeit von der Art des Meßsignals zwischen 200 kHz und 1 MHz. Die Zuordnung des Triggerpunktes zur momentanen Wellenposition erfolgt über einen Resolver, dessen Signale in einem R-D-Wandler mit 14 bit digitalisiert und danach dem Trigger zugeführt werden. Hieraus resultiert eine Winkelauflösung von 0,02 Grad.

Die Kommunikation mit dem Transientenrekorder erfolgt durch einen PC, über den die Steuerdaten (Abtastrate, ..) eingegeben werden. Nach Aufnahme der Kurvenverläufe werden die Daten aus dem Zwischenspeicher des Transientenrekorders auf den PC zur weiteren Auswertung überspielt. Die ausgewerteten Signalverläufe können auf einem Bildschirm und über einen Ausdruck graphisch dargestellt und als Datei auf der Festplatte des Rechners zur Archivierung abgelegt werden.

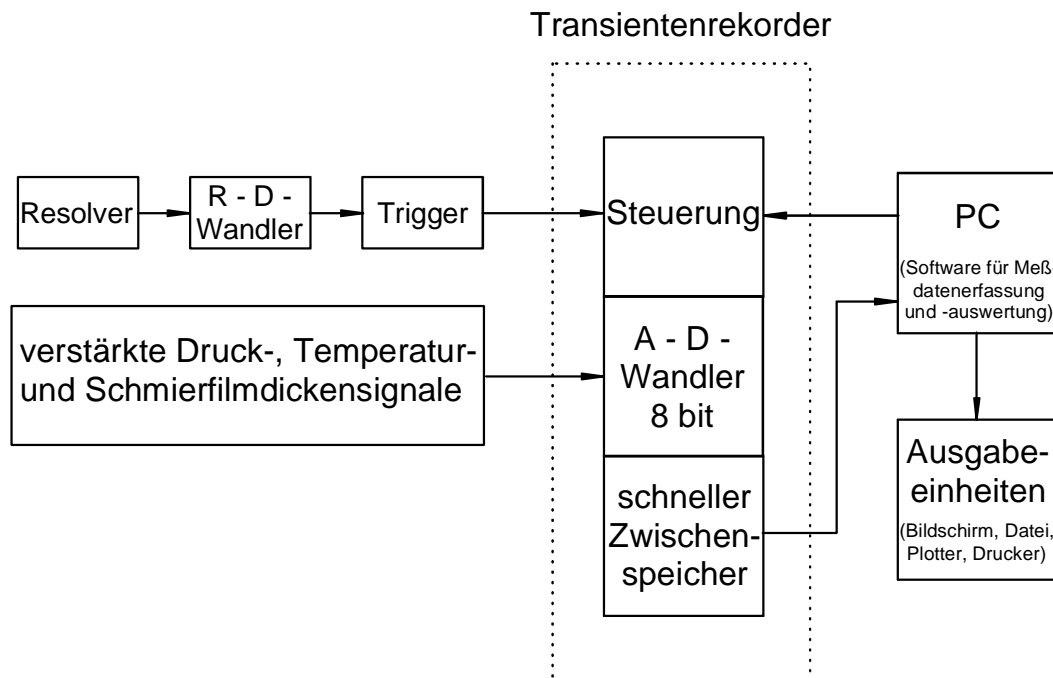


Bild 7.15: Schema der Meßdatenerfassung und -weiterverarbeitung

Kompensation des Druck- und Temperaturfehlereinflusses

Da die durch den EHD-Kontakt laufenden Dünnschichtsensoren sowohl dem Temperatur- als auch dem Druckeinfluß unterliegen, können die erhaltenen Meßkurven nicht direkt angegeben werden. Für eine korrekte Wiedergabe muß der Einfluß des Drucks bei der Temperaturmessung und der Einfluß der Temperatur bei der Druckmessung eliminiert werden. Dies kann nur erfolgen, wenn beide Meßsignale in einer Messung aufgenommen werden, da dadurch die gleichen Versuchsbedingungen für den Druck- und Temperaturverlauf vorliegen. Im Vergleich zu vorangegangenen Arbeiten, die sich am Institut mit Messungen in der EHD-Kontaktzone beschäftigten, wurde in dieser Arbeit nicht nur ein Meßsignal sondern beide Meßsignale in einer Versuchsdurchführung abgespeichert. Dies ermöglicht über die Kalibrierwerte der Aufnehmer eine nachträgliche Korrektur der erhaltenen Meßkurven. Hierzu wurde ein Programm entwickelt, das eine schnelle Auswertung der umfangreichen Datenmengen sowie die Ausgabe der korrigierten Druck- und Temperaturverläufe ermöglicht.

Die Vorgehensweise ist dabei so, daß für jeden untersuchten Meßzustand bei gleichen Bedingungen 30 Druck- und Temperaturverläufe aufgezeichnet werden. Aus diesen Verläufen werden jeweils 15 repräsentative Signalverläufe einem automatischen Offsetabgleich unterworfen und anschließend gemittelt. Nach der zeitlichen Zuordnung beider

Verläufe zueinander, erfolgt unter Verwendung von Gl.(7.11) und Gl.(7.12) die iterative Kompensation der gegenseitigen Fehlereinflüsse.

$$T_{i+1} = T_i - (\beta_{Tp} \cdot p_{i+1}) \quad (7.11)$$

$$p_{i+1} = p_i - (\beta_{pT} \cdot T_{i+1}) \quad (7.12)$$

Da der Temperaturfehlereinfluß auf das Drucksignal deutlich kleiner ist als der Druckfehlereinfluß auf das Temperatursignal (s. Bild 7.16 und Bild 7.17), wird für den ersten Iterationsschritt der gemessene Druckverlauf zu p_{i+1} gesetzt. Mit Hilfe des Druckfehlerkoeffizienten β_{Tp} kann nun die Temperaturabweichung aufgrund des Druckes ermittelt und von der gemessenen Temperatur abgezogen werden. Hierbei ist es wichtig, auf das Vorzeichen von β_{Tp} bzw. von β_{pT} zu achten. Mit dem neu errechneten Temperaturwert wird analog zum vorangegangenen Schritt der neue Druckwert bestimmt, der dann als Ausgangswert für den zweiten Iterationsschritt dient. Die Iteration wird solange durchgeführt, bis der Differenzbetrag zwischen dem neu errechneten Wert und dem Ausgangswert kleiner 1‰ beträgt.

Die Bilder 7.16 und 7.17 zeigen einen gemessenen Druck- bzw. Temperaturverlauf für den korrigierten und den unkorrigierten Zustand. In beiden Fällen wurde die Meßgröße über der Scheibenumfangskoordinate abgetragen. Die während des Versuchs eingestellten Parameter sind in den Diagrammen angegeben.

Man erkennt sehr deutlich, daß der Druckfehlereinfluß bei Messungen der Temperatur wesentlich stärker zum Tragen kommt als der Temperaturfehlereinfluß bei Druckmessungen. Während die Abweichung des korrigierten Drucks vom unkorrigierten am Maximum der Druckverteilung etwa 1 - 2 % ausmacht, liegt diese bei den Temperaturverläufen im Bereich zwischen dem ersten und zweiten Maximum um über eine Größenordnung höher.

Aufgrund dieser Möglichkeit der Fehlerkompensation kann für die druckfehlerfreie Darstellung der Temperaturverläufe auf die schwierige Herstellung von druckkompensierten Zweischicht- oder Verbundschichtaufnehmern, wie sie von Baumann [6] bzw. Staiger [82] verwendet wurden, verzichtet werden. Dennoch wurde angestrebt, Aufnehmer herzustellen, die einen sehr geringen Druckfehler- als auch Temperaturfehlerkoeffizienten aufweisen, um dadurch eine möglichst hohe Empfindlichkeit der Sensoren zu erzielen. Zur Absicherung der Kalibrierwerte werden die Aufnehmer nach dem Einsatz im Prüfstand noch einmal nachkalibriert, um eine eventuelle Drift der Fehlerkoeffizienten β_{Tp} und β_{pT} auszuschließen.

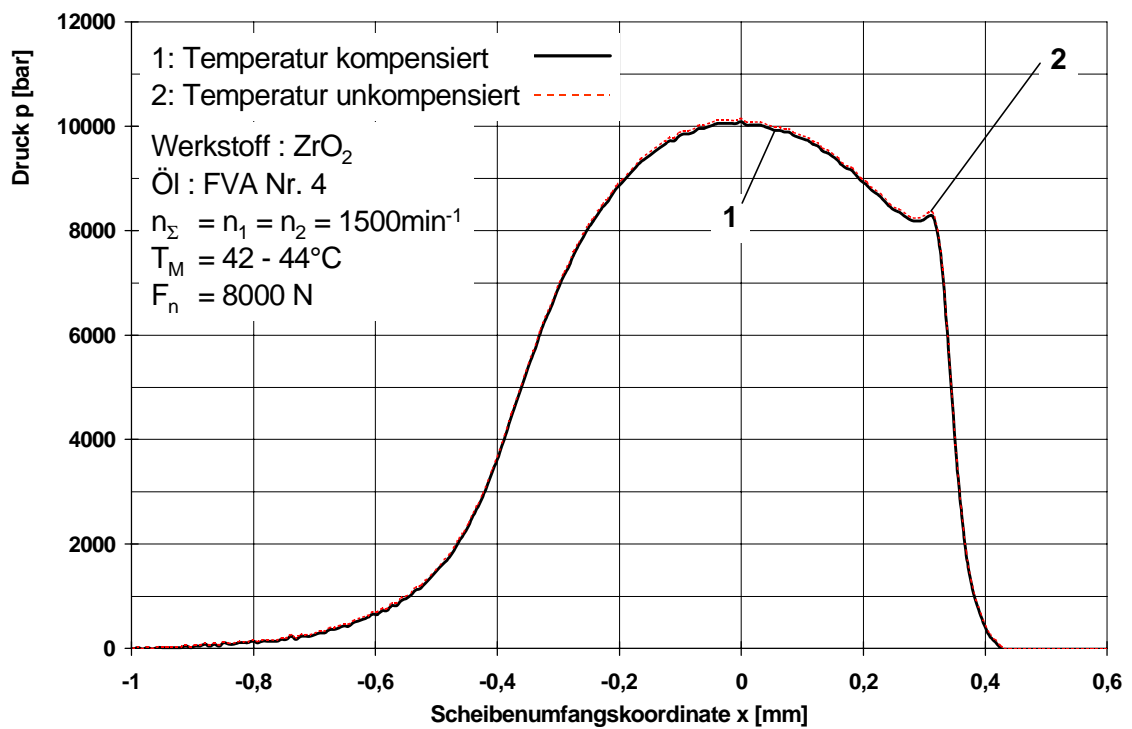


Bild 7.16: Korrigierter und unkorrigierter EHD-Druckverlauf

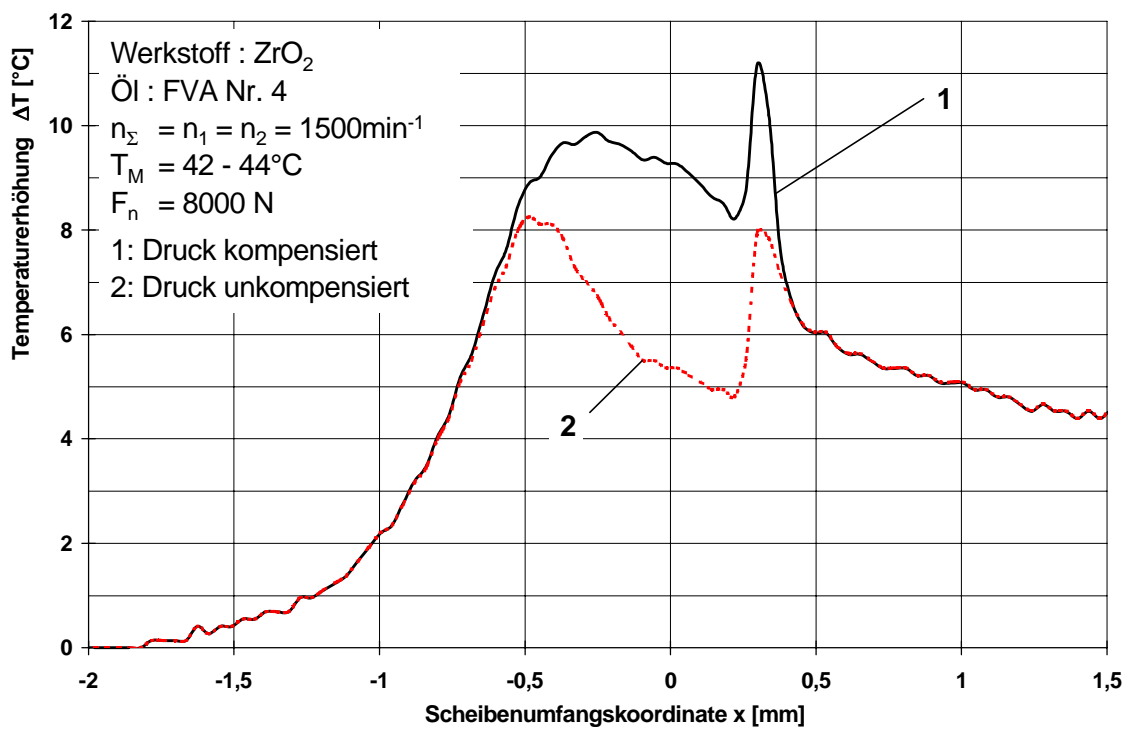


Bild 7.17: Korrigierter und unkorrigierter EHD-Temperaturverlauf

Berücksichtigung der veränderlichen Dielektrizitätszahl ϵ_r bei der Bestimmung der Schmierfilmdicke

Die Auswertung des Schmierfilmdickensignals erfolgt wie bereits in Kapitel 7.2.2 beschrieben über die Erzeugung einer, von der Kapazität des Aufnehmers abhängigen Frequenz. Die Frequenz errechnet sich nach Gl.(7.13) zu:

$$f = \frac{K}{c} \quad (7.13)$$

K entspricht einer konstanten Größe, c stellt die Gesamtkapazität der Meßschaltung dar, die sich aus der Kapazität des Oszillators c_{OSZ} und der veränderlichen Kapazität $c_{Meß}$ des Aufnehmers zusammensetzt ($c = c_{OSZ} + c_{Meß}$). Zur Bestimmung von K und c_{OSZ} wird vor der Messung im Prüfstand einmalig die Leerlauf Frequenz des Oszillators und eine Bezugsfrequenz mit einem Kondensator bekannter Kapazität bestimmt; dieser Kondensator wird später zum Versuch durch den Schmierfilmdicken aufnehmer ersetzt. Unter Kenntnis von K und c_{OSZ} läßt sich nach der Messung über das erhaltene Frequenzsignal die von der Schmierfilmdicke abhängige Meßkapazität $c_{Meß}$ nach Gl.(7.13) berechnen. Da die Kalibrierdaten bei Umgebungsdruck gewonnen wurden, müssen die im Versuch erhaltenen Werte auf Umgebungsbedingungen umgerechnet werden.

Hierzu muß die, von der Dichte des Öls abhängige, Dielektrizitätskonstante bekannt sein. Die enormen Drücke, die in der Kontaktzone wirken, führen, wie auch schon in Kapitel 4.5.1 erwähnt, zu einer starken Zunahme der Viskosität und somit auch zu einer Zunahme der Dichte des Schmiermediums. Da das Schmiermittel bei der kapazitiven Schmier spaltmessung das Dielektrikum zwischen den beiden Scheiben (Kondensatorplatten) darstellt, ist die Dielektrizitätszahl in starkem Maße von den, im EHD-Kontakt vorherrschenden Bedingungen abhängig. Brüser [14, 15], Ehlert [22], Bethke [10] wie auch Ty chsen [88] geben in Ihren Arbeiten zur Bestimmung der Dielektrizitätszahl das Gesetz von Clausius-Mosotti (Gl.(7.14)) an, das die Abhängigkeit von ϵ_r vom Druck und von der Temperatur beschreibt:

$$\frac{\epsilon_r - 1}{\epsilon_r + 2} \cdot \frac{1}{\rho(p,T)} = \text{konst.} \quad (7.14)$$

Um Gleichung (7.14) jedoch anwenden zu können, ist die Kenntnis des Dichteverlaufs ρ des Schmieröls Voraussetzung. Bode gibt in [13, 67] eine Zustandsgleichung an, die die Temperatur- und Druckabhängigkeit der Dichte zu beschreiben vermag. Es handelt sich hierbei um eine abgewandelte Form der Tait-Gleichung:

$$\rho(p,T) = \frac{\rho^* \cdot (1 - (\alpha^* \cdot T))}{1 - \left(A_1 \cdot \ln \left(\frac{B_1 + B_2 \cdot T + p}{B_1 + B_2 \cdot T + p_0} \right) \right)} \quad (7.15)$$

Mit den Koeffizienten:

$$B_1 = 1326,58 + 9,233 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{\rho^*}{\alpha^*} \quad (7.16)$$

$$B_2 = -5,628 \quad (7.17)$$

$$A_1 = 0,0844 \quad (7.18)$$

Der Kennwert der Temperaturabhängigkeit der Dichte α^* als auch die Bezugsdichte ρ^* errechnet sich aus:

$$\rho^* = \frac{\rho_2}{1 - \alpha^* \cdot T} \quad (7.19)$$

$$\alpha^* = \frac{\rho_2 - \rho_1}{\rho_1 \cdot T_2 - \rho_2 \cdot T_1} \quad \text{mit : } (T_2 > T_1) ; (\rho_1 > \rho_2) \quad (7.20)$$

Aus Gl.(7.19) und Gl.(7.20) wird deutlich, daß zur Anwendung der modifizierten Tait-Gleichung zwei Dichtemessungen bei unterschiedlichen Temperaturen unter Atmosphärendruck genügen. Es entfallen hiermit aufwendige Messungen zur Bestimmung der Druckabhängigkeit der Dichte. Gl.(7.15) ermöglicht dadurch eine einfache Extrapolation des Dichteverlaufs, wobei der mittlere relative Fehler weit unter einem Prozent liegt [13].

Mit Gl.(7.14) läßt sich bei bekanntem Dichteverlauf die druck- und temperaturabhängige Dielektrizitätskonstante des Öls $\epsilon_{Öl}'$ bestimmen. Nach Umformung des Clausius-Mosotti-Gesetzes erhält man für $\epsilon_{Öl}'$ folgende Bestimmungsgleichung:

$$\varepsilon_{\text{ÖL}}' = \frac{\varepsilon_{\text{ÖL}} + 2 + 2 \cdot (\varepsilon_{\text{ÖL}} - 1) \cdot \frac{\rho'}{\rho_0}}{\varepsilon_{\text{ÖL}} + 2 - (\varepsilon_{\text{ÖL}} - 1) \cdot \frac{\rho'}{\rho_0}} \quad (7.21)$$

Da zu jedem Punkt des Schmierfilmdickenverlaufs die Meßdaten der dazugehörigen Druck- und Temperaturverteilung vorliegen, kann über Gl.(7.15) eine sehr genaue Bestimmung der Dichte und somit der Dielektrizitätszahl $\varepsilon_{\text{ÖL}}'$ erfolgen.

Über die Proportionalitätsbeziehung

$$C \propto \varepsilon_r \quad (7.22)$$

läßt sich nun aus der Meßkapazität $c_{\text{Meß}}$ die, auf die Umgebungsbedingungen bezogene Kapazität $c_{\text{Meß,U}}$ berechnen. Über Gl.(7.13) wird die Kapazität $c_{\text{Meß,U}}$ wieder in eine Frequenz rücktransformiert, die den Bezug zur Kalibrierkurve ermöglicht. In dem für die Messung interessanten Bereich läßt sich die Kalibrierkurve sehr gut durch ein Polynom 5. Grades abbilden. Über den erhaltenen funktionellen Zusammenhang, kann zu jedem Frequenzwert der genaue zugehörige Schmierfilmdickenwert ermittelt werden. In Bild 7.18 wird die Auswirkung der Korrektur auf den Schmierfilmdickenverlauf ersichtlich. Die Schmierfilmdicke $h(x)$ ist sowohl für den korrigierten als auch den unkorrigierten Fall eingetragen.

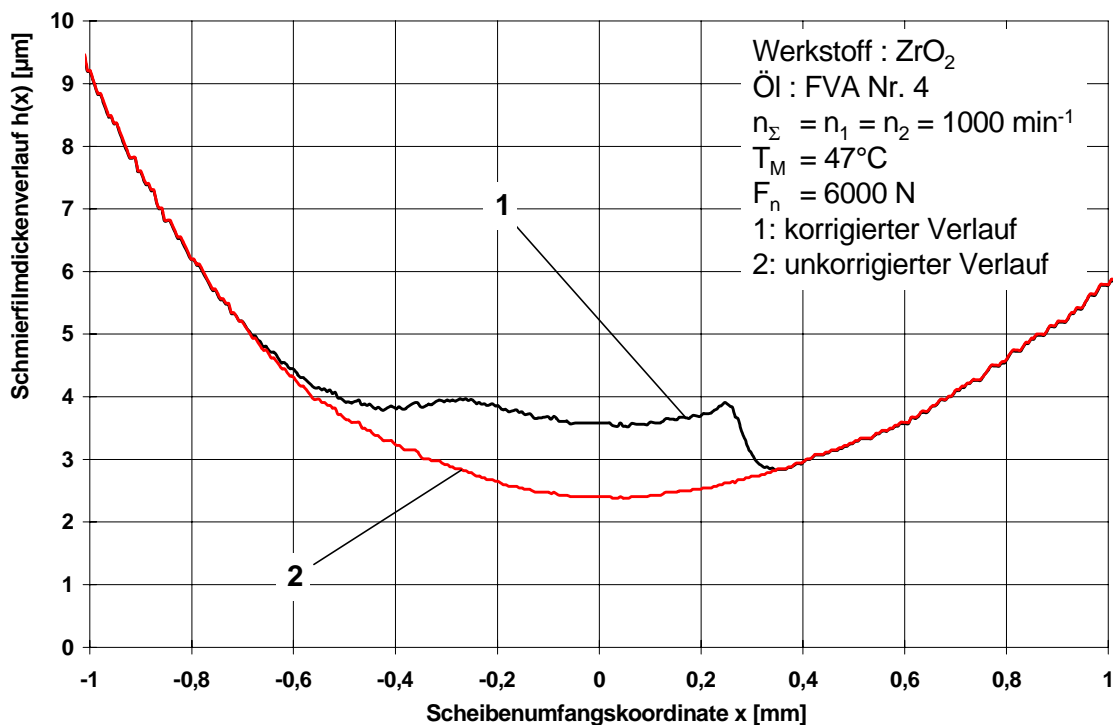


Bild 7.18: Korrigierter und unkorrigierter EHD-Schmierfilmdickenverlauf

Kapitel 8

Meßergebnisse

8.1 Reibungsmessungen

Über die Durchführung der Reibungsmessungen sollte der Einfluß keramischer Werkstoffe auf die Reibungsverhältnisse in einem elasto-hydrodynamischen Linienkontakt aufgezeigt werden. Die im folgenden dargestellten Diagramme stellen die Abhängigkeit des Reibmoments M_2 oder des daraus resultierenden Reibkoeffizienten μ von der Drehzahldifferenz $\Delta n = n_2 - n_1$ dar. Bei den Messungen wurde neben der Belastung F_n , die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit u_H , ausgedrückt durch die halbe Summendrehzahl $n_\Sigma = (n_1 + n_2) / 2$, die Ölsorten (FVA Öl Nr.2 und Nr.4) sowie die Werkstoffe variiert. Die Vorgehensweise bei der Durchführung der Versuche war dabei so, daß zunächst beginnend bei reinem Rollen die gewünschte Belastungskraft aufgeprägt wurde. Danach erfolgte die Einstellung des Schlupfes. Dabei wurde die Drehzahl der einen Scheibe erhöht und diejenige der anderen um den gleichen Betrag verringert. Dadurch blieb die Summe der Drehzahlen und somit die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit unverändert. Bei allen Messungen wurde versucht, die Massentemperatur der Scheibe 1 möglichst genau konstant zu halten, was allerdings bei höheren Normalkräften und höheren Drehzahldifferenzen nur sehr schwer zu realisieren war. Die Temperaturangaben beziehen sich auf konstante Werte von $\pm 2^\circ\text{C}$.

Einfluß der Belastung

In Bild 8.1 ist das Reibmoment M_2 einer Zirkonoxidpaarung bei unterschiedlichen Normalkraftbelastungen dargestellt. Als Öl wurde das Versuchsöl FVA Nr.4 verwendet. Die halbe Summendrehzahl betrug 1000 min^{-1} und wurde während des Versuches konstant gehalten. Die Momentenverläufe sind sowohl für positive als auch negative Drehzahldifferenzen abgetragen. Deutlich ist der, bezüglich des Punktes an dem das Rollreibungsmoment ($\Delta n = n_2 - n_1 = 0$) vorliegt, punktsymmetrische Verlauf der Momentenkennlinien zu erkennen. Da der Bereich negativer Drehzahldifferenzen für die Diskussion der Ergebnisse keine zusätzliche Information beinhaltet, wird im folgenden nur noch der Bereich des ersten Quadranten betrachtet. Bild 8.2 gibt für den gleichen Versuch aus Bild 8.1 die Reibmomentverläufe für den Bereich positiver Drehzahldifferenzen wieder. Betrachtet man den Verlauf bei der Belastung von 2 kN, so nimmt das Reibmoment von reinem Rol-

len ausgehend mit zunehmendem Schlupf zu, erreicht bei einer Drehzahldifferenz von ca. 50 min^{-1} ein Maximum und fällt danach wieder leicht ab. Wird die Belastung auf 6 kN gesteigert, erfolgt eine Zunahme des maximalen Reibmomentes um fast das Fünffache zwischen kleinster und größter Belastung. Die Maxima werden mit zunehmender Normalkraft bei kleineren Schlupfwerten erreicht.

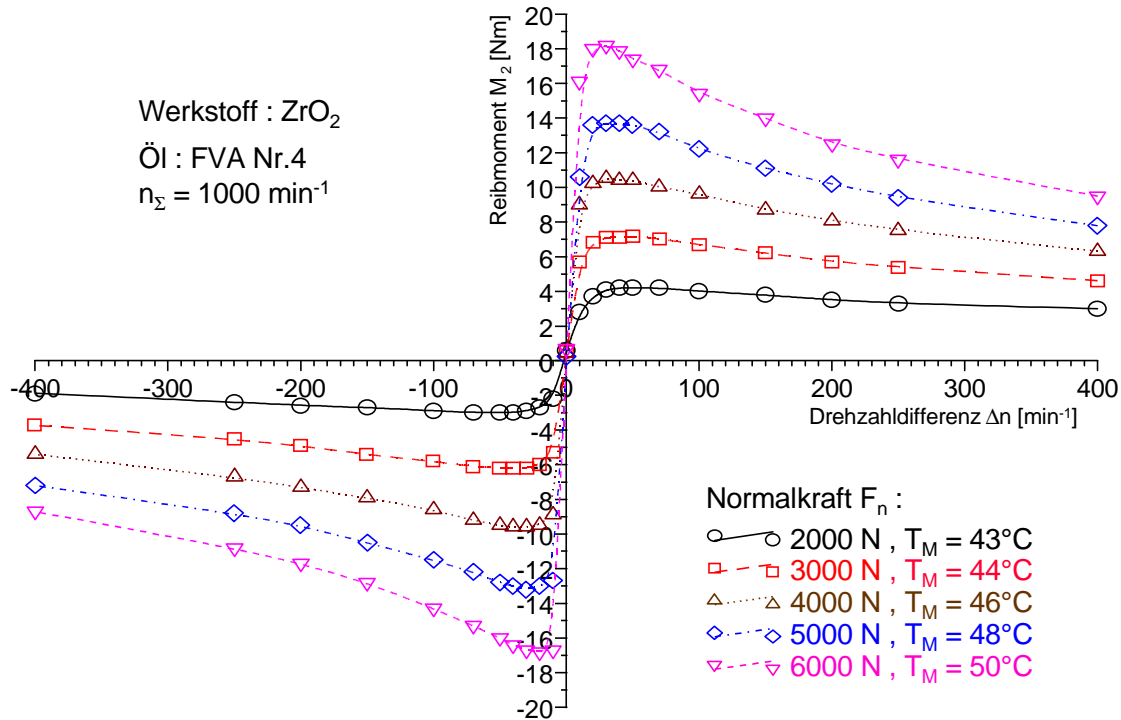


Bild 8.1: Einfluß der Normalkraft F_n auf das Reibmoment M_2 in Abhängigkeit von der Drehzahldifferenz Δn

Erklärbar ist der steilere Anstieg des Reibmomentes mit der mit zunehmendem Druck schnell anwachsenden Viskosität des Öls. Der Abfall des Reibmomentes nach Erreichen des Maximums ist um so ausgeprägter, je höher die eingestellte Normalkraft ist. Dies liegt darin begründet, daß bei höheren Reibmomenten eine bei Schlupf größere, durch viskose Reibung bedingte, Energieumsetzung im Kontakt erfolgt. Verdeutlicht wird dieser Effekt bei der Betrachtung der Temperaturverläufe von ZrO_2 bei Schlupf in Bild 8.20. Die Temperatur steigt beim Kontaktdurchlauf um über das Fünffache gegenüber der Temperatur bei reinem Rollen an. Ein Vergleich der Temperaturverläufe bei Schlupf und unterschiedlichen Belastungen wie in Bild 8.23 dargestellt, festigt zusätzlich die Begründung. Die mit steigender Temperatur, wieder schneller abfallende Viskosität, kann somit als Ursache für den stärkeren Rückgang des Reibmomentenverlaufes bei höheren Belastungen angesehen werden. In Bild 8.3 sind die zu den Momentenverläufen zugehörigen Reibkoeffizienten abgebildet. Das zuvor beschriebene Reibungsverhalten wird in dieser Darstellung nochmals verdeutlicht. Mit zunehmender Drehzahldifferenz nähern sich die Verläufe einem gemeinsamen Reibkoeffizienten von $\mu \approx 0,032$ an.

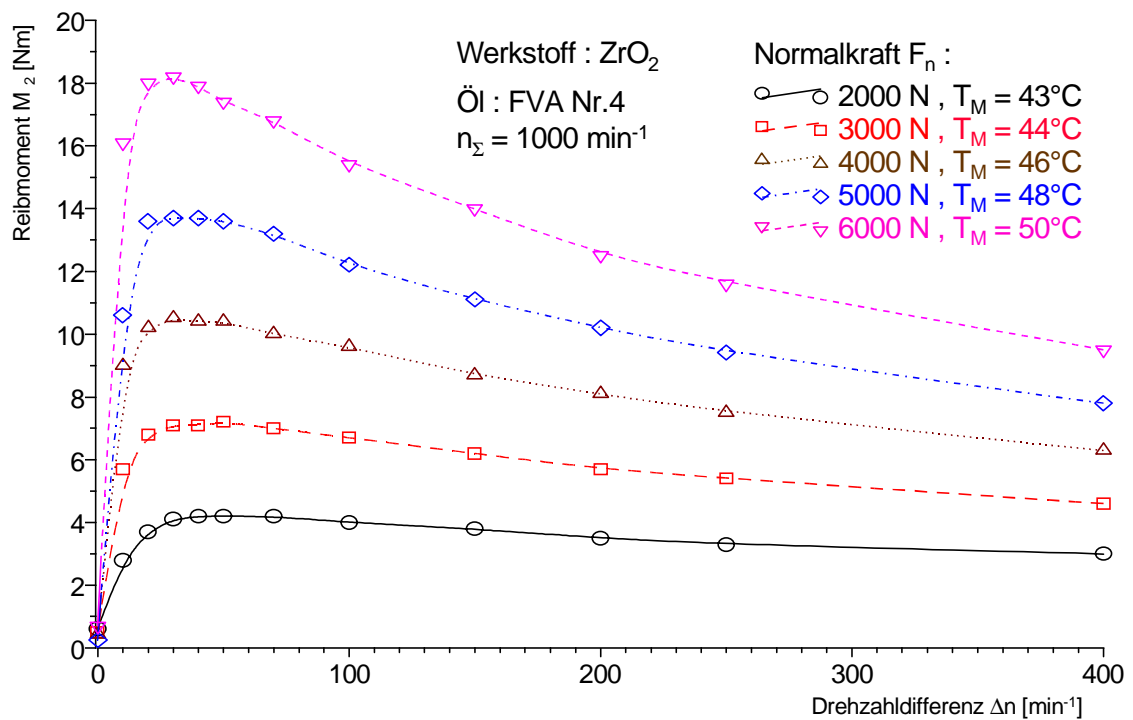


Bild 8.2: Einfluß der Normalkraft F_n auf das Reibmoment M_2 in Abhängigkeit von der Drehzahldifferenz Δn

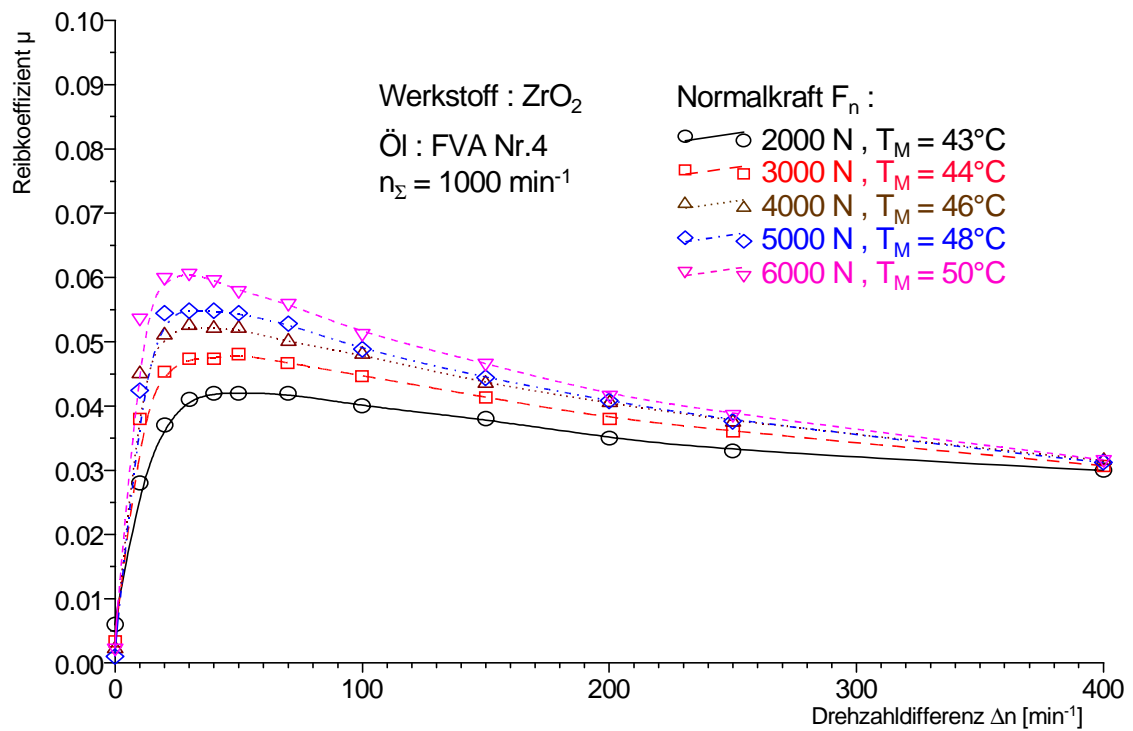


Bild 8.3: Einfluß der Normalkraft F_n auf den Reibkoeffizienten μ in Abhängigkeit von der Drehzahldifferenz Δn

Einfluß der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit

Bild 8.4 zeigt den Einfluß der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit auf das Reibmoment einer Zirkonoxidscheibenpaarung. Variiert wurde die von der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit proportional abhängige halbe Summendrehzahl zwischen 1000 min^{-1} und 2000 min^{-1} . Die Momentenverläufe sind für beide Drehzahlen bei unterschiedlichen Normalkraftbeanspruchungen abgetragen. Die Momente zeigen für 1000 min^{-1} und 2000 min^{-1} die qualitativ gleichen Verläufe auf. Bei einer höheren Geschwindigkeit werden kleinere Reibmomente bei Drehzahldifferenzen $\Delta n < 400 \text{ min}^{-1}$ erreicht. Erklärt wird dies mit der, bei einer höheren Geschwindigkeit dickeren Schmierfilmbildung und dem damit verbundenen geringeren Schergefälle im Öl. Die in Gl.(4.32) in Kapitel 4.7.2 im Nenner stehende Schmierfilmdicke des Gleitreibungsterms kommt hier deutlich zum Tragen. Die Momente bei einer halben Summendrehzahl von 2000 min^{-1} erreichen erst bei viel höheren Schlupfwerten ihr Maximum und fallen danach deutlich schwächer als die Reibmomente bei 1000 min^{-1} ab. Die Annäherung beider Verläufe auf den gleichen Wert ist für die jeweils dargestellten Normalkraftbelastungen bei einer Drehzahldifferenz von etwa 400 min^{-1} abgeschlossen.

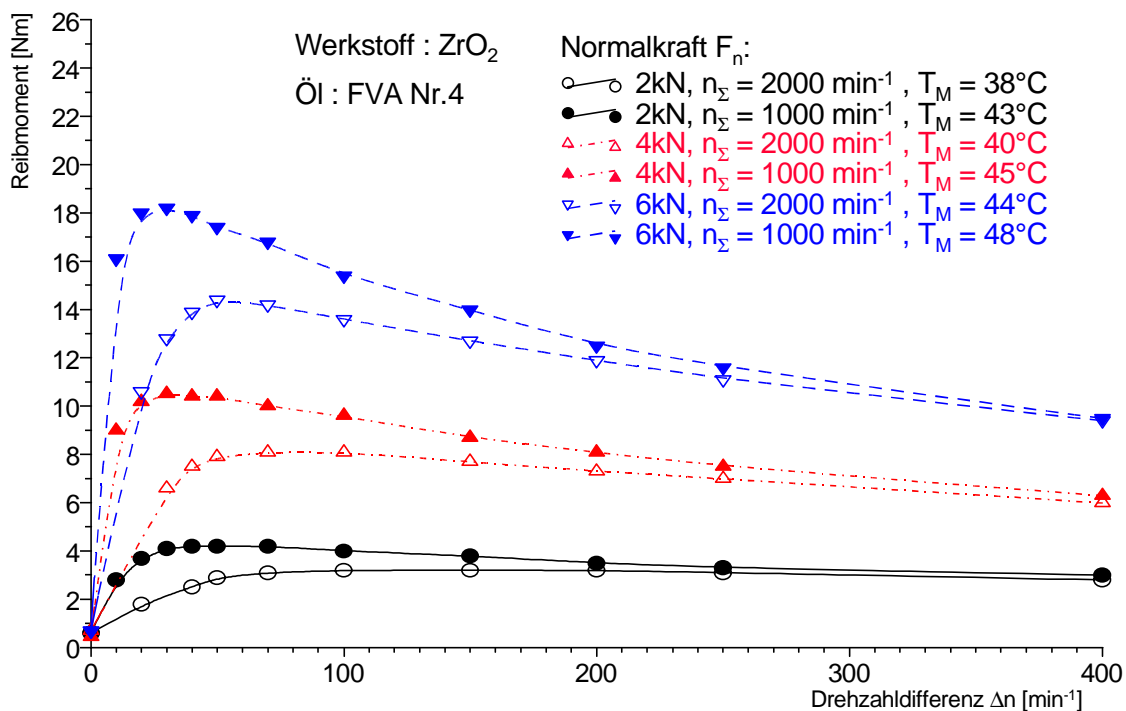


Bild 8.4: Einfluß der halben Summendrehzahl n_Σ auf das Reibmoment M_2 in Abhängigkeit von der Drehzahldifferenz Δn und der Normalkraft F_n

Einfluß des Versuchsoles

In der Bild 8.5 ist die Abhängigkeit des Reibkoeffizienten einer Scheibenpaarung aus Zirkonoxid von der Ölsorte dargestellt. Die halbe Summendrehzahl betrug 1000 min^{-1} . Als Versuchsole kamen das Öl FVA Nr.2 und FVA Nr.4 zum Einsatz. Für sämtliche dargestellte Belastungen können die gleichen Aussagen getroffen werden, die Baumann [6] bei der Untersuchung von Kontaktpartnern aus metallischen Werkstoffen (16MnCr5) erhalten hat. Auch hier zeigt sich, daß das Reibungsmaximum bei um so kleineren Schlupfwerten liegt, je höher die Viskosität des Öls und damit der, die Kontaktpartner trennende Schmierfilm ist. Bei der Ermittlung der Rollreibungmomente ergeben sich für das niedrigviskosere Öl kleinere Werte. Die Kurven verlaufen für das Öl FVA Nr.2 praktisch punktsymmetrisch zum Koordinatenursprung. Interessant ist die Feststellung, daß mit zunehmenden Schlupfwerten bei dem niedrigviskosen Öl FVA Nr. 2 eine höhere Reibung auftritt, als bei dem hochviskosen Öl FVA Nr.4. Dies äußert sich vor allem bei der geringen Belastung von 2 kN. Knauß [41] stellt diesen Sachverhalt ebenfalls bei Reibungsmessungen an einem Nocken-Stößel Prüfstand für instationäre als auch stationäre Versuchsbedingungen fest. Er erklärt dieses Phänomen über das Zusammenspiel unterschiedlicher Mechanismen der Energieumsetzung innerhalb des Schmierfilmes, die zu einem Gleichgewichtszustand zwischen Reibung und Wärmeumsatz führen, so daß sich $\mu_{\text{FVA4}} < \mu_{\text{FVA2}}$ einstellen kann.

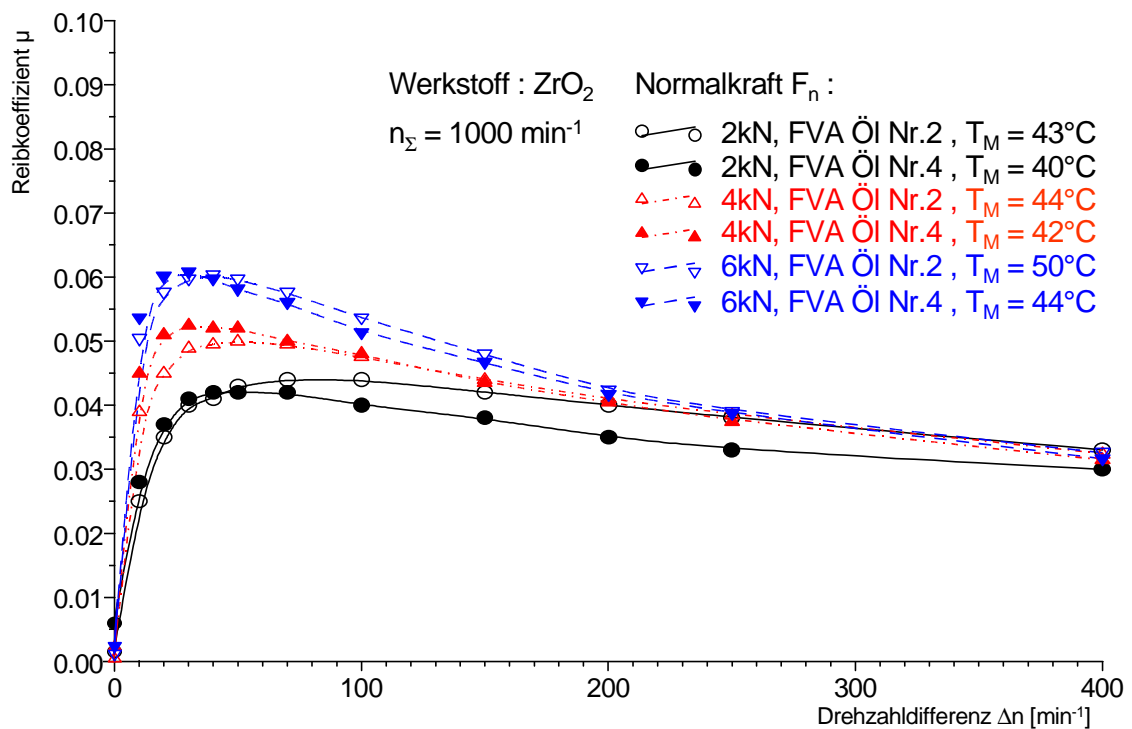


Bild 8.5: Einfluß der Ölsorte auf den Reibkoeffizienten μ in Abhängigkeit von der Drehzahldifferenz Δn und der Normalkraft F_n

Einfluß verschiedener Werkstoffe

In den Bildern 8.6, 8.7 und 8.8 sind die Reibkoeffizienten für unterschiedliche Kontaktwerkstoffe gegenüber gestellt. In Bild 8.7 wurde in Vergleich zu Bild 8.6 die Belastung und in Bild 8.8 gegenüber Bild 8.7 die halbe Summendrehzahl erhöht. Alle Diagramme wurden unter Verwendung des Öls FVA Nr.4 gewonnen.

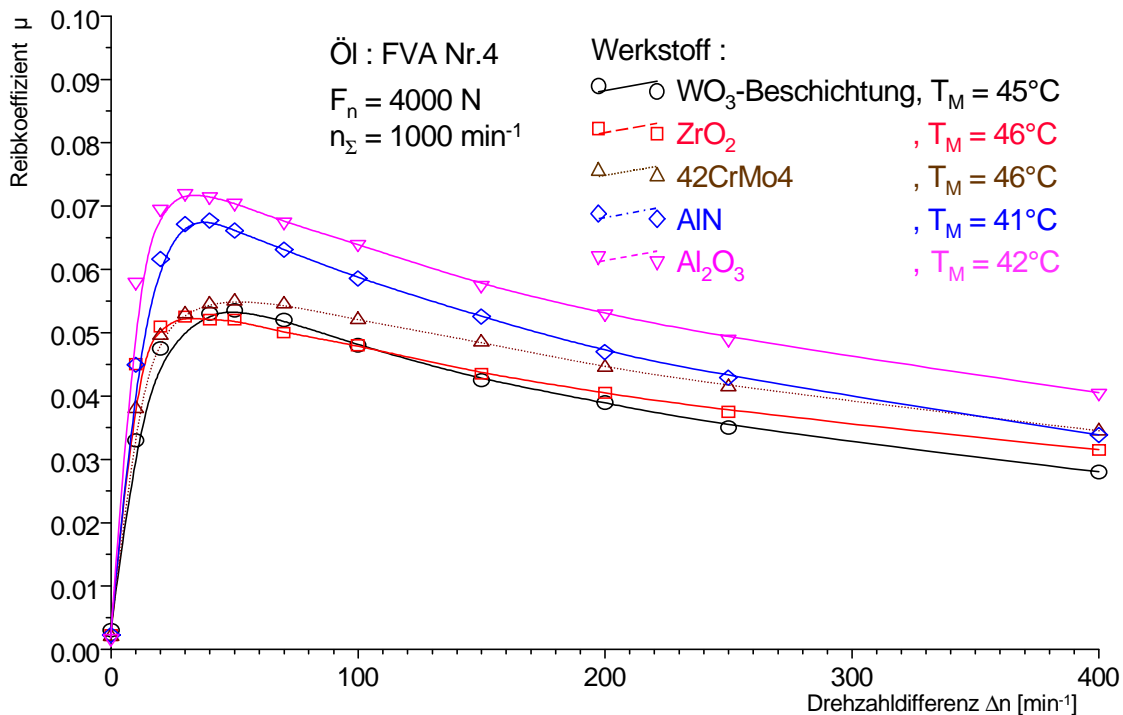


Bild 8.6: Einfluß unterschiedlicher Werkstoffe auf den Reibkoeffizienten μ in Abhängigkeit von der Drehzahldifferenz Δn

Betrachtet man die Reibkoeffizientenverläufe in Bild 8.6 genauer, so lassen sich zwei Werkstoffgruppierungen unterscheiden; die mit hohem Elastizitätsmodul und diejenigen mit niedrigem. 42CrMo4, die mit WO₃ beschichtete Stahlscheibe sowie ZrO₂ besitzen gegenüber Aluminiumoxid einen um 45%, gegenüber Aluminiumnitrid einen über 38% geringeren Elastizitätsmodul. Dies führt zu relativ großen Abplattungen mit entsprechend niedrigen Drücken im Kontakt (s.a. Kapitel 5.2.1). Die Folge ist eine geringere Viskositätszunahme mit niedrigeren Reibkoeffizienten gegenüber Werkstoffen mit hohem Elastizitätsmodul. Dies zeigen die Reibkoeffizientmaxima der Werkstoffe mit kleinerem Elastizitätsmodul. Mit einem Reibkoeffizienten von $\mu \approx 0,053$ belaufen sich die Werte um ca. 25% niedriger als die von Aluminiumoxid und Aluminiumnitrid. Die qualitativ gleiche Feststellung ergibt sich auch aus den Diagrammen mit gesteigerter Normalkraftbelastung (Bild 8.7) und zusätzlich erhöhter halben Summendrehzahl (Bild 8.8). Bemerkenswert ist der Einfluß der unterschiedlichen Wärmeleitfähigkeiten der einzelnen Werkstoffe auf den Reibkoeffizientenverlauf.

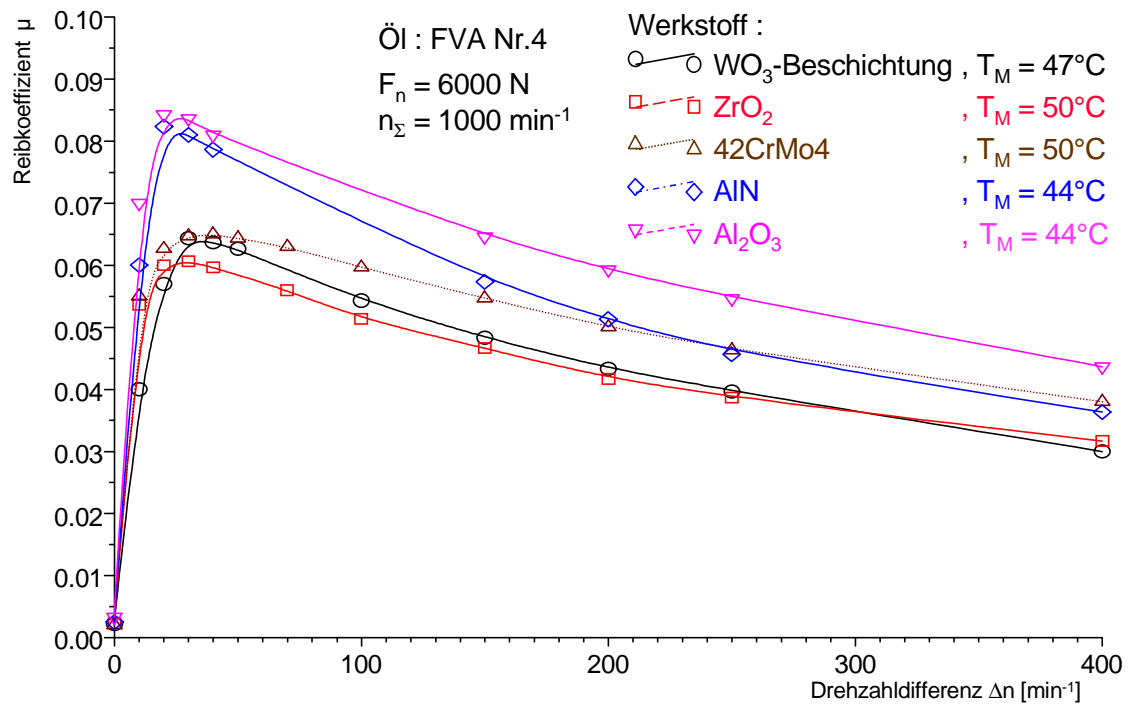


Bild 8.7: Einfluß unterschiedlicher Werkstoffe auf den Reibkoeffizienten μ in Abhängigkeit von der Drehzahldifferenz Δn

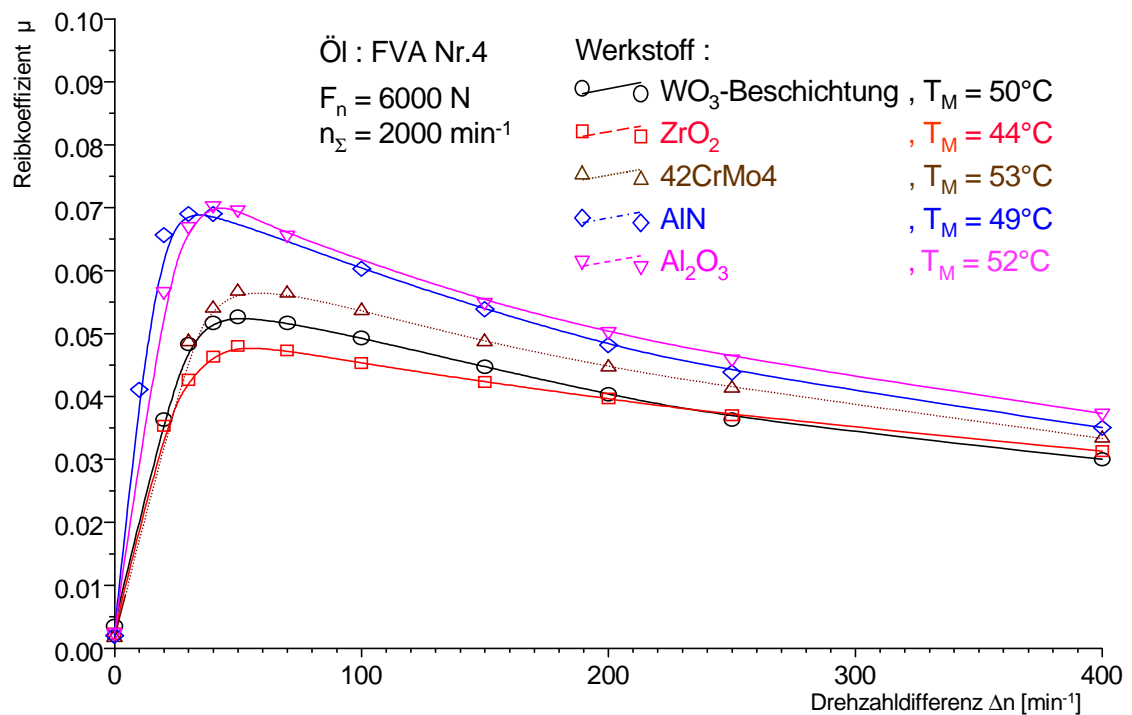


Bild 8.8: Einfluß unterschiedlicher Werkstoffe auf den Reibkoeffizienten μ in Abhängigkeit von der Drehzahldifferenz Δn

Zirkonoxid mit seiner geringen Wärmeleitfähigkeit weist in allen drei Bildern das kleinste Reibkoeffizientmaximum auf. Wolframoxid, das als Massivkeramik die kleinste Wärmeleitfähigkeit aller untersuchten Werkstoffe besitzt, liegt als Schichtsystem bei allen Betrachtungen mit den Reibkoeffizientwerten unterhalb von 42CrMo4. Hier macht sich die kalorisch isolierende Wirkung der Wolframoxidschicht auf der Stahlscheibe gegenüber der Stahlscheibe ohne Beschichtung bemerkbar. Durch die geringere Wärmeleitfähigkeit kommt es zu einer verringerten Wärmeabfuhr aus dem Kontakt, mit der Folge einer durch die Viskositätsniedrigung des Schmieröls hervorgerufenen Reibungserniedrigung. Auffallend ist der relativ starke Abfall des Reibkoeffizienten der WO_3 -Beschichtung nach Erreichen des Maximums. Mit zunehmendem Schlupf kommt anscheinend immer mehr die gute thermische Isolationsfähigkeit der Wolframoxidschicht zum Tragen, so daß die Reibkoeffizienten sogar die von Zirkonoxid unterschreiten.

Aluminiumoxid mit seinem hohen Elastizitätsmodul bewirkt relativ hohe Kontaktdrücke und geringe Abplattungsbreiten in der Kontaktzone. Der damit verbundene Viskositätsanstieg erhöht die Reibung gegenüber allen anderen Werkstoffen. Überraschend erscheint, daß bei Aluminiumoxid trotz der um über 85% geringeren Wärmeleitfähigkeit im Vergleich zu Aluminiumnitrid, der reibungserhöhende Einfluß des höheren Elastizitätsmoduls von Al_2O_3 gegenüber AlN zu dominieren scheint. Die reibungserhöhende Wirkung der besseren Wärmeleitfähigkeit von Aluminiumnitrid kommt vermutlich aufgrund der zu geringen Temperaturunterschiede beider Werkstoffe (s. Bild 8.24 und Bild 8.26) nicht zum Tragen. Die zuvor am Beispiel von ZrO_2 festgestellten Abhängigkeiten bezüglich der Einflußparameter Belastung und hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit besitzen auch für die anderen Versuchswerkstoffe ihre Gültigkeit.

Zusammenfassung der Reibungsmessungen

Die Reibungsmessungen wurden mit den Referenzölen FVA Nr. 2 und FVA Nr. 4 durchgeführt. Die Belastungskraft wurde dabei zwischen 2000 N und 6000 N eingestellt. Die Versuche erfolgten zudem bei unterschiedlichen hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeiten. Bei der Schlupfvariation wurde die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit konstant gehalten. Durch die Verwendung von stark in ihren Eigenschaften (Elastizitätsmodul, Wärmeleitfähigkeit) sich unterscheidenden Werkstoffen wurde deren Einfluß auf den elastohydrodynamischen Reibungskontakt untersucht.

Eine Zunahme der Belastungskraft führt unter Schlupf, aufgrund der durch den höheren Druck bedingten starken Viskositätssteigerung, zu einer signifikanten Erhöhung der Reibung im Kontakt. Der sich bei höheren hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeiten dicker einstellende Schmierfilm bewirkt eine deutliche Abnahme der Reibkoeffizienten bei Schlupf. Unter Verwendung eines Öls niedriger Viskosität verändert sich der Reibkoeffizientenverlauf derart, daß die Reibungsmaxima zu höheren Schlupfwerten verschoben

ben werden. Das Öl mit der geringeren Viskosität zeigt gegenüber dem Öl mit höherer Viskosität bei größeren Drehzahldifferenzen höhere Reibkoeffizienten auf. Es ist ein deutlicher Werkstoffeinfluß auf den Reibungskontakt feststellbar. Hierbei kommen dem Elastizitätsmodul und der Wärmeleitfähigkeit der Kontaktpartner eine besondere Bedeutung zu.

8.2 Druckmessungen

Die Druckmessungen hatten als vorrangiges Ziel, experimentell aufzudecken, daß und vor allem wie der Druckverlauf durch den Bauteilwerkstoff beeinflusst wird. Druckverlaufuntersuchungen von Knauß [41] an vollkeramischen Stößelplatten lieferten im Hinblick auf die zu erwartende Materialabhängigkeit nach Kapitel 5.2.1 keine neuen Erkenntnisse. Die nach der Hertzschen Theorie zu erwartenden Unterschiede aufgrund der verschiedenen Elastizitätsmoduln der Werkstoffe konnten nicht nachvollzogen werden, so daß es Aufgabe der vorliegenden Arbeit ist, den experimentellen Nachweis dieses Sachverhaltes zu erbringen. Alle im folgenden vorgestellten Druckverläufe wurden mittels aufgedampfter Manganinaufnehmer erhalten. Die einzelnen bei den Versuchen vorherrschenden Einstellparameter sind den Diagrammen direkt entnehmbar. Die Druckkurven sind grundsätzlich über der Scheibenumfangskoordinate x abgetragen, so daß der Bezug und die Vergleichbarkeit zu den in Kapitel 8.3 dargestellten Temperaturkurven sowie zu den in Kapitel 8.4 abgebildeten Schmierfilmdickenverläufen gegeben ist. Die Stelle $x = 0$ bezeichnet den Kontaktmittelpunkt der gegeneinander angestellten Scheiben. Alle Versuche wurden mit dem Versuchsöl FVA Nr.4 durchgeführt. Zur Absicherung der Richtigkeit der gewonnenen Druckverteilungen, wurde die aus dem Integral der Druckkurve nach Gl.(8.1) errechnete Last mit der von außen aufgeprägten Last verglichen.

$$F_n = b \cdot \int_{x_a}^{x_e} p(x) \cdot dx \quad (8.1)$$

Die Druckmessung kann als gut bezeichnet werden, wenn die Abweichung der beiden Werte kleiner 10% ist. Durch die sehr klein realisierten Temperaturfehlerkoeffizienten β_{pT} (siehe Kapitel 7.1.3) ergaben sich qualitativ sehr hochwertige Druckaufnehmer, so daß mit Hilfe der zusätzlichen Fehlerkompensation, wie sie in Kapitel 7.2.3 vorgestellt wurde, die mittlere Abweichung zwischen errechneter und tatsächlich eingestellter Belastungskraft deutlich unter 3% betrug.

Einfluß der Belastung und des Werkstoffes

Die in den Bildern 8.9 und 8.10 vorgestellten Druckverläufe sind in beiden Fällen bei reinem Rollen aufgezeichnet worden. In Bild 8.9 sind die Druckverläufe für unterschiedliche Belastungen an Zirkonoxid bei einer halben Summendrehzahl von 1000 min^{-1} dargestellt.

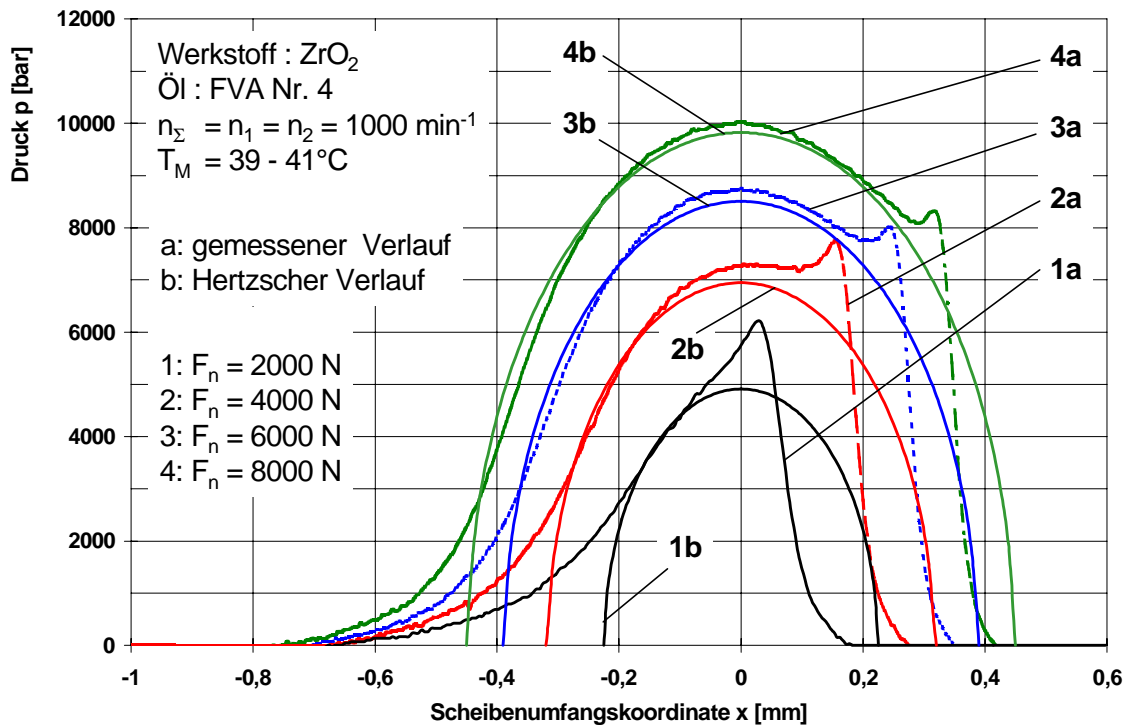


Bild 8.9: Einfluß der Normalkraft F_n auf die Druckverteilung bei Zirkonoxid bei reinem Rollen

Ausgehend von einer mit hydrodynamischem Charakter gekennzeichneten Druckverteilung bildet sich ein für EHD-Kontakte mit zunehmender Normalkraft typischer, der Hertzschen Druckverteilung entsprechender, elliptischer Druckverlauf mit dem Maximum in der Kontaktmitte heraus. Die bei höheren Belastungen vorhandene zweite Druckspitze entsteht aufgrund der sich aus Kontinuitätsgründen am Kontaktauslauf ergebenden Schmierespaltverengung (siehe Kapitel 8.4). Sie entwickelt sich aus dem Maximum des Druckverlaufs bei 2000 N und verschiebt sich mit zunehmender Belastung immer mehr in Richtung des Kontaktauslaufes und verliert dabei ein wenig an Höhe. Nach Durchschreiten der zweiten Druckspitze fällt der Druck schlagartig auf Null ab. In Bild 8.10 sind die für eine halbe Summendrehzahl von 750 min^{-1} aber sonst gleichen Bedingungen erhaltenen Druckverläufe von Aluminiumoxid dargestellt. Die Druckkurven zeigen qualitativ den gleichen Verlauf wie bei Zirkonoxid. Jedoch tritt hier in aller Deutlichkeit der Einfluß des Werkstoffes im Vergleich zu ZrO_2 zu Tage. Die Druckverteilungen von Al_2O_3 weisen aufgrund des fast doppelt so hohen Elastizitätsmoduls geringere Aus-

dehnungen in Richtung der Scheibenumfangskoordinate x auf. Um der äußeren Belastungskraft das Gleichgewicht zu halten, steigen dementsprechend die Kontaktdrücke in der Al_2O_3 -Scheibenpaarung gegenüber denen bei ZrO_2 an.

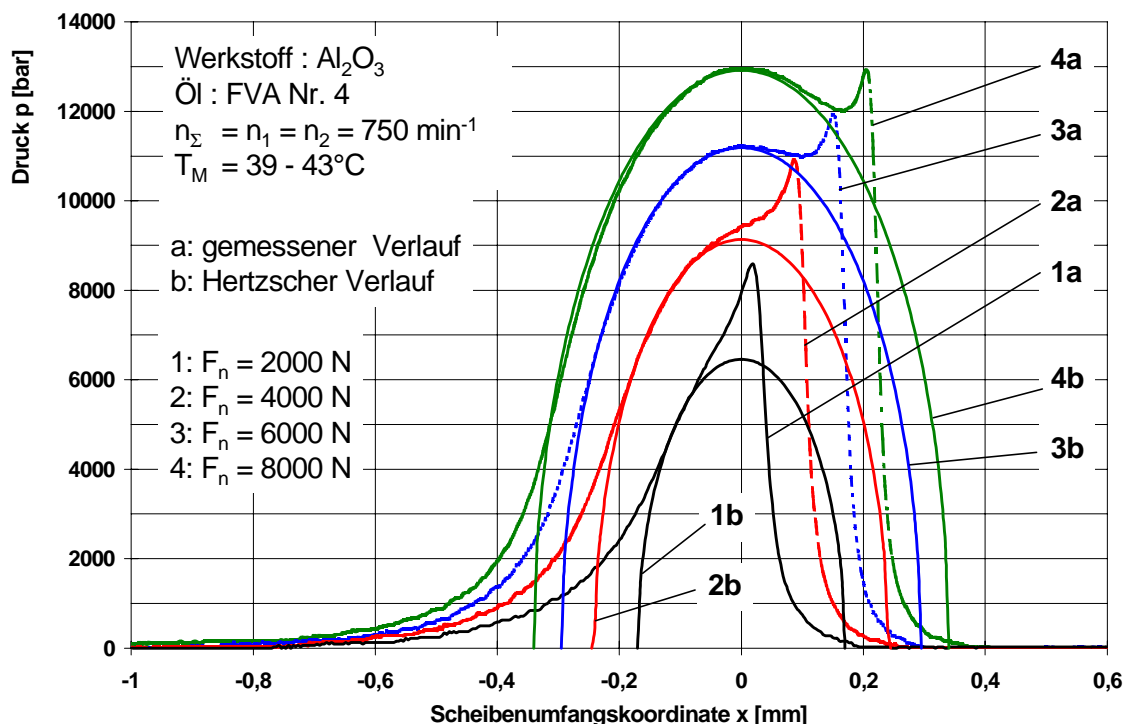


Bild 8.10: Einfluß der Normalkraft F_n auf die Druckverteilung bei Aluminiumoxid bei reinem Rollen

Bei den hier vorgestellten Ergebnissen ist somit erstmals der experimentelle Nachweis gelungen die Abhängigkeit der Druckverläufe vom Bauteilwerkstoff zu zeigen. Untermuert wird diese Feststellung durch den Vergleich der gemessenen Druckverteilungen mit den über die Hertzsche Theorie berechneten Druckellipsen. Wie die Bilder 8.9 und 8.10 zeigen, kommen beide, die gemessene wie auch errechnete Kurve, im Bereich des Hertzschen Verlaufes sehr gut zur Deckung.

In Bild 8.11 sind die Druckverläufe verschiedener Werkstoffpaarungen bei einer Normalkraft von 6000 N und einer halben Summendrehzahl von 1000 min^{-1} gegenübergestellt. Auch hier bestätigen sich die aufgrund der Hertzschen Theorie erwarteten Unterschiede. Deutlich erkennt man die Abhängigkeit des Druckes vom Elastizitätsmodul der einzelnen Werkstoffe. Mit zunehmendem Elastizitätsmodul nimmt die Abplattungsbreite des Kontaktes vom Auslauf in Richtung Kontaktmitte ab. Bei allen vier Werkstoffen bildet sich ein ellipsenförmiger der Hertzschen Druckverteilung nahe kommender Druckverlauf aus. Ebenso ist bei allen Werkstoffen eine deutlich ausgeprägte zweite Druckspitze zu erkennen. Diese ist bei Al_2O_3 und AlN aufgrund des wesentlich höheren Elastizitätsmoduls im Vergleich zu ZrO_2 und $42\text{CrMo}4$ stärker und spitzer ausgeprägt. Zudem weisen Aluminiumoxid und Aluminiumnitrid gegenüber den anderen beiden Werkstoffen einen deutlich höheren Druckgradienten im Kontakteinlauf auf und bewirken aufgrund der Beziehung

$p_{Hz} \propto \sqrt{E'}$ ein um diesen Betrag höheres Druckniveau in der Kontaktmitte. Etwas unerwartet stellt sich der Druckverlauf von 42CrMo4 im Vergleich zu ZrO_2 dar. Obwohl beide Werkstoffe nahezu identische elastische Werkstoffeigenschaften besitzen, stellt sich bei 42CrMo4 die Druckspitze und der darauffolgende Steilabfall früher ein. Oster gibt in [70] eine Beziehung an, welche die Lage e_x des zweiten Druckmaximums vom Ende des Hertzschen Abplattungsbereiches beschreibt. In dimensionsloser Schreibweise ergibt sich diese zu:

$$E_x = \frac{e_x}{b_{Hz}} = 0,35 \cdot (G \cdot U)^{0,48} \cdot W^{-0,72} \quad (8.2)$$

Ein Vergleich der durch Gl.(8.2) analytisch erhaltenen Werte mit dem durch Messung gewonnenen Ergebnis, bestätigt die experimentell erhaltenen Druckverläufe.

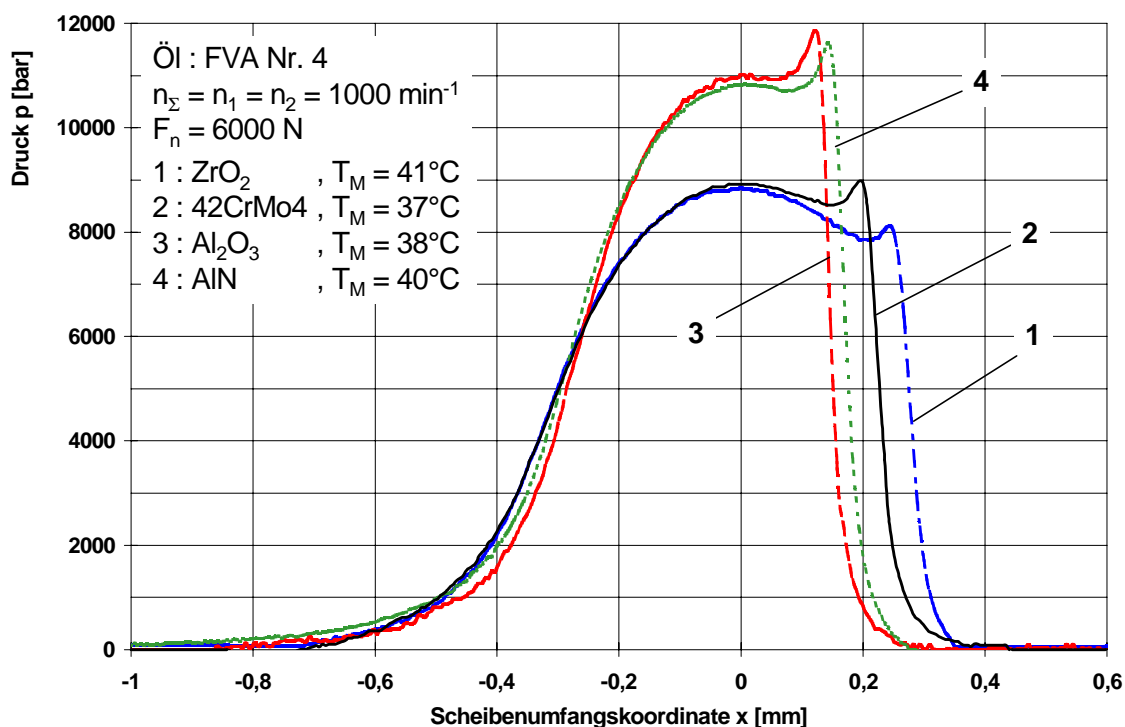


Bild 8.11: Einfluß des Werkstoffes auf die Druckverteilung bei reinem Rollen

Einfluß der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit

Die in Bild 8.12 dargestellten Druckverläufe wurden für Zirkonoxid bei drei verschiedenen halben Summendrehzahlen aufgenommen. Die Belastung betrug jeweils 6000 N. Wie auch schon von Knauß [41] und Baumann [6] festgestellt wurde, unterscheiden sich auch

hier die in Abhängigkeit von der halben Summendrehzahl erhaltenen Meßkurven nur unwesentlich voneinander. Für alle drei Drehzahlverläufe sind, wie Bild 8.12 wiedergibt, die Druckverteilungen nahezu identisch. Eine Erhöhung der Last sowie eine Variation der Kontaktwerkstoffe erbrachten bei Änderung der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit keine weiteren Erkenntnisse.

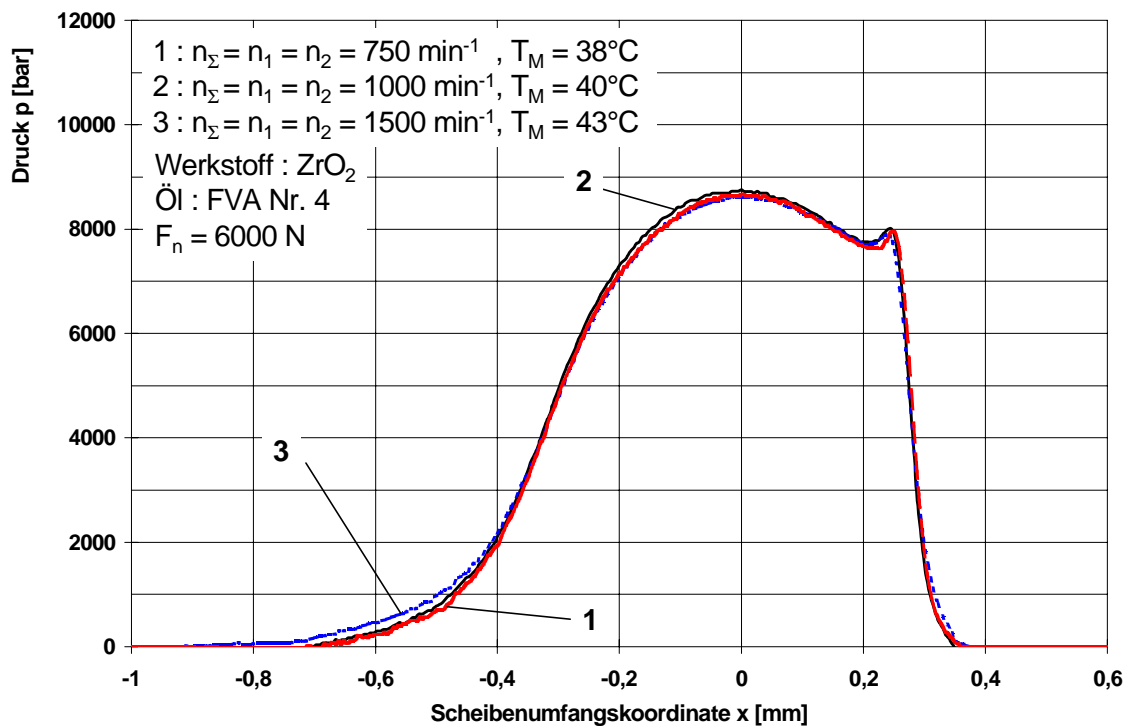


Bild 8.12: Einfluß der halben Summendrehzahl n_{Σ} auf die Druckverteilung bei Zirkonoxid bei reinem Rollen

Einfluß des Schlupfes

Nach den Untersuchungen von Baumann [6] und Eller [23] besteht praktisch kein Schlupfeinfluß auf die EHD-Druckausbildung. Diese ist nahezu identisch mit derjenigen bei reinem Rollen. Diese Aussage konnte aufgrund der hier ermittelten Ergebnisse nicht bestätigt werden. In Bild 8.13 sind die Druckverläufe für Zirkonoxid bei reinem Rollen sowie für eine Drehzahldifferenz von 30 min^{-1} und 120 min^{-1} aufgezeichnet. Die Belastungskraft betrug jeweils 4000 N , die konstant gehaltene halbe Summendrehzahl belief sich auf 750 min^{-1} . Die mit steigendem Schlupf anwachsende Kontakttemperatur verringert zunehmend die Viskosität des Schmierstoffs während des Kontaktdurchlaufes. Dies bewirkt einen frühzeitigeren Ausfließvorgang des Schmieröls am Kontaktende, mit der Folge einer weniger stark ausgeprägten Einschnürung. Dieser Sachverhalt bildet sich in den Darstellungen der Schmierfilmdickenverläufe bei Schlupf in Kapitel 8.4 (Bild 8.33 u. 8.34) deutlich ab. Die Druckspitze wird dadurch, wie die Verläufe zeigen, deutlicher ausgeprägt und setzt bei höheren Drücken an; die Druckspitze wird zeitlich gedehnt. Der

Steilabfall bzw. die Druckspitze wandert minimal in Richtung der Kontaktmitte. Der Druckanstieg bei höheren Schlupfwerten erfolgt zeitlich später als bei reinem Rollen, dann aber mit einem geringfügig höheren Druckgradienten.

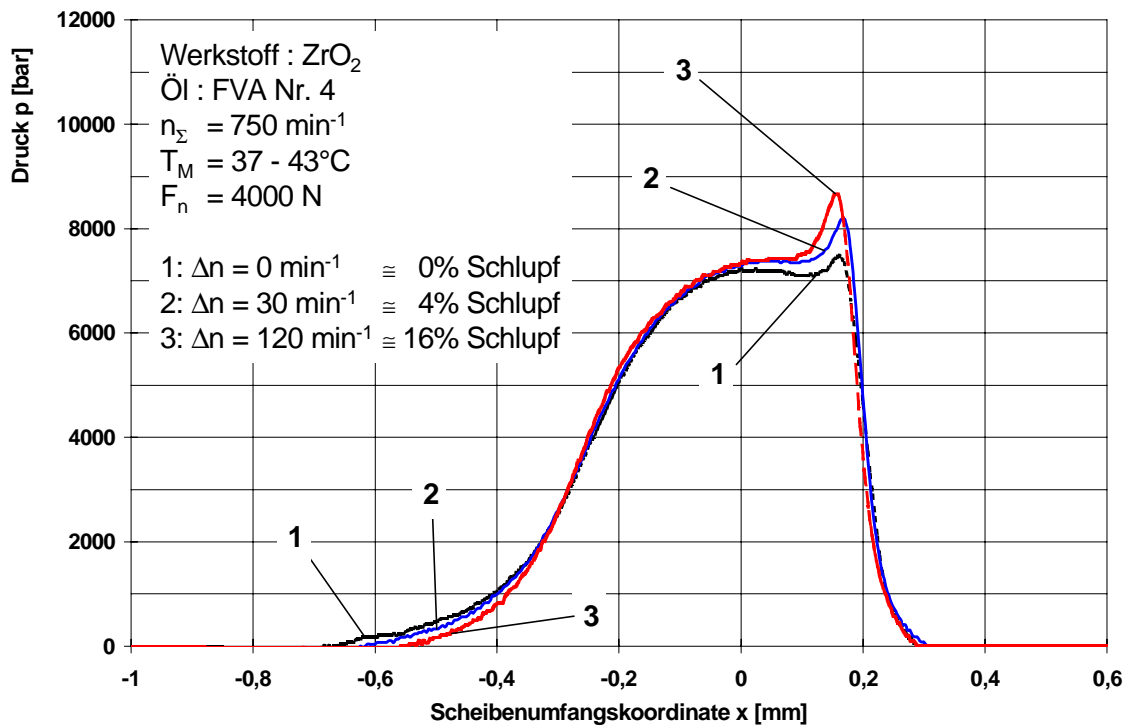


Bild 8.13: Einfluß der Drehzahldifferenz Δn auf die Druckverteilung bei Zirkonoxid

Versuche mit Stahl ergaben bei identischen Versuchsparametern das gleiche Verhalten wie bei ZrO_2 . Untersuchungen von Simon [80] und Kagerer [38] bestätigen ebenfalls die erhaltenen Ergebnisse für metallische Werkstoffe. In Bild 8.14 sind die von Simon gemessenen Druckverläufe zum Vergleich mit Bild 8.13 wiedergegeben. Die Gegenüberstellung beider Bilder liefert die qualitativ gleichen Verläufe. Bis auf den Lastparameter W , der bei Simon um den Faktor zwei größer ist, sind die verbleibenden dimensionslosen Parameter identisch.

Bei Al_2O_3 spiegelt sich in Bild 8.15 die zuvor bei Zirkonoxid beobachtete Abhängigkeit des Druckes vom Schlupf in viel ausgeprägter Weise wieder. Markant ist die in ihrer Höhe als auch Breite drastische Zunahme der Druckspitze mit steigender Drehzahldifferenz. Im Kontakteinlauf ergibt sich mit zunehmendem Schlupf ein zeitlich späterer sowie steilerer Anstieg des Druckes. Bemerkenswert ist, daß das Druckmaximum bei einer Drehzahldifferenz von $\Delta n = 200 \text{ min}^{-1}$ einen gegenüber reinem Rollen um über 30 % höheren Wert erreicht. Der Druckverlauf bekommt mit zunehmendem Schlupf mehr und mehr hydrodynamischen Charakter, der Steilabfall am Kontaktauslauf verläuft geringfügig flacher. Druckverläufe an Aluminiumnitrid unterscheiden sich aufgrund des geringfügig kleineren Elastizitätsmoduls im Vergleich zu Aluminiumoxid nur minimal im Betrag der Druckmaxima.

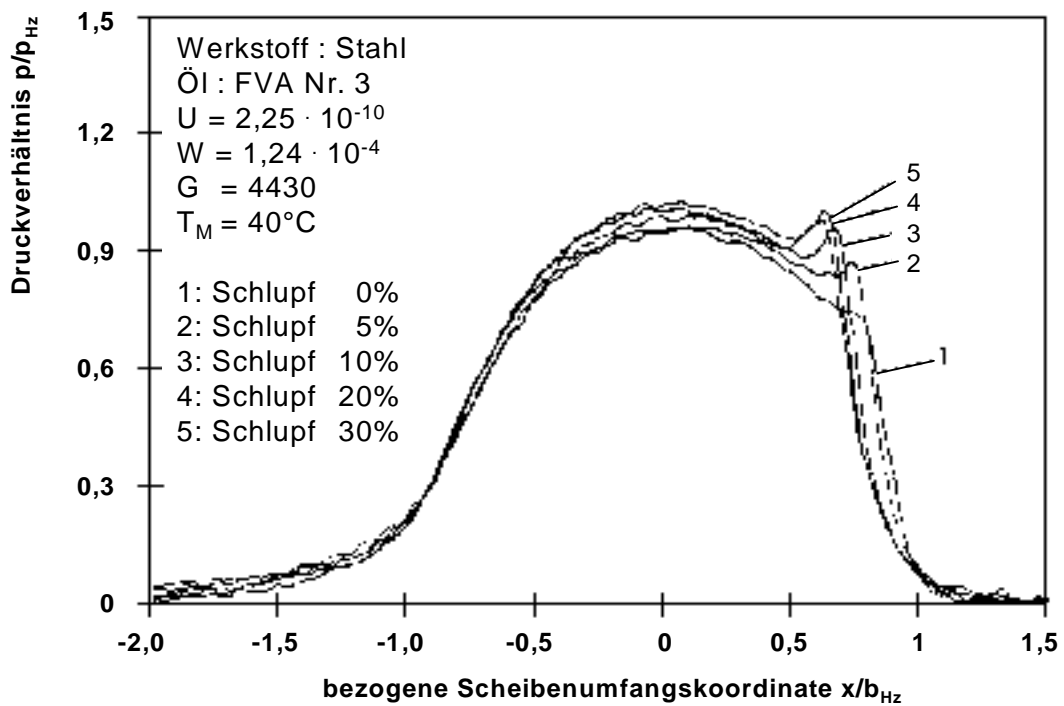
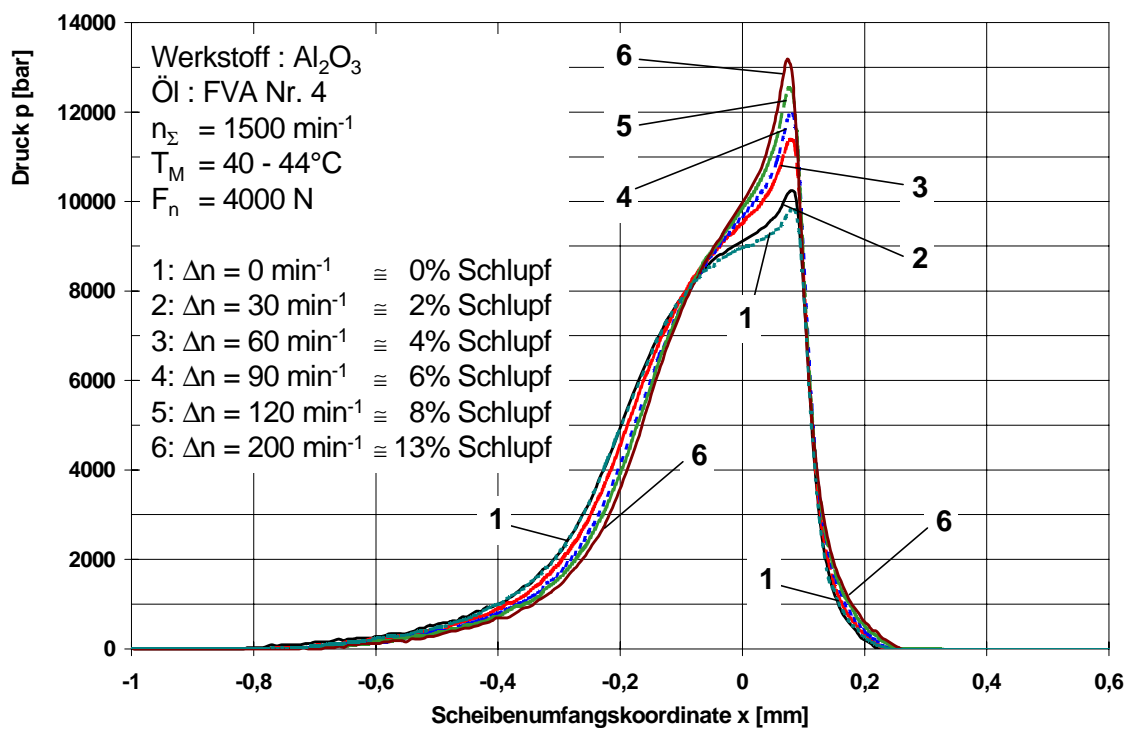


Bild 8.14: Einfluß des Schlupfes auf die Druckverteilung bei Stahl nach Simon [80]

Bild 8.15: Einfluß der Drehzahldifferenz Δn auf die Druckverteilung bei Aluminiumoxid

Abschließend sei bemerkt, daß ein verfälschender Einfluß des Temperaturkoeffizienten α_T des Aufnehmers auf die Druckmessung ausgeschlossen werden kann. Zum einen müßte sich das deutlich erhöhte Temperaturniveau im Kontaktauslauf in der Druckkurve mit einem wesentlich flacheren Druckabfall widerspiegeln, zum anderen erfolgt eine vollständige Temperaturkorrektur bei der Auswertung des Signals wie in Kapitel 7.2.3 beschrieben.

Zusammenfassung der Druckmessungen

Mit dem Öl FVA Nr.4 wurden Druckmessungen bei reinem Rollen bis zu einer maximalen Belastungskraft von 8000 N, bei Messungen mit Schlupf bis zu 6000 N durchgeführt. Die Aufnahme der Druckverteilungen erfolgte mit Dünnschichtsensoren aus aufgedampftem Manganin. Als Werkstoffe kamen Al_2O_3 , AlN, ZrO_2 und 42CrMo4 zum Einsatz.

Mit zunehmender Belastung entwickelt sich aus einer mit hydrodynamischen Charakter gekennzeichneten Druckverteilung ein immer deutlicher sich abzeichnender typischer EHD-Druckverlauf mit einer signifikanten zweiten Druckspitze. Unter Verwendung der zuvor genannten Werkstoffe gelang erstmalig der experimentelle Nachweis der Abhängigkeit des Druckverlaufes vom Bauteilwerkstoff. Über das neu entwickelte Korrekturverfahren zur Eliminierung des Temperatureinflusses bei Druckmessungen, konnte eine ausgezeichnete Übereinstimmung der aus dem Integral über der Druckverteilung errechneten Belastungskräfte mit den am Prüfstand eingestellten Belastungen erzielt werden. Der Einfluß der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit auf den Druckverlauf ist praktisch vernachlässigbar. Im Gegensatz dazu ist eine deutliche Abhängigkeit des Druckverlaufes vom Schlupf feststellbar. Diese ist um so ausgeprägter, je höher der Elastizitätsmodul des Werkstoffes ist.

8.3 Temperaturmessungen

Ziel der Temperaturmessungen war die Untersuchung der Auswirkungen des Bauteilwerkstoffes auf den Wärmehaushalt des stationären, linienförmigen EHD-Kontaktes. Alle Temperaturverläufe wurden mittels aufgedampfter Titanaufnehmer gemessen. Ein Fehler aufgrund des im Kontakt auftretenden hohen Druckes kann ausgeschlossen werden, da die im folgenden vorgestellten Temperaturkurven alle über das in Kapitel 7.2.3 beschriebene Korrekturverfahren vollständig druckkompensiert sind. Die Einstellparameter die bei den einzelnen Versuchen vorlagen, sind in den Bildern angegeben. Wie bei den Druckverläufen sind auch die Temperaturverläufe über der Scheibenumfangskoordinate x abgetragen. Ein Lagebezug zu den Druckkurven ist somit direkt möglich. Dargestellt ist

jeweils die gegenüber der Scheibenmassentemperatur T_M sich einstellende Temperaturerhöhung ΔT . Alle Versuche wurden mit dem Öl FVA Nr.4 durchgeführt.

Einfluß der Belastung

Bild 8.16 zeigt die gemessenen Temperaturverläufe für Zirkonoxid bei reinem Rollen und einer halben Summendrehzahl von 1000 min^{-1} sowie unterschiedlichen Belastungen.

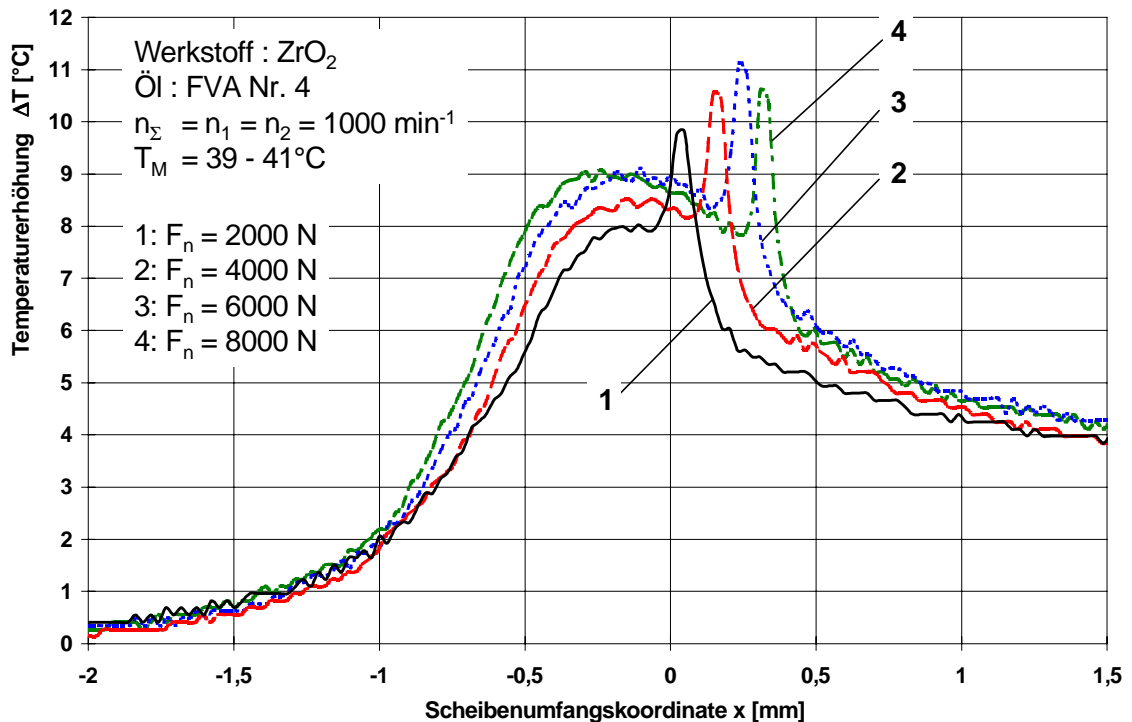


Bild 8.16: Einfluß der Normalkraft F_n auf die Verteilung der Temperaturerhöhung bei Zirkonoxid bei reinem Rollen

Bei reinem Rollen bewirkt die Rückströmung des Öls im konvergierenden Spalt vor dem Kontakt eine Scherbeanspruchung des Öls. Die hiermit erhöhte Energieumsetzung durch viskose Reibung hat eine deutliche Erwärmung des Schmieröls zur Folge. Dadurch bedingt nimmt, wie aus Bild 8.16 ersichtlich wird, die Temperatur im Gegensatz zu den in Kapitel 8.2 vorgestellten Druckverläufen schon weit vor Beginn des Druckanstiegs zu. Im Bereich des einsetzenden Druckes wird der Temperaturgradient größer. Dies ist auf die durch Rollreibung umgesetzte Wärmemenge und deren Abhängigkeit vom Druckgradienten (s. Gl.(4.32), Kapitel 4.7.2) zurückzuführen. Aus diesem Grund erreicht die Temperatur ihr Maximum an der Stelle, an der der ansteigende Druckverlauf seinen maximalen Druckgradienten aufweist. Vergleicht man die in Bild 8.9 dargestellten Druckverläufe mit den vorliegenden Temperaturkurven so wird dieser Zusammenhang augenscheinlich. Durch die im Kontakt vorherrschenden hohen Drücke kann es nach

Kuss [46] zu einer Verfestigung des Öls kommen. In diesem Falle beschreibt er das Öl als glasartigen Körper. Tritt dieser Effekt auf, so muß im parallelen Spalt der Geschwindigkeitsgradient bei reinem Rollen sehr klein werden bzw. verschwinden. Es findet dadurch keine weitere Aufheizung des Kontaktes durch innere Reibung im Schmiermedium mehr statt; die Wärme fließt wieder an die Kontaktpartner zurück. Dies führt nach Durchschreiten des Temperaturmaximums zu einem Rückgang der Temperatur. Ausgeprägter stellt sich dieser Sachverhalt bei Messungen mit Stahlkörpern aus 42CrMo4 dar (s. Bild 8.24). Messungen von Baumann [6, 7] bestätigen ebenfalls diesen Verlauf bei Kontaktpartnern aus Stahl, wie auch Bild 8.29 zu erkennen gibt.

Ein Kompressionseinfluß kann aufgrund der vorliegenden Abkühlung vernachlässigt werden. Dieser Einfluß tritt nach Kirschner [39] erst bei viel höheren Drücken ($p > 20$ kbar) und/oder niedrigviskoserem Ölen zu Tage. Die am Kontaktauslauf vorliegende Einschnürung zwingt das verfestigte Öl aus Kontinuitätsgründen wieder zum Fließen, so daß dies aufgrund der extrem hohen Viskosität zu einem starken Temperaturanstieg führen muß. Dieser Anstieg äußert sich in den Temperaturverläufen durch das Auftreten einer deutlichen Temperaturspitze im Bereich der Spalteinschnürung. Durch die schlagartige Expansion des Öles am Kontaktauslauf wird dem Öl wieder Energie entzogen, so daß die Temperatur sehr schnell wieder abfällt. Nach dem Kontaktauslauf ist ein deutlich höheres Temperaturniveau gegenüber vor dem Kontakt vorhanden. Die Belastung hat, wie aus Bild 8.16 entnommen werden kann, nur einen relativ geringen Einfluß auf das Temperaturmaximum und die Temperaturspitze.

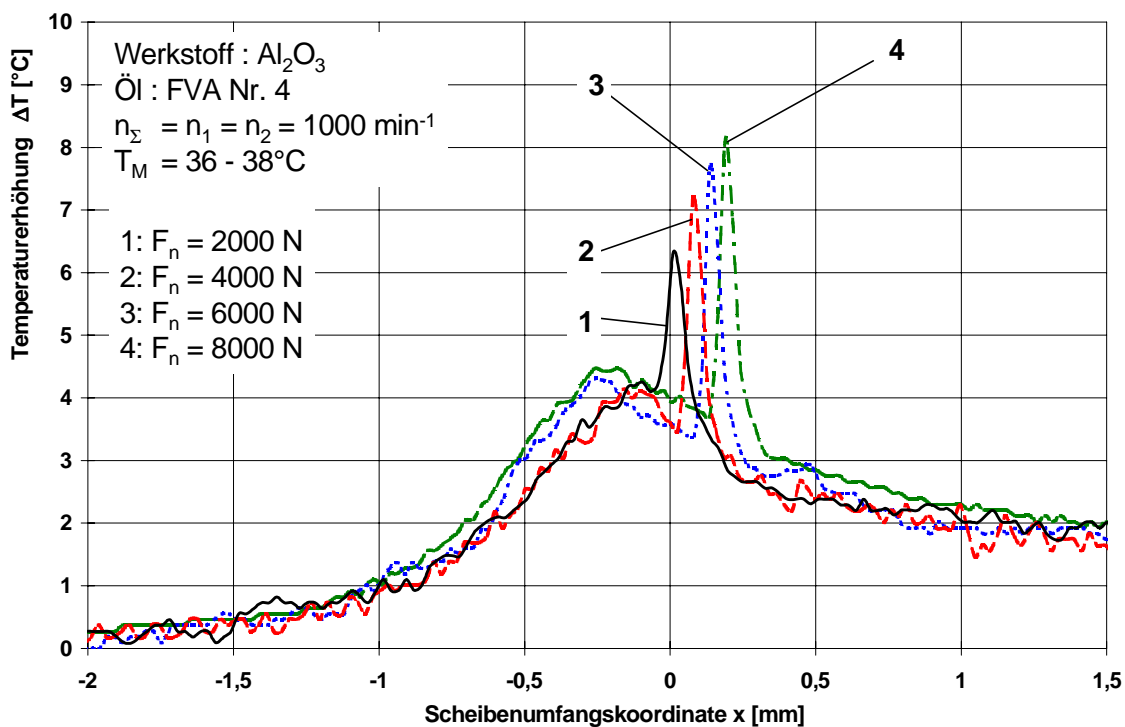


Bild 8.17: Einfluß der Normalkraft F_n auf die Verteilung der Temperaturerhöhung bei Aluminiumoxid bei reinem Rollen

Aluminiumoxid zeigt in Bild 8.17 im Vergleich zu Zirkonoxid gemäß Bild 8.16 ein deutlich niedrigeres Temperaturniveau im Kontakt sowie nach dem Kontaktende auf. Dies ist auch leicht verständlich, da die Wärmeleitfähigkeit der Aluminiumoxidkeramik gegenüber der von Zirkonoxid um den Faktor zehn höher ist. Die Wärmeabfuhr aus dem Kontakt erfolgt deutlich besser. Die Temperaturpeaks sind stärker und spitzer ausgeprägt. Eine Gegenüberstellung aller untersuchten Werkstoffe erfolgt auf Seite 106ff.

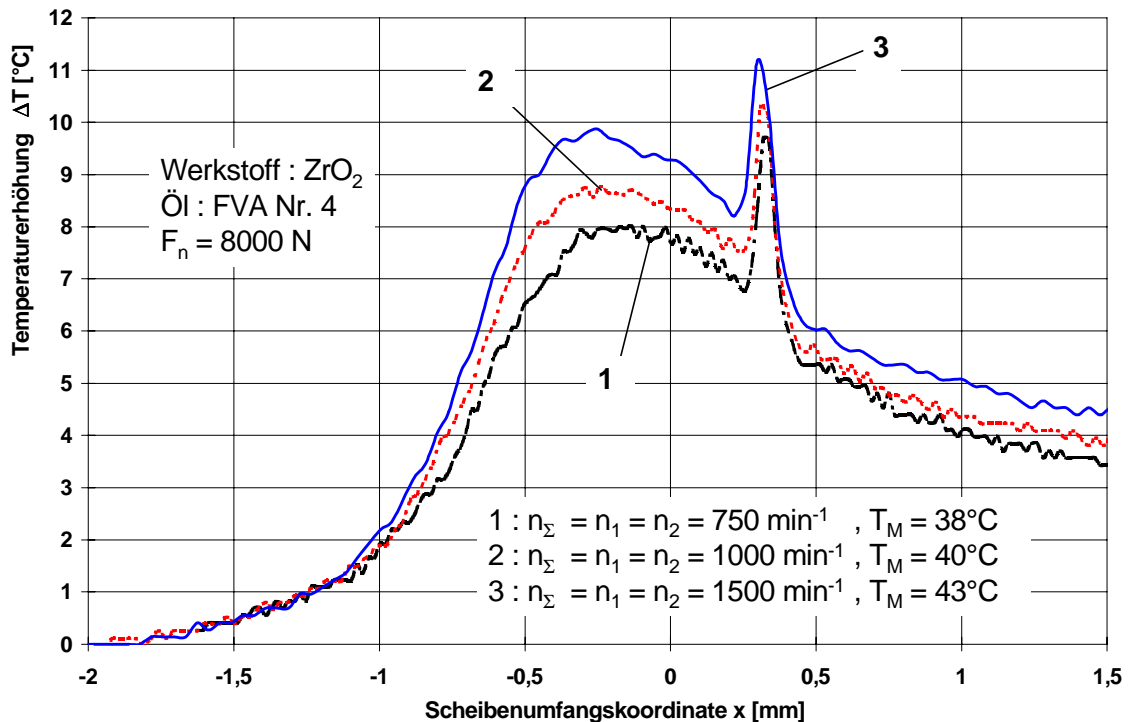


Bild 8.18: Einfluß der halben Summendrehzahl n_Σ auf die Verteilung der Temperaturerhöhung bei Zirkonoxid bei reinem Rollen

Einfluß der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit

Der Einfluß der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit äußert sich im Vergleich zu den Druckkurven deutlich im Temperaturverlauf. Exemplarisch für die anderen Werkstoffe sind in Bild 8.18 die für Zirkonoxid erhaltenen Temperaturverläufe für drei verschiedene halbe Summendrehzahlen bei reinem Rollen dargestellt. Die Belastungskraft betrug jeweils 8000 N.

Die mit der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit ansteigende Schmierfilmdicke äußert sich über Gl.(4.32) in Kapitel 4.7.2 mit einer Zunahme des Rollreibungsmomentes. Damit verbunden steigt der Anteil der im Kontakt umgesetzten Energie in Wärme. Wie aus Bild 8.18 ersichtlich wird, stellen sich dementsprechend für geringere Drehzahlen niedrigere Temperaturen ein. Mit zunehmender halber Summendrehzahl steigt im Kontakteinlauf die mit der Verdrängungsströmung verbundene Scherbeanspruchung des Öls. Die Temperatur steigt aus diesem Grund bei höheren Drehzahlen früher an. Das erste Tem-

peraturmaximum verschiebt sich leicht in Richtung Kontakteinlauf. Die Temperaturspitzen am Kontaktauslauf zeigen in ihrer Höhe keine Veränderung, lediglich die Basis der Spitze wird mit zunehmender halben Summendrehzahl breiter. Auch bei Aluminiumoxid sind, wie aus Bild 8.19 ersichtlich wird, die zuvor beschriebenen Feststellungen zu beobachten.

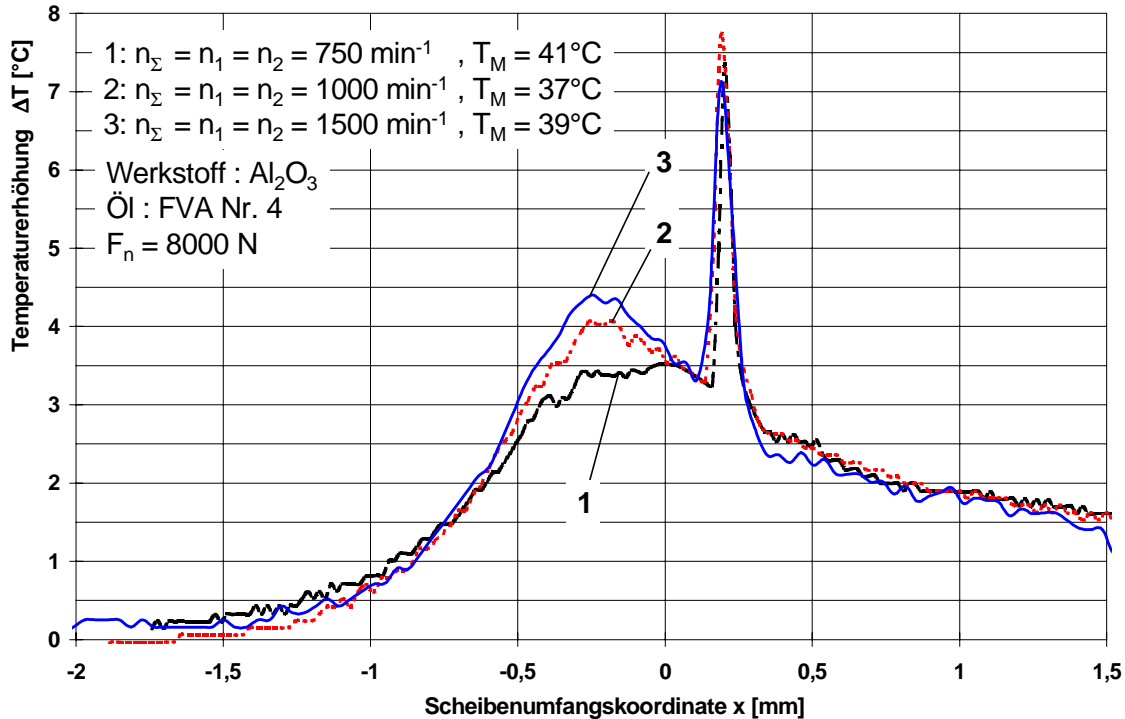


Bild 8.19: Einfluß der halben Summendrehzahl n_{Σ} auf die Verteilung der Temperaturerhöhung bei Aluminiumoxid bei reinem Rollen

Einfluß des Schlupfes

Wird der Rollbewegung zusätzlich Schlupf überlagert, so führt das im Gegensatz zum Zustand reinen Rollens auch im parallelen Spaltbereich zu einer Scherbeanspruchung des Schmiermediums. Die Temperatur steigt bei Schlupf um ein Vielfaches gegenüber der bei reinem Rollen an. Dieses Verhalten spiegelt sich deutlich in den für ZrO_2 (Bild 8.20) und Al_2O_3 (Bild 8.21) erhaltenen Temperaturkurven bei Schlupf wieder. Ausgehend von reinem Rollen bei einer halben Summendrehzahl von 1000 min^{-1} wurde die Drehzahldifferenz in Stufen bis auf 400 min^{-1} gesteigert. Die eingestellte Belastungskraft betrug in beiden Fällen 6000 N .

Wie sich zeigt, ist die Temperatur im Einlaufbereich sowohl bei ZrO_2 als auch bei Al_2O_3 praktisch unabhängig vom Schlupf. Erst ab dem Bereich beginnender Druckbeanspruchung, wo bei reinem Rollen etwa das erste Temperaturmaximum auftritt, steigt die Temperatur mit zunehmendem Schlupf rapide an. Der Temperaturanstieg erstreckt sich über

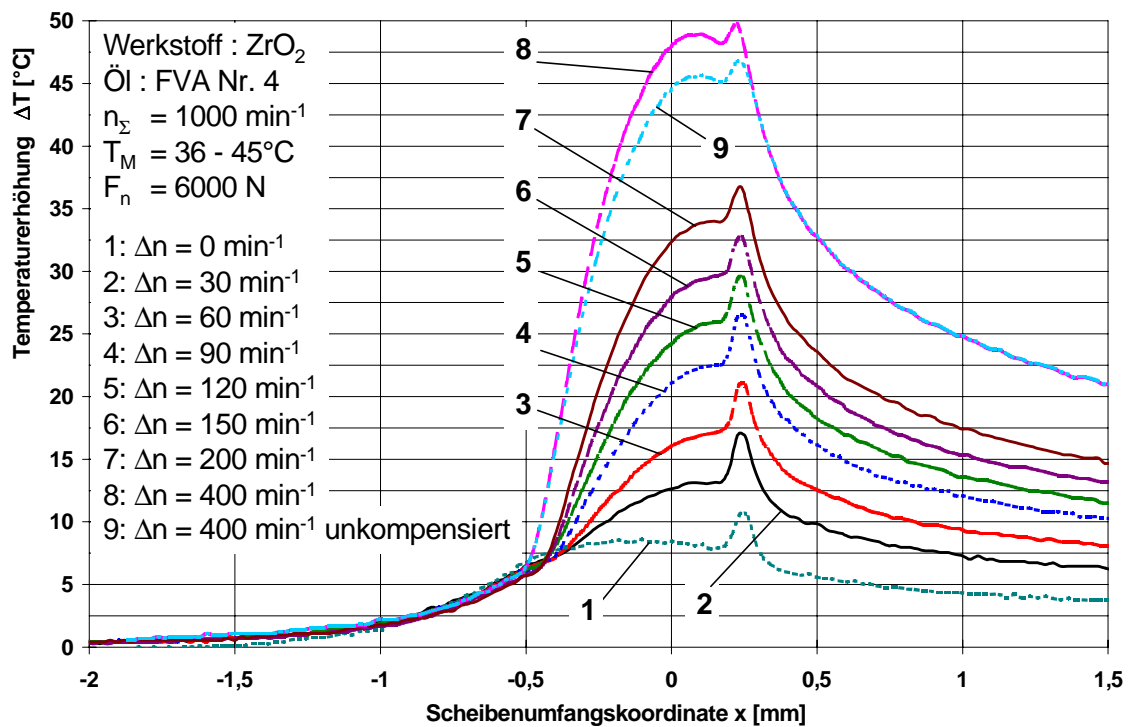


Bild 8.20: Einfluß der Drehzahldifferenz Δn auf die Verteilung der Temperaturerhöhung bei Zirkonoxid

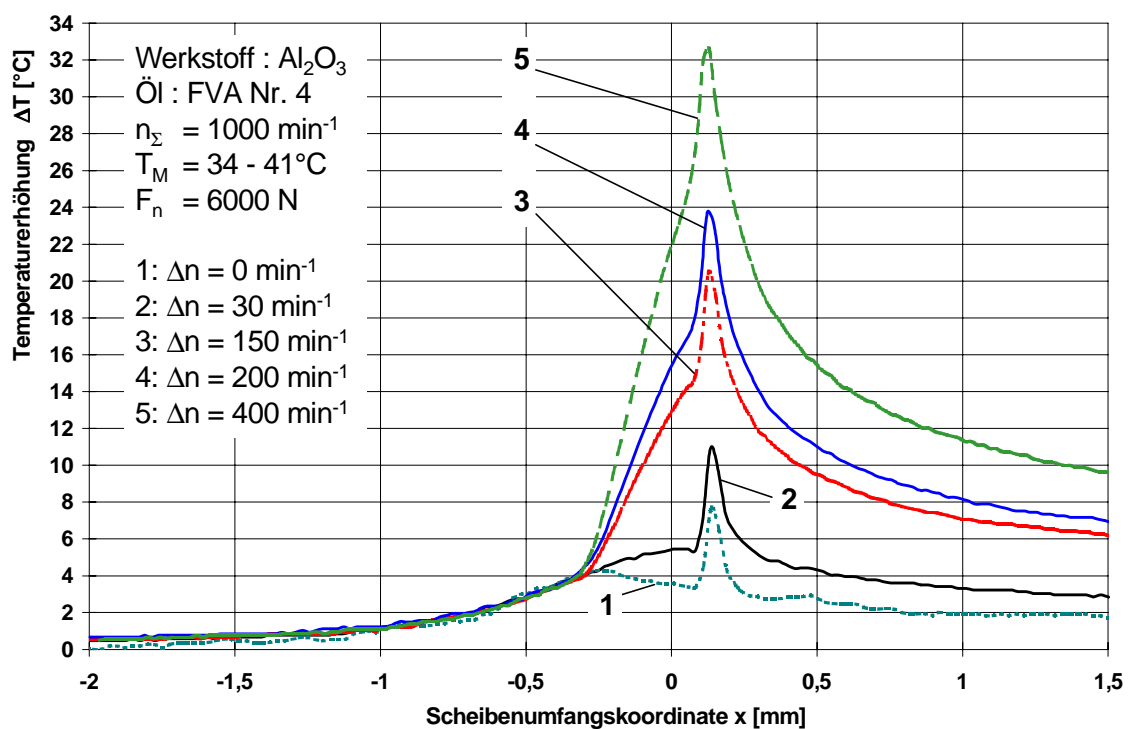


Bild 8.21: Einfluß der Drehzahldifferenz Δn auf die Verteilung der Temperaturerhöhung bei Aluminiumoxid

den gesamten Hochdruckbereich und fällt dann, an der Stelle wo auch der starke Druckabfall zu verzeichnen ist, steil ab. Wie schon bei reinem Rollen festgestellt wurde, ergeben sich bei Zirkonoxid aufgrund der deutlich schlechteren Wärmeleitfähigkeit gegenüber Aluminiumoxid wesentlich höhere Temperaturdifferenzen. Während bei Al_2O_3 bei Schlupf ein Temperaturverlauf mit nur einem Maximum auftritt, ergibt sich bei ZrO_2 bei hohen Schlupfwerten eine den Druckverläufen ähnliche mit einem zweiten Maximum versehene Verteilung der Temperaturerhöhung. Baumann [6] stellt für 16MnCr5 einen ähnlichen Temperaturverlauf bei Temperaturmessungen mit niedrigviskosen Ölen fest. Bei hochviskosen Ölen, wie dem Öl FVA Nr.4, entspricht der Verlauf dem von Aluminiumoxid. Dies legt die Vermutung nahe, daß bei Zirkonoxid aufgrund der starken Temperaturerhöhung bei Schlupf eine temperaturbedingte Viskositätserniedrigung zu einem Verhalten führen kann, wie es bei niedrigviskosen Ölen auftritt. Die dem Druckverlauf ähnlichen Temperaturkurven lassen somit die Schlußfolgerung zu, daß die Viskosität des Öls im Spalt sehr schnell dem Druck folgt. Relaxationserscheinungen des Öls können somit mit höchster Wahrscheinlichkeit ausgeschlossen werden. Die Höhe der im Bereich der Spalteinschnürung auftretenden Temperaturspitzen sind für beide Werkstoffe vom Schlupf nahezu unabhängig.

Im Falle von ZrO_2 ist in Bild 8.20 nochmals der Einfluß der Fehlerkorrektur auf das Temperatursignal bei $\Delta n = 400\text{min}^{-1}$ dargestellt. Der bei dieser Messung verwendete Aufnehmer besaß einen Druckfehlerkoeffizienten von $\beta_{Tp} = -3,89 \cdot 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C}/\text{bar}$. Bei der eingestellten Normalkraft ergibt sich theoretisch ein maximaler Hertzscher Druck von 8507 bar, so daß die gemessene Temperatur im Druckmaximum bei der Scheibenumfangskoordinate $x = 0$ um $3,31 \text{ }^\circ\text{C}$ zu niedrig ausfallen muß. Diese Abweichung kommt aus der Darstellung deutlich zur Geltung. Da die Korrektur nur über das gleichzeitig gemessene Drucksignal erfolgt, ist nach dem Steilabfall sowie vor dem Anstieg des Druckes keine Diskrepanz zwischen dem korrigierten und unkorrigierten Verlauf feststellbar.

Durch dieses Beispiel wird nochmals die hohe Genauigkeit der durchgeführten Fehlerkorrektur verdeutlicht.

In Bild 8.22 wird am Beispiel von 42CrMo4 bei einer Normalkraft von 6000 N der Einfluß der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit auf die Temperaturverteilungen bei Schlupf dargestellt. Betrachtet man die in Kapitel 8.1 in Bild 8.4 dargestellten Reibmomentverläufe, so ergeben sich bei höherer halben Summendrehzahl geringere Reibmomente aufgrund des durch den dickeren Schmierfilmes geringeren Schergefälles. Diese Feststellung äußert sich wie Bild 8.22 zeigt, in ihrer Wirkung auf die Temperaturerhöhungen im EHD-Kontakt. Man erkennt, daß bei kleinen als auch bei großen Drehzahldifferenzen die Temperatur mit fallender halben Summendrehzahl aufgrund der höheren Energieumsetzung im Kontakt ansteigt. Interessant ist zusätzlich die Feststellung, daß für alle drei Drehzahlen bei gleichen Schlupfeinstellungen die Temperatur auf den gleichen Wert im Kontaktauslauf abfällt. Diese Beobachtung wurde auch bei den anderen Werkstoffen gemacht.

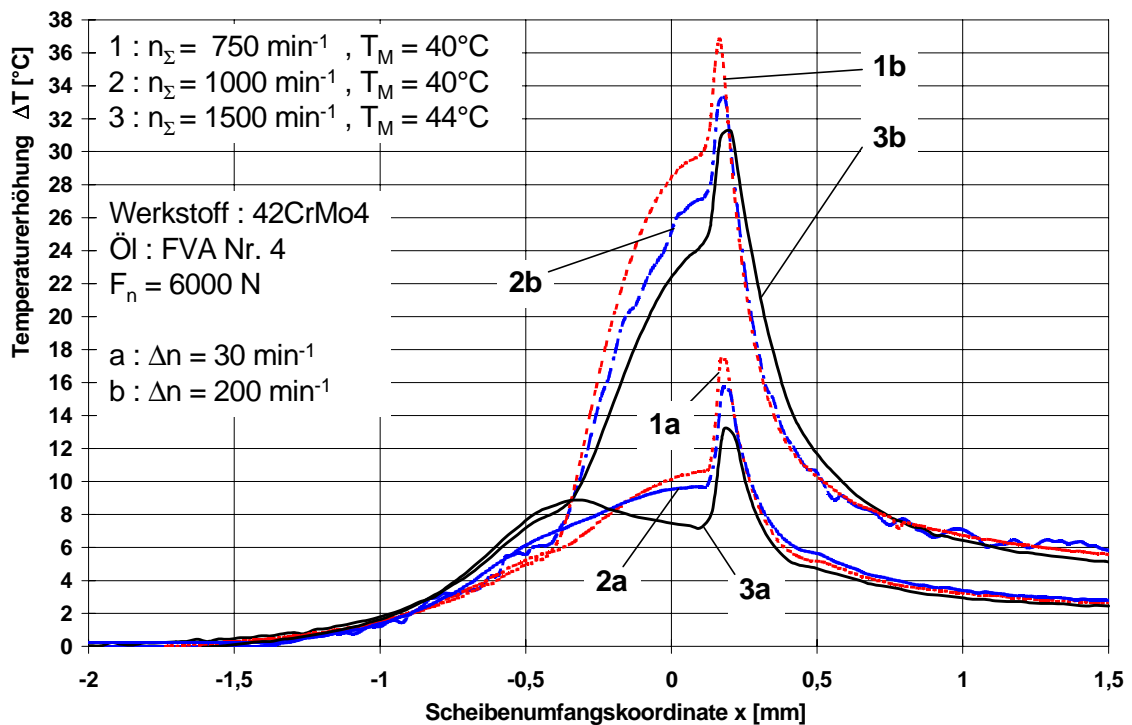


Bild 8.22: Einfluß der Drehzahldifferenz Δn auf die Verteilung der Temperaturerhöhung bei 42CrMo4 und unterschiedlichen halben Summendrehzahlen n_{Σ}

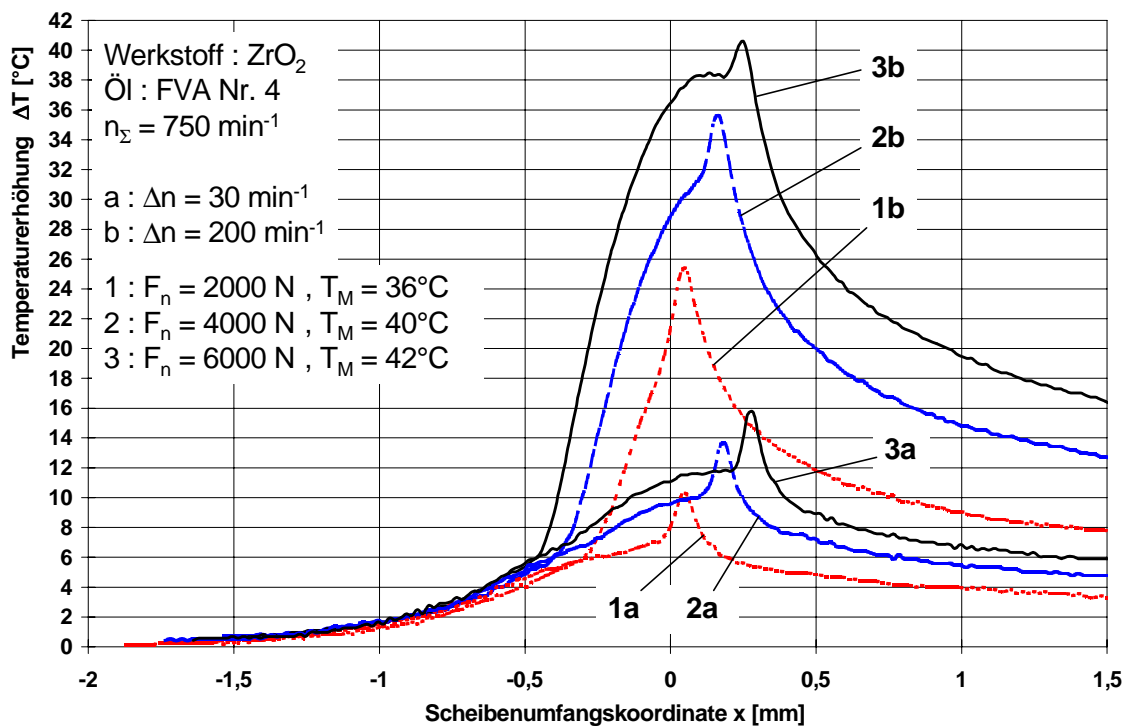


Bild 8.23: Einfluß der Drehzahldifferenz Δn auf die Verteilung der Temperaturerhöhung bei Aluminiumoxid und verschiedenen Normalkräften F_n

Abgeschlossen werden die Betrachtungen über den Schlupfeinfluß auf die Temperaturerhöhungen mit Bild 8.23. Die für ZrO_2 bei einer halben Summendrehzahl von 750 min^{-1} gewonnenen Temperaturverläufe sind für drei verschiedene Lasten bei zwei unterschiedlichen Drehzahldifferenzen dargestellt. Für gleiche Drehzahldifferenzen nehmen die Temperaturerhöhungen mit steigender Belastung zu. Die Temperaturzunahme ist mit ansteigendem Schlupf aufgrund der deutlich höheren Energieumsetzung im Kontakt in Reibungswärme wesentlich stärker ausgeprägt. Es ergeben sich dadurch stärkere Temperaturdifferenzen zwischen den einzelnen Belastungen bei hohen Schlupfwerten als dies bei niederen der Fall ist.

Einfluß des Werkstoffes

In den folgenden Bildern wird der Einfluß der Werkstoffe Aluminiumoxid, Aluminiumnitrid, Zirkonoxid und 42CrMo4 auf die Temperaturlausbildung im EHD-Kontakt sowohl bei reinem Rollen als auch bei Schlupf dargestellt. Aufgrund der für die Messungen mit Dünnschichtaufnehmern auf Stahlsubstraten notwendigen elektrischen Isolation, wurde auf die Scheibe aus 42CrMo4 eine ca. $2 \mu\text{m}$ dicke Aluminiumoxidschicht aufgesputtert. Die Messungen in Bild 8.24 und 8.26 wurden jeweils bei einer halben Summendrehzahl von 1000 min^{-1} durchgeführt. Die Druckverläufe die zu den bei reinem Rollen aufgezeichneten Temperaturkurven korrespondieren wurden schon in Bild 8.11 vorgestellt.

Wie aus Bild 8.24 ersichtlich wird, zeichnet sich eine klare Abhängigkeit der EHD-Temperaturerhöhung von den thermischen Eigenschaften der Werkstoffe ab. Wie erwartet, weist Zirkonoxid als kalorisch isolierender Werkstoff, bedingt durch die schlechte Wärmeabfuhr das höchste Temperaturniveau auf. Aluminiumnitrid dagegen mit der höchsten Wärmeleitfähigkeit das niedrigste. Unerwartet stellt sich der Verlauf der Temperaturerhöhung von 42CrMo4 dar. Obwohl dieser Werkstoff über eine bessere Wärmeleitfähigkeit gegenüber Al_2O_3 verfügt (s. Tabelle 5.1 auf Seite 39) stellen sich höhere Temperaturen in der Kontaktzone der Scheibenpaarung ein. Eine Erklärung findet sich mit der, auf die Stahlscheibe aufgetragenen Aluminiumoxidschicht zur elektrischen Isolation der Aufnehmer vom Substrat.

Wie schon in Kapitel 7.1.4 beschrieben, stellte Knauß [41] eine deutliche Diskrepanz zwischen den Wärmeleitfähigkeitswerten von gesputterten Al_2O_3 -Schichten gegenüber denen der Massivkeramik fest. Weist der für die Beschichtung zur Verfügung stehende Werkstoff als Massivmaterial eine Wärmeleitfähigkeit von $30 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ auf, so erreichen die damit erzielten Schichten lediglich Werte von nur $0,4 \dots 4,0 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. D.h., daß die wärmeisolierende Schichteigenschaft in ihrer Wirkung auf den EHD-Kontakt nicht mehr vernachlässigt werden kann. Es kommt somit zu einer Erhöhung des Temperaturniveaus im Schmierfilm.

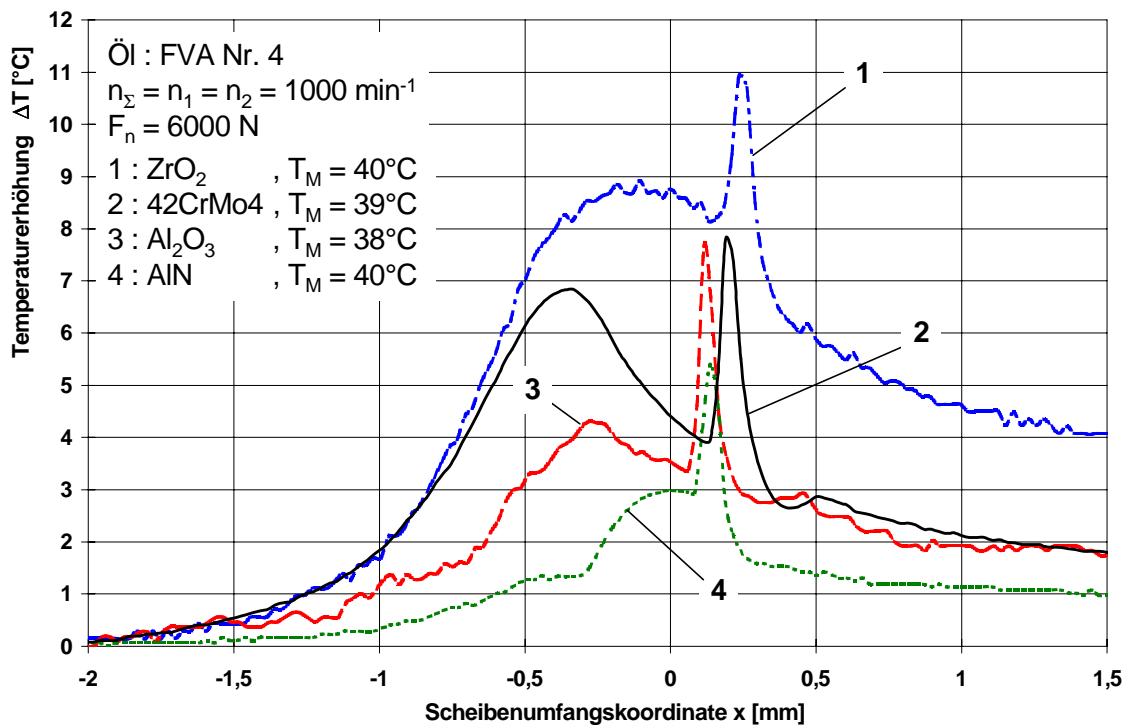


Bild 8.24: Einfluß unterschiedlicher Werkstoffe auf die Verteilung der Temperaturerhöhung bei reinem Rollen

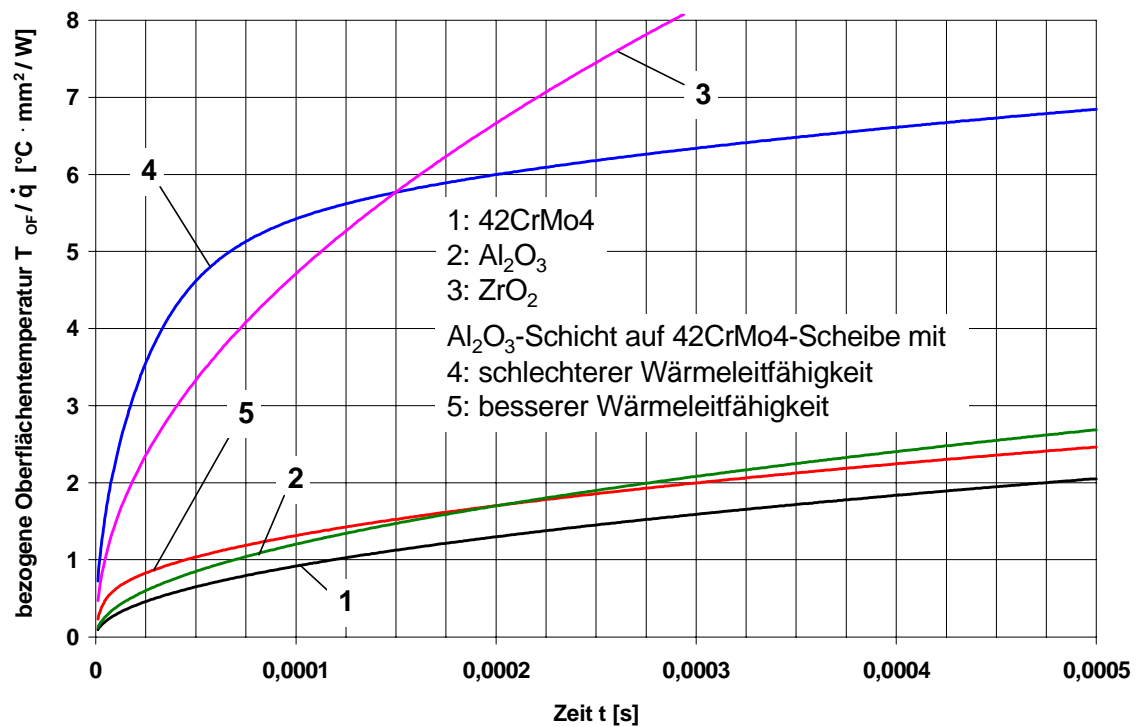


Bild 8.25: Berechnete, auf die Wärmeflußdichte \dot{q} bezogene Oberflächentemperatur T_{OF} verschiedener beschichteter und massiver Werkstoffe in Abhängigkeit von der Aufheizzeit t

Da bisherige Untersuchungen den Vergleich von EHD-Temperaturverläufen zwischen beschichteten und unbeschichteten Materialien nicht zum Gegenstand hatten, wird hiermit die von Knauß getroffene Aussage zum erstenmal experimentell bestätigt.

Zu einer genaueren Betrachtung dieses Sachverhaltes sind in Bild 8.25 die auf die Wärmeflußdichte \dot{q} bezogenen Oberflächentemperaturen T_{OF} verschiedener Werkstoffe in Abhängigkeit von der Aufheizzeit t dargestellt. Die Kurven wurden unter der Annahme eines einseitig unendlich ausgedehnten Körpers mit einer Isolationsschicht für die beschichtete Scheibe, ohne Isolationsschicht für die anderen Werkstoffe berechnet. Hierbei wurde von einer konstanten Wärmeflußdichte ausgegangen. Die dazu notwendigen Berechnungsgleichungen sind im Anhang aufgeführt. Neben den Verläufen für 42CrMo4 und dem beschichteten Stahlkörper sind auch die für massives Al_2O_3 und massives ZrO_2 eingetragen. Die Temperatur-Zeit-Abhängigkeit des mit Aluminiumoxid beschichteten Körpers ist sowohl für den schlechtesten als auch den besten Wert der in Tabelle 7.1 auf Seite 72 angegebenen Wärmeleitfähigkeitswerte abgebildet.

Man erkennt, daß sich für die Beschichtung mit dem schlechten Wärmeleitfähigkeitswert für Aufheizzeiten bis etwa $1,5 \cdot 10^{-4}s$ eine höhere Temperatur an der Oberfläche einstellt, als dies für ZrO_2 der Fall ist und mit fortschreitender Zeit deutlich flacher verläuft. Für die Beschichtung mit dem besseren Wert ergeben sich zu Beginn geringfügig höhere Temperaturen als für die massive Al_2O_3 -Keramik, dafür aber deutlich niedrigere im Vergleich zu ZrO_2 . Nach etwa $2 \cdot 10^{-4}s$ gleicht sich der Wert dem von Aluminiumoxid an und unterschreitet diesen mit zunehmender Aufheizdauer. Für die in Bild 8.24 dargestellte Temperaturerhöhung ergibt sich mit den angegebenen Versuchsparametern eine Durchlaufzeit durch den Kontakt von etwa $1,5 \cdot 10^{-4}s$. Vergleicht man nun den gemessenen Verlauf der Temperaturerhöhung einer mit Al_2O_3 -Schicht versehenen 42CrMo4-Scheibe aus Bild 8.24 mit den in Bild 8.25 über der Zeit abgetragenen Oberflächentemperaturen, so liegt das Temperaturverhalten der beschichteten Scheibe genau innerhalb der durch Kurve 4 und 5 gesetzten Grenzen.

Aufgrund der bislang angestellten Überlegungen läßt sich nun die Temperaturerhöhung aus Bild 8.24 erklären. Im Einlaufbereich erfährt die mit Aluminiumoxid beschichtete Scheibe die gleiche Aufheizung wie diejenige aus massiver ZrO_2 -Keramik. Mit fortschreitender Kontaktdurchquerung kommt jedoch immer mehr der Werkstoffeinfluß des Grundmaterials (42CrMo4) mit der besseren Wärmeleitfähigkeit zu Tragen. Die Wärme wird nun besser abgeführt und der Temperaturverlauf kann dem von Zirkonoxid nicht mehr folgen. Das erste Temperaturmaximum erreicht dadurch niedrigere Werte als bei Zirkonoxid. Nach der Zwischenabkühlung und dem Durchschreiten der Temperaturspitze gleicht sich das Temperaturniveau in der Abkühlphase nach dem Kontaktauslauf dem von Aluminiumoxid an, bzw. erreicht für lange Abkühlzeiten das des unbeschichteten Stahlkörpers.

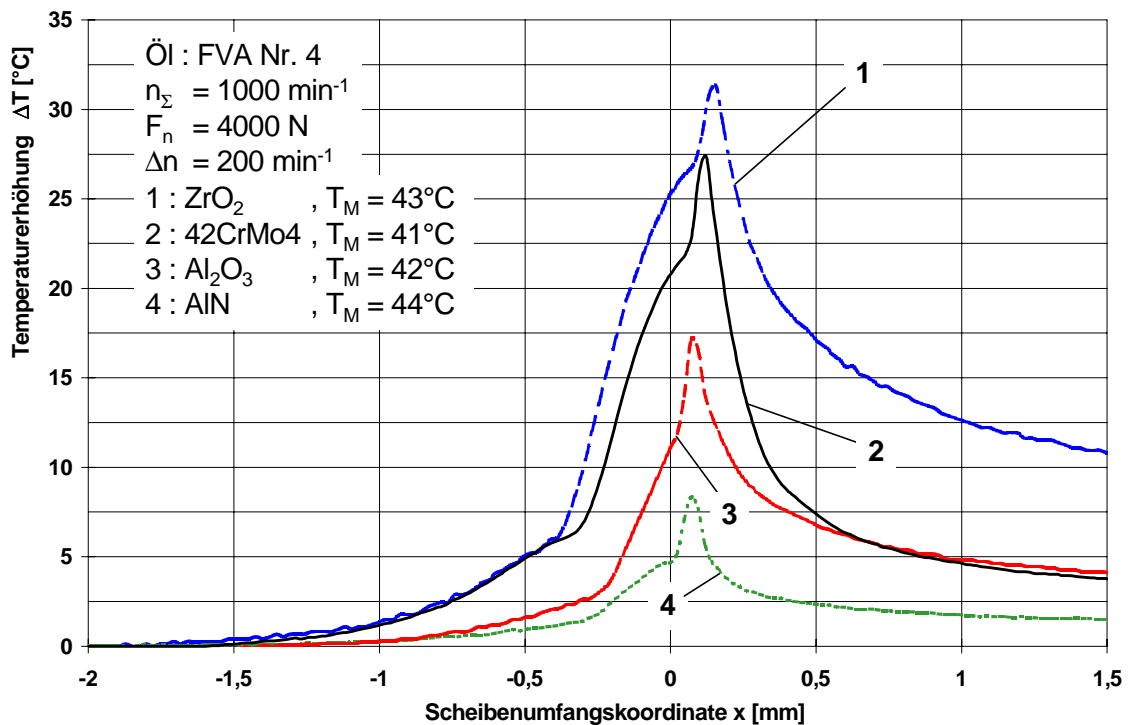


Bild 8.26: Einfluß unterschiedlicher Werkstoffe auf die Verteilung der Temperaturerhöhung bei einer Drehzahldifferenz $\Delta n = 200 \text{ min}^{-1}$

Die in Bild 8.26 bei Messungen mit Schlupf dargestellten Temperaturerhöhungen bestätigen die zuvor getroffenen Aussagen. Auch hier sind die Temperaturen der beschichteten Scheibe und von ZrO₂ im Einlaufbereich identisch. Mit einsetzender Druckbeanspruchung, d.h. mit zunehmender Energieumsetzung und Aufheizung im Kontakt durchdringt die sich ausbildende Temperaturgrenzschicht die Isolationsschicht und der darunter liegende Stahlkörper kann sich erwärmen; die Temperaturverläufe weichen voneinander ab. Im Auslauf des Kontaktes gleicht sich das Temperaturniveau des beschichteten Körpers wieder dem von Aluminiumoxid an bzw. unterschreitet dieses leicht.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß aufgesputterte Schichten in der Größenordnung von 0,1 - 0,2 μm , wie sie als Deckschichten über den Aufnehmern Verwendung finden, bei Temperaturmessungen als vernachlässigbar angesehen werden können. Dies bestätigen auch die dazu durchgeführten Untersuchungen von Baumann [6] und Knauß [41]. Werden jedoch zum Zwecke der elektrischen Isolation dickere Schichten von mehr als 1 μm eingesetzt, muß damit gerechnet werden, daß die wärmeisolierende Schichteigenschaft in ihrer Wirkung auf den EHD-Kontakt nicht mehr vernachlässigt werden kann. Ohne die genaue Kenntnis der kalorischen Größen des Schichtmaterials sind dadurch nur bedingt Rückschlüsse auf das tatsächlich vorhandene Temperaturverhalten des unbeschichteten Körpers zu ziehen.

Wie die Untersuchung ergab, dürften die Temperaturerhöhungen der beschichteten Prüfscheibe vor allem im Bereich des Einlaufes von der, der unbeschichteten abweichen.

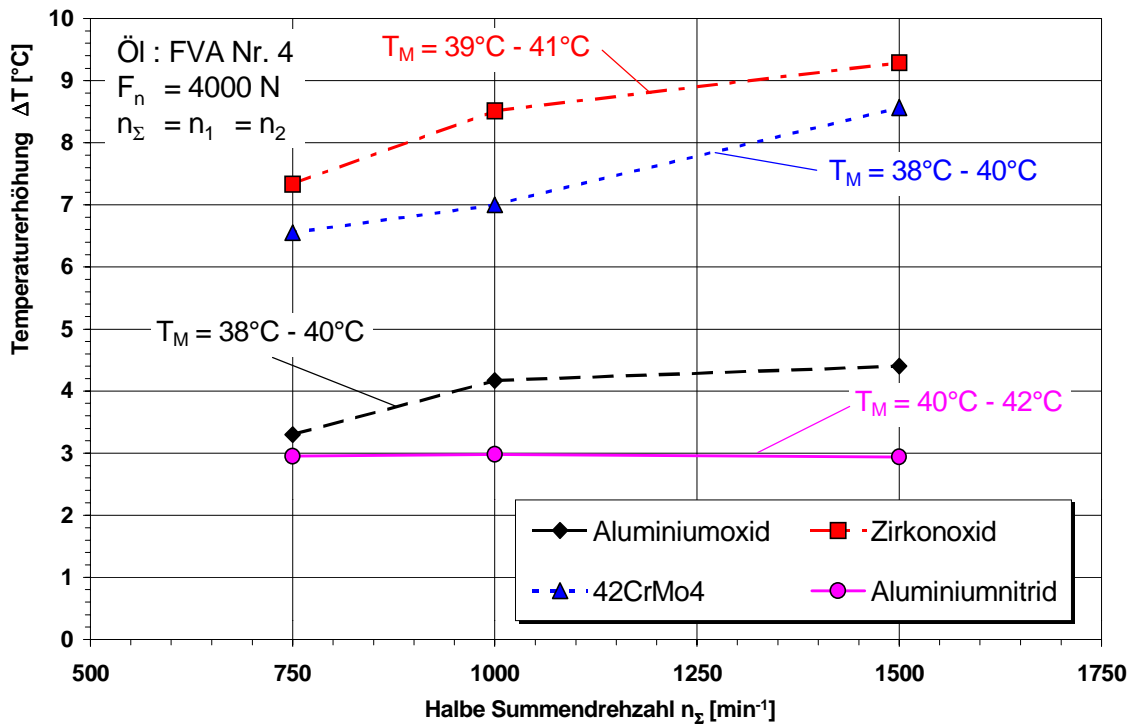


Bild 8.27: Vergleich der ersten Maxima der Temperaturerhöhungen verschiedener Werkstoffe bei reinem Rollen in Abhängigkeit von unterschiedlichen halben Summendrehzahlen n_Σ

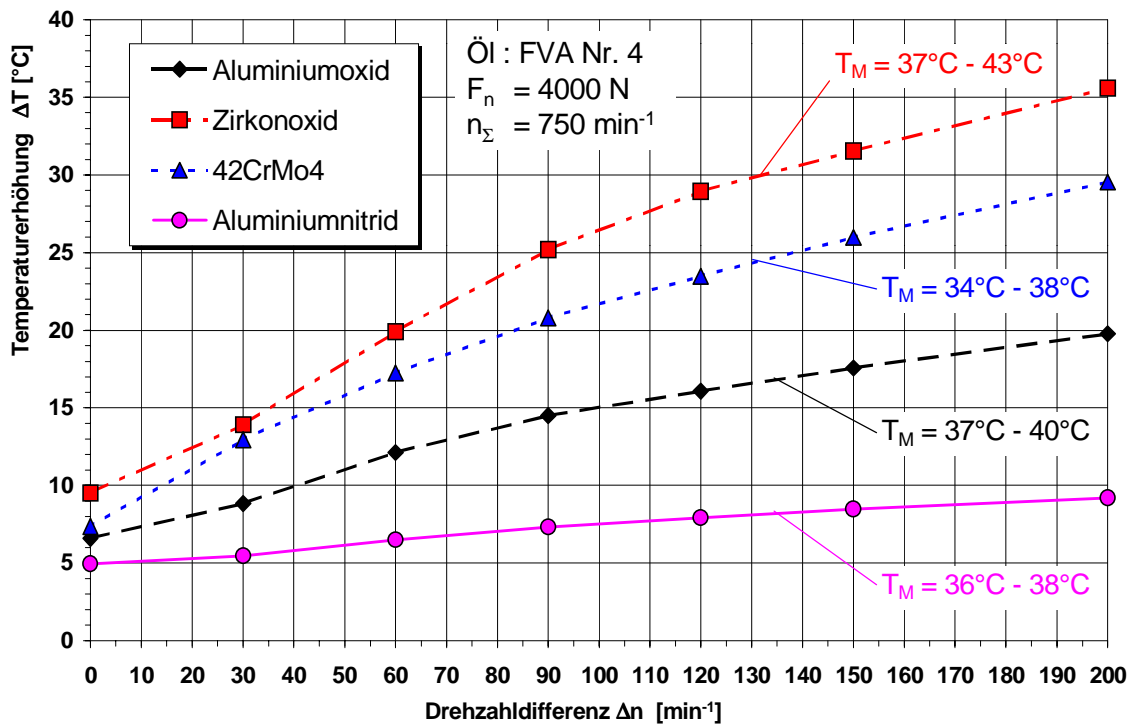


Bild 8.28: Vergleich der absoluten Maxima der Temperaturerhöhungen verschiedener Werkstoffe in Abhängigkeit von unterschiedlichen Drehzahldifferenzen Δn

Das im Vergleich zu den anderen Werkstoffen bei 42CrMo4 beobachtete starke Abkühlverhalten nach Durchschreiten des Temperaturmaximums müßte, aufgrund der normalerweise niedrigeren Aufheizung des unbeschichteten Körpers flacher verlaufen. Auch bei Baumann wurde eine ausgeprägte Abkühlung in der Hertzschen Zone des Kontaktes bei Temperaturmessungen unter reinem Rollen festgestellt (s. Bild 8.29), was auf den oben erwähnten Sachverhalt schließen läßt.

Abgeschlossen werden die Betrachtungen bezüglich des Bauteilwerkstoffes mit den in Bild 8.27 und 8.28 dargestellten Diagrammen. In Bild 8.27 sind die ersten Maxima der Temperaturerhöhungen aller untersuchten Werkstoffe bei reinem Rollen und einer Belastung von 4000 N über der halben Summendrehzahl abgetragen. Aluminiumnitrid mit der besten Wärmeleitfähigkeit zeigt bei reinem Rollen mit steigender halben Summendrehzahl praktisch keine Temperaturänderung auf. Das Temperaturniveau ist gegenüber allen anderen Werkstoffen am niedrigsten. Bei Aluminiumoxid ist über dem abgedeckten Drehzahlbereich ein Anstieg der Temperaturmaxima um etwa 1,2°C zu verzeichnen. Bei Zirkonoxid und 42CrMo4 beträgt der Anstieg ca. 2°C. Bei ZrO₂ stellen sich aufgrund der schlechten Wärmeleitfähigkeit wie erwartet die höchsten Temperaturen ein. Bei 42CrMo4 ist deutlich wieder der Einfluß der Isolationsschicht festzustellen.

Bild 8.28 zeigt die absoluten Maxima der Temperaturerhöhungen die bei Schlupf im Kontakt der Werkstoffe auftraten. Auch hier zeigt sich die gleiche Abstufung der Werkstoffe hinsichtlich ihrer thermischen Eigenschaften. Mit zunehmendem Schlupf, d.h. mit steigender Energieumsetzung im Kontakt gewinnt der Werkstoffeinfluß sehr stark an Bedeutung.

Vergleich der eigenen Messung mit einer Messung von Baumann [6]

Die in Bild 8.29 dargestellten Temperaturverläufe sind sowohl bei der gleichen halben Summendrehzahl als auch bei reinem Rollen aufgezeichnet worden. Das verwendete Öl war in beiden Fällen das Öl FVA Nr.4. Lediglich die Massentemperaturen der Scheiben waren voneinander verschieden. Die der Scheibe von Baumann war um 12°C höher. Bei dem direkten Vergleich beider Temperaturverläufe ergibt sich eine überaus gute Übereinstimmung in der Lage des ersten Temperaturmaximums und der Temperaturspitze. Auch im qualitativen Verlauf sind sich beide Kurven sehr stark ähnlich. Die charakteristischen Merkmale, wie die relativ starke Abkühlung im hochbelasteten Hertzschen Bereich sowie die aufgrund der Expansion des Öls im Kontaktauslauf entstehende leichte Unterkühlung sind in beiden Fällen festzustellen. Ein Unterschied ergibt sich lediglich in der Höhe der Temperaturverläufe.

Nach Baumann [6] kann dieser Sachverhalt auf die relativ starke Diskrepanz in den Scheibenmassentemperaturen der beiden Temperaturverläufe zurückzuführen sein. Er weist mit Hilfe eines Versuches nach, daß sich die Höhe der Scheibenmassentemperatur sehr stark auf die Temperaturverteilung im elastohydrodynamischen Kontakt auswirkt.

So kann sich bei sonst identischen Bedingungen ($F_n = 8000 \text{ N}$, $n_1 = n_2 = 1450 \text{ min}^{-1}$), bei einer Differenz der Massentemperaturen um 13°C , durchaus ein Unterschied von über 2°C einstellen, der das höhere Temperaturniveau der eigenen Messung gegenüber der Messung von Baumann begründen kann. Ein weiterer wichtiger Punkt der eine direkte quantitative Vergleichsmöglichkeit erschwert ist, wie bereits im Abschnitt zuvor diskutiert, der Einflußfaktor der Isolationsschicht. Die etwas langsamere Abkühlung nach dem Kontaktauslauf kann hiermit auf eine schlechtere Wärmeleitfähigkeit der Aluminiumoxid-schicht im Vergleich zu der von Baumann verwendeten Quarzglasschicht (SiO_2) zurückzuführen sein. Zusammenfassend kann jedoch gesagt werden, daß unter Berücksichtigung der oben genannten Aspekte eine gute Übereinstimmung beider Messungen besteht.

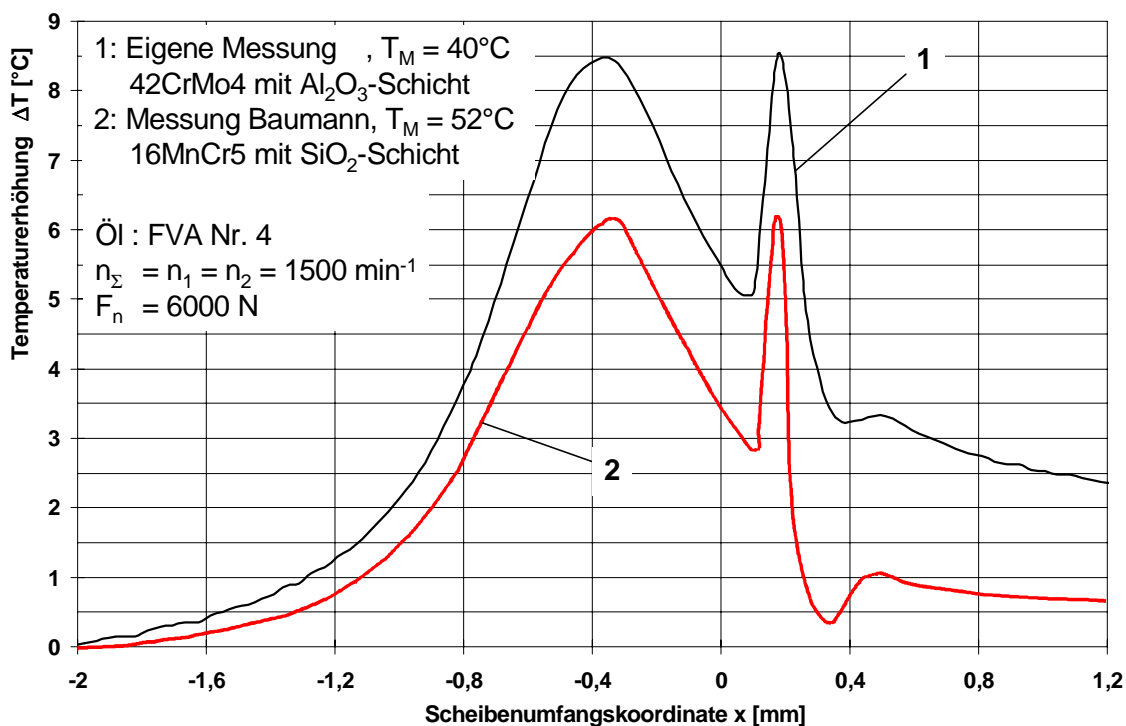


Bild 8.29: Vergleich des Verlaufs der Temperaturerhöhung einer eigenen Messung mit der einer Messung von Baumann [6]

Zusammenfassung der Temperaturmessungen

Mit dem Öl FVA Nr.4 wurden Temperaturmessungen bei reinem Rollen bis zu einer maximalen Belastungskraft von 8000 N durchgeführt. Aufgrund der Versagensgefahr der Aufnehmer bei Schlupfmessungen wurde hier die Obergrenze der Belastung auf 6000 N gesetzt. Alle Dünnschichtaufnehmer bestanden aus einer aufgedampften Titanschicht. Über die in Kapitel 7.2.3 vorgestellte Korrekturrechnung erfolgte eine vollständige Druckkompensation der Temperaturverläufe.

Im Gegensatz zu den gemessenen Druckverteilungen nehmen die Temperaturen schon weit vor Beginn des Druckanstieges zu. Dies ist auf die Verdrängungsströmung des zu-

geführten Öls und der damit verbundenen Aufheizung durch Scherung des Schmierstoffes zurückzuführen.

Bei reinem Rollen tritt das erste Temperaturmaximum im Bereich des höchsten Druckgradienten zu Beginn der Kontaktzone auf. Danach fällt die Temperatur wieder ab, bis diese an der Stelle der Spalteinschnürung, bedingt durch die dort stark auftretende viskose Reibung einen raschen Zuwachs erfährt. Die Temperaturverteilungen zeigen an dieser Stelle eine stark ausgeprägte Temperaturspitze auf. Die bei reinem Rollen auftretende Maximaltemperatur steigt mit wachsender Drehzahl und Belastungskraft.

Mit zunehmendem Schlupf erfährt die Temperatur in der Zone Hertzscher Druckverteilung eine überaus deutliche Zunahme gegenüber bei reinem Rollen. Das erste Temperaturmaximum verlagert sich mit zunehmendem Schlupf in Richtung der Temperaturspitze. Die Temperatur steigt bei Schlupf ebenfalls mit der Belastung. Mit Erhöhung der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit sinkt im Vergleich zum Zustand reinen Rollens das Temperaturniveau im Kontakt.

Deutlich ist der Einfluß des Bauteilwerkstoffes auf die Temperaturousbildung im EHD-Kontakt festzustellen. Werkstoffe mit kalorisch isolierenden Eigenschaften führen generell zu höheren Kontakttemperaturen. Der Einfluß von Isolationsschichten auf die Temperaturverteilung im EHD-Kontakt konnte experimentell nachgewiesen werden.

Der Vergleich zwischen einer eigenen Messung und einer von Baumann [6] zeigt eine gute Übereinstimmung.

8.4 Schmierfilmdickenmessungen

Mit kapazitiven Dünnschichtaufnehmern aus aufgedampften Kupfer wurden Schmierfilmdickenmessungen durchgeführt. Die den Messungen zugrunde liegende Belastungskraft belief sich bei Messungen unter reinem Rollen zwischen 2000 N und 6000 N. Versuche bei Schlupf wurden aufgrund der hohen Versagensgefahr der Aufnehmer im Bereich der Kantenpressung der Gegenscheibe ausschließlich bei 4000 N gefahren. Wie auch in den zuvor aufgeführten Kapiteln wurde auch hier der Verlauf der Schmierfilmdicke über der Scheibenumfangskoordinate x abgetragen. Für sämtliche Versuche stand das Öl FVA Nr.4 zur Verfügung.

Einfluß der Belastung, des Bauteilwerkstoffes und der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit

Die folgenden Bilder zeigen den Einfluß der Belastung und des Bauteilwerkstoffes auf die Schmierfilmdickenausbildung. Die nach der Theorie über Gl.(4.19) und Gl.(4.21) errechneten minimalen Schmierfilmdicken sind in den Bildern grau unterlegt. Hierbei liegen die

in den Diagrammen angegebenen Randbedingungen der Berechnung zugrunde. Bei der Auswertung aller Kurven wurde die vom Druck und der Temperatur abhängige Dielektrizitätszahl berücksichtigt (s.a. Kapitel 7.2.3).

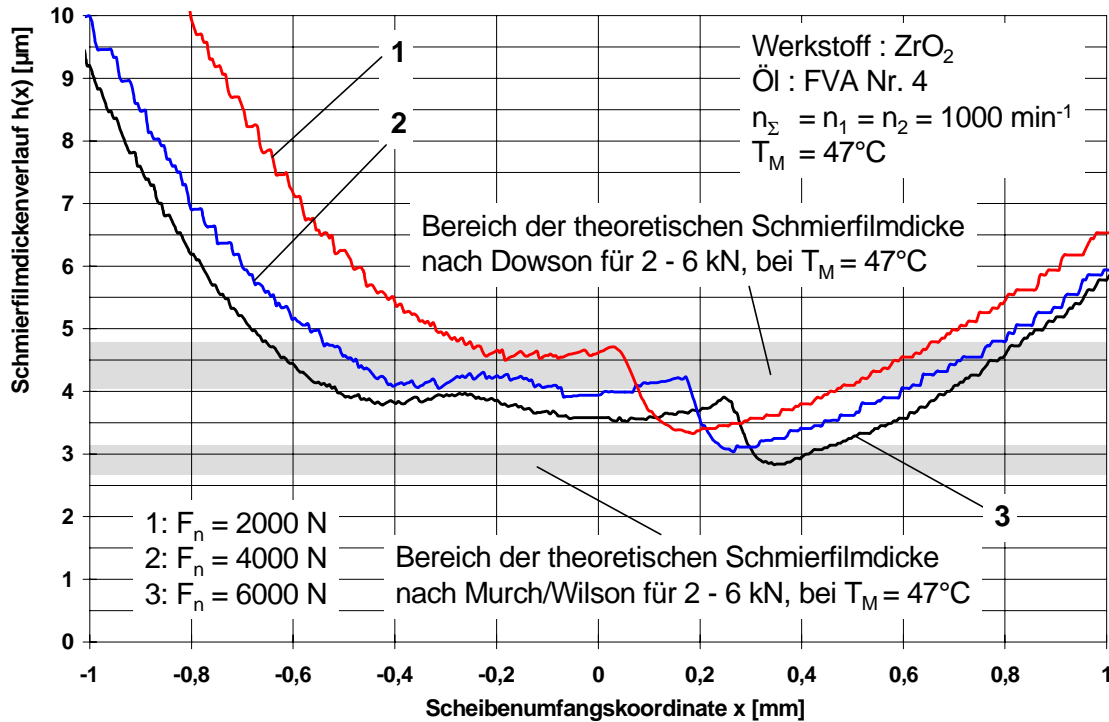


Bild 8.30: Einfluß der Normalkraft F_n auf den Schmierfilmdickenverlauf $h(x)$ bei Zirkonoxid

Die in Bild 8.30 für ZrO_2 gezeigten Schmierfilmdickenverläufe sind bei reinem Rollen und einer halben Summendrehzahl von 1000 min^{-1} aufgezeichnet worden. Über die in Kapitel 4.2 in Gl.(4.2) vorgestellte Reynoldssche Differentialgleichung läßt sich der Verlauf der Schmierfilmdicke in Bild 8.30 beschreiben. Die Differentialgleichung ist hierzu in umgeformter Schreibweise nochmals angegeben:

$$\frac{1}{12} \cdot \frac{2}{u_1 + u_2} \cdot \frac{1}{\eta} \cdot \frac{dp}{dx} = \frac{h(x) - h_m}{h(x)^3} \quad (8.3)$$

Über die Zustandsgleichung des Schmiermittels ergibt sich ein schnelleres Anwachsen der Viskosität gegenüber dem Druck oder dem Druckgradienten dp/dx . Gleichzeitig wird, wie die Druckverläufe zeigen, mit zunehmendem Druck der Druckgradient in der Hertzischen Zone schnell kleiner. Die Folge ist, daß $h(x) - h_m$ über einen weiten Bereich sehr kleine Werte annimmt. Es kommt zu einer parallelen Spaltausbildung, wie die gemessenen Schmierfilmdickenverläufe deutlich zeigen.

Geht man von einer Hertzschen Druckverteilung in der Kontaktmitte aus, so wird nach Durchschreiten des Maximums der Druckgradient negativ. Dies bewirkt, daß $h(x) < h_m$ werden muß. Aus Kontinuitätsgründen verengt sich der Spalt und es kommt zu einer Einschnürung des Kontaktes. Diese Spalteinschnürung wandert wie aus Bild 8.30 ersichtlich wird mit abnehmender Belastung in Richtung Kontaktmitte und flacht minimal ab.

Die Höhe der minimalen Schmierfilmdicke ändert sich aufgrund der Belastung nur geringfügig. Dies ist leicht nachvollziehbar, da die auf die Kontaktbreite bezogene Last w nach Gl.(4.20) nur mit schwachem Einfluß in die Berechnungsgleichung eingeht. Vergleicht man die durch die Theorien nach Dowson [19] und Murch/Wilson [55] abgrenzbaren Schmierfilmdickenbereiche mit den gemessenen Filmdicken, so ergibt sich eine bessere Übereinstimmung mit der Theorie nach Murch/Wilson, die die thermischen Aufheizvorgänge im Kontakteinlauf mit berücksichtigt.

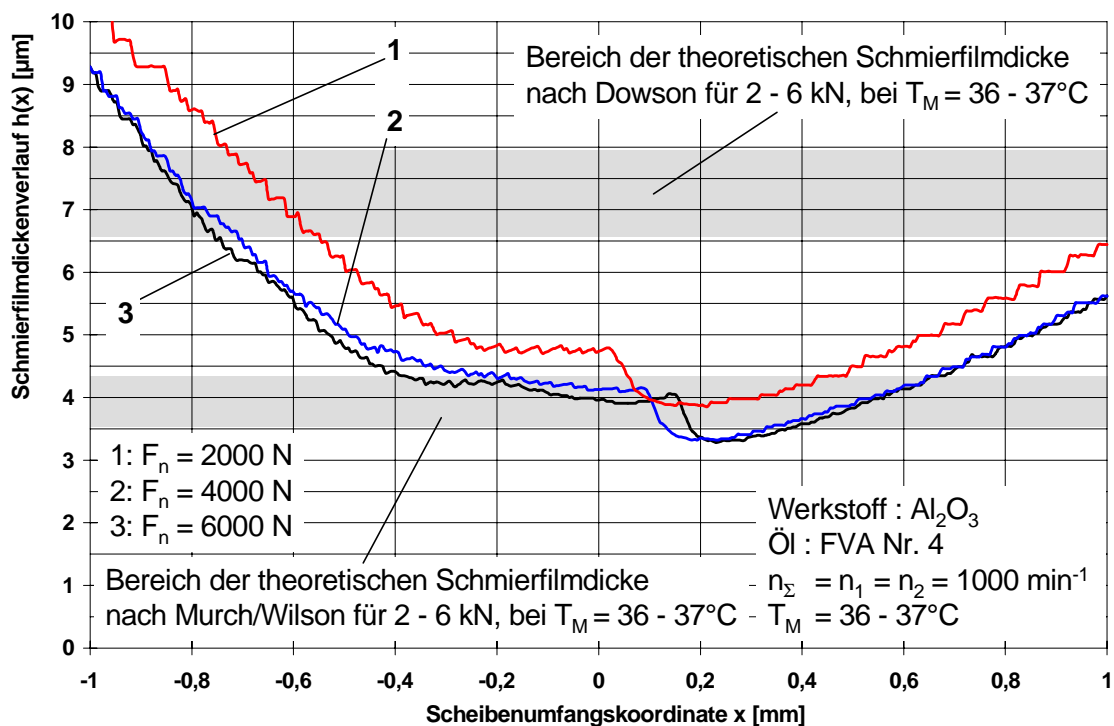


Bild 8.31: Einfluß der Normalkraft F_n auf den Schmierfilmdickenverlauf $h(x)$ bei Aluminiumoxid

Diese Feststellung bestätigt sich in Bild 8.31, daß die Schmierfilmdickenverläufe für Al_2O_3 ebenfalls aufgenommen bei einer halben Summendrehzahl von 1000 min^{-1} und reinem Rollen wiedergibt. Die Schmierfilmdickenverläufe ergeben bei einer Lastvariation den qualitativ gleichen Verlauf wie für Zirkonoxid. Unterschiede ergeben sich lediglich im Hinblick verschiedener Werkstoffe. Bei Aluminiumoxid kommt es durch den deutlich höheren Elastizitätsmodul zu kleineren Abplattungsbreiten als bei Zirkonoxid. Auch die Einschnürung des Kontaktes am Auslauf ist nicht so stark ausgeprägt.

Wird die Drehzahl, d.h. die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit gesteigert, ergibt sich ein Zuwachs der Schmierfilmdicke nach der Beziehung

$$h_{\min} \propto \left(\frac{u_H}{2}\right)^{0.7} \quad (8.4)$$

Ein Vergleich der Bilder Bild 8.31 und 8.32 bestätigt diesen Zusammenhang prinzipiell.

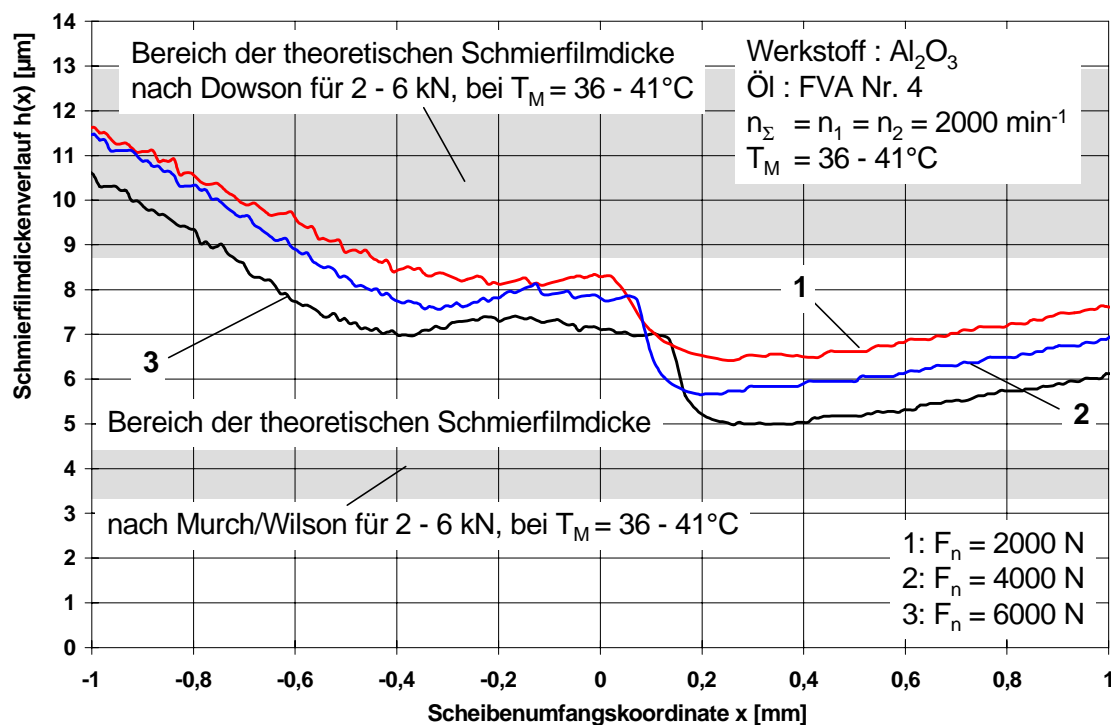


Bild 8.32: Einfluß der Normalkraft F_n auf den Schmierfilmdickenverlauf $h(x)$ bei Aluminiumoxid und einer halben Summendrehzahl n_{Σ} von 2000 min^{-1}

Einfluß des Schlupfes

Neben den Untersuchungen bei reinem Rollen, wurden erstmals Schmierfilmdickenverläufe bei Schlupf zwischen vollkeramischen Kontaktpartnern gemessen.

In Bild 8.33 sind die Schmierfilmdicken einer ZrO_2 -Scheibenpaarung bei 4000 N und steigenden Drehzahldifferenzen dargestellt. Die halbe Summendrehzahl betrug 1000 min^{-1} . Bei niedrigen Drehzahldifferenzen ($\Delta n = 30 \text{ min}^{-1}$) ergeben sich praktisch keine Unterschiede zum Verlauf der Schmierfilmdicke bei reinem Rollen. Wird der Schlupf gesteigert, geht die Einschnürung zurück. Der Übergang des Verlaufes vom parallelen Spalt in den Bereich der Einschnürung erfolgt bei hohem Schlupf sanfter.

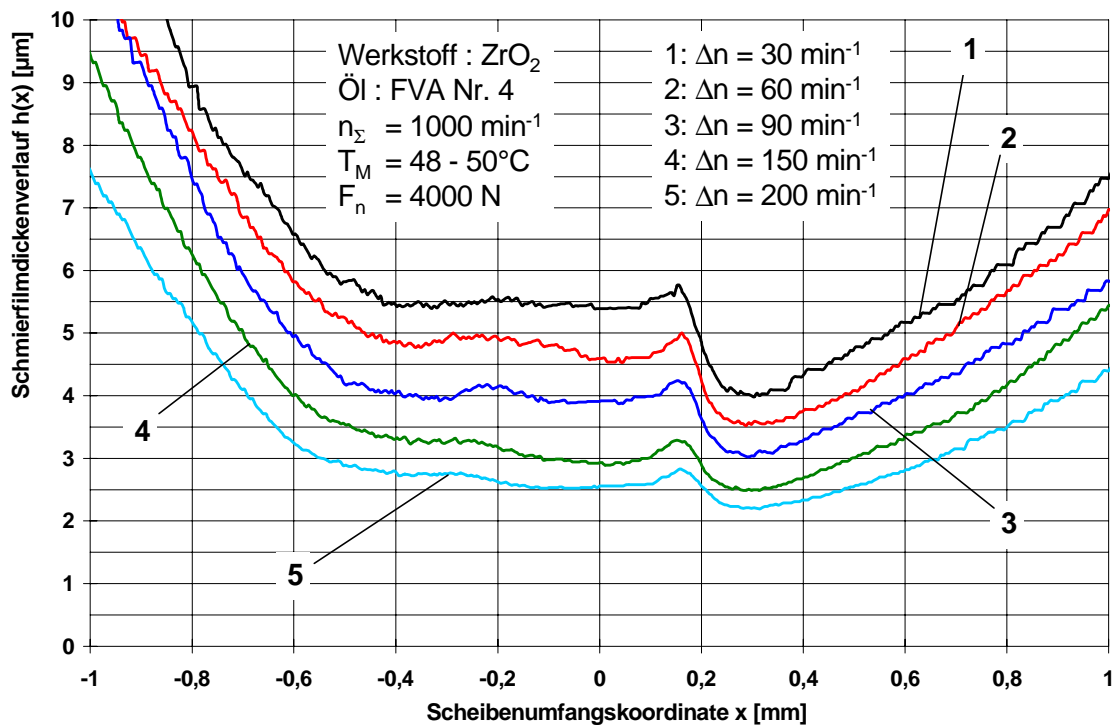


Bild 8.33: Einfluß der Drehzahldifferenz Δn auf den Schmierfilmdickenverlauf $h(x)$ bei Zirkonoxid

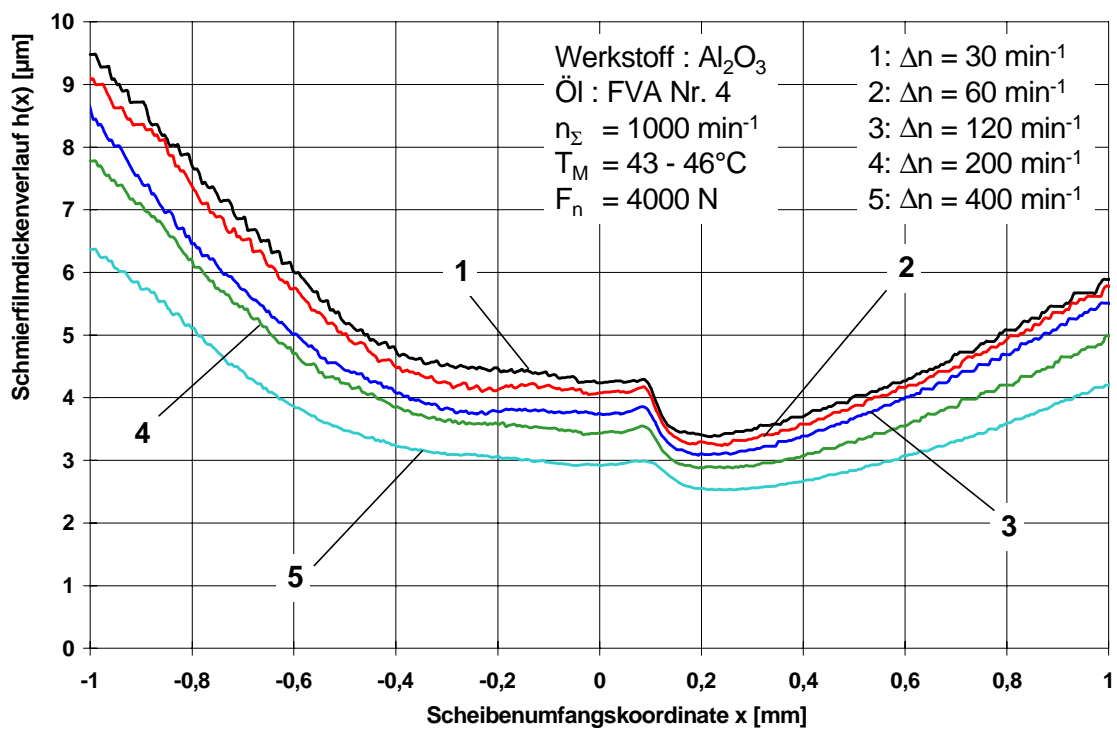


Bild 8.34: Einfluß der Drehzahldifferenz Δn auf den Schmierfilmdickenverlauf $h(x)$ bei Aluminiumoxid

Dies äußert sich wie bereits bei den Druckverläufen mit Schlupf beschrieben, in einer sich immer breiter ausbildenden Druckspitze. Auch der mit zunehmendem Schlupf später erfolgende Druckanstieg ergibt einen kontinuierlicheren Übergang des Schmierfilmdickenverlaufes zwischen Einlaufbereich und Abplattungszone.

Bei Aluminiumoxid stellt sich dieses Verhalten (vgl. Bild 8.34) noch deutlicher dar. Bekräftigt wird diese Aussage durch die Arbeiten von Liesegang [48] und Eller [23]. Nach Rechnungen von Liesegang nehmen die Schmierfilmdicken mit steigendem Schlupf ab. Übersteigt der Schlupf 50% ergeben sich durch seine Rechnung wieder stärkere Filmdicken. Der maximale Schlupf bei der Durchführung der Versuche betrug 33%, so daß die Aussage von Liesegang bestätigt werden kann.

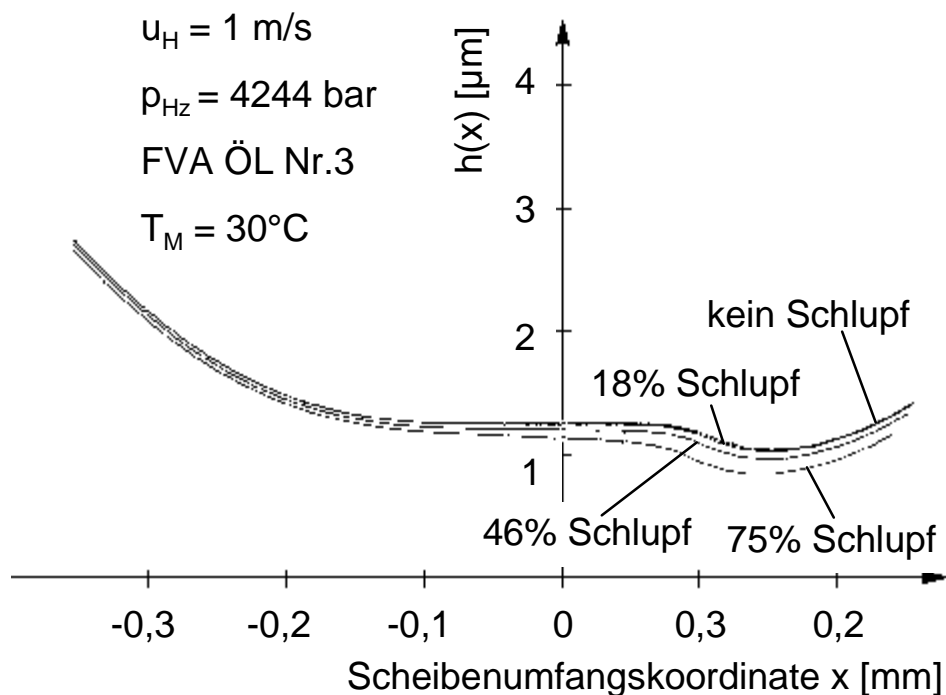


Bild 8.35: Einfluß des Schlupfes auf den Schmierfilmdickenverlauf $h(x)$ bei Stahl nach Eller [23]

Wie Bild 8.35 zeigt, ergibt sich durch die Rechnung von Eller [23] qualitativ der gleiche Sachverhalt zwischen gerechneten und gemessenen Schmierfilmdickenverläufen. Ein direkter Vergleich mit eigenen Meßkurven erscheint aber aufgrund der zu stark voneinander abweichenden Versuchsparameter nicht sinnvoll. Die Berechnung der Schmierfilmdicke über Gl.(4.19) oder Gl.(4.21) würde bei steigendem Schlupf und ansonsten konstanten Versuchsparametern identische Schmierfilmdicken ergeben, da in den Gleichungen nur die Viskosität bei Umgebungsdruck und der vorherrschenden Scheibenmassentemperatur eingeht. Völlig unberücksichtigt bleibt hierbei die Aufheizung des Öls im Kontakt selbst.

Daß dies vor allem bei Schlupf nicht ohne weiteres vernachlässigt werden darf zeigen die Bilder 8.33 und 8.34. Mit zunehmendem Schlupf steigt die Energieumsetzung und somit die Temperatur im Kontakt (s. a. Kapitel 8.3). Dieser viskositätserniedrigende Effekt zeichnet sich eindeutig zwischen den Schmierfilmdickenverläufen bei unterschiedlichen Drehzahldifferenzen ab. Mit zunehmendem Schlupf sinkt die Dicke des Schmierfilmes auf niedrigere Absolutwerte. Dabei kommt dem Werkstoff eine besondere Bedeutung zu. Bei ZrO_2 ist die Reduzierung der Schmierfilmdicke wesentlich ausgeprägter als im Falle von Al_2O_3 . Dieser Sachverhalt ist auf die deutlich schlechtere Wärmeleitfähigkeit des Werkstoffes gegenüber Aluminiumoxid zurückzuführen. Die dadurch stärkere Aufheizung des Kontaktes führt zu stärker abgesenkten Viskositätswerten, mit der Folge eines deutlicheren Rückgangs der Schmierfilmdicke zwischen den einzelnen eingestellten Drehzahldifferenzen.

In Bild 8.36 sind die gemessenen minimalen Schmierfilmdicken der zuvor vorgestellten Schmierfilmdickenverläufe der Bilder 8.30 - 8.35 über den nach Dowson [19] und Murch/Wilson [55] berechneten minimalen Schmierfilmdicken abgetragen. Im Idealfall, d.h. bei gleichem Ergebnis von Messung und Rechnung müßten die minimalen Schmierfilmdicken auf der, im Diagramm eingezeichneten Diagonalen liegen. Wie aus der Bild 8.36 ersichtlich wird, weichen hauptsächlich die nach Dowson berechneten Werte zum Teil deutlich von der Ideallinie ab.

Nach dieser Theorie ergeben sich mit steigender Schmierfilmdicke gegenüber der Messung zunehmend dickere Schmierfilme. Vergleicht man hierzu den Zusammenhang zwischen den gemessenen und den nach der Theorie von Murch/Wilson errechneten Filmdicken, so läßt sich im technisch interessanten Bereich bis etwa $4\ \mu\text{m}$ eine gute Übereinstimmung der Werte feststellen. Die relativ starke Abweichung der mit der Berechnungsgleichung (Gl.(4.19), Kapitel 4.6) von Dowson ermittelten Werte ist hauptsächlich darin begründet, daß er im Gegensatz zur Theorie von Murch/Wilson die Aufheizung des Öles aufgrund der Scherung in der Einlaufzone nicht mit berücksichtigt.

Ruft man sich noch einmal Bild 4.4 aus Kapitel 4.6 in das Gedächtnis zurück, so wird der relativ starke Einfluß der Vorgänge im Einlaufbereich des Kontaktes auf die Schmierfilmdicke deutlich. Wie die Bilder 4.4 und 8.36 zeigen, sollte die thermische Korrektur bei der Schmierfilmdickenberechnung nach Gl.(4.21) in Kapitel 4.6 nicht unberücksichtigt bleiben.

Zusammenfassung der Schmierfilmdickenmessungen

Mit kapazitiv arbeitenden Schmierfilmdickenaufnehmern aus Kupfer wurden Schmierfilmdickenverläufe gemessen. Zu untersuchen war der Einfluß der Last, der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit, des Schlupfes und des Bauteilwerkstoffes auf den Schmierfilmdickenverlauf in einem elastohydrodynamischen Kontakt. Sämtliche Messungen wurden nach der in Kapitel 7.2.3 beschriebenen Methode korrigiert.

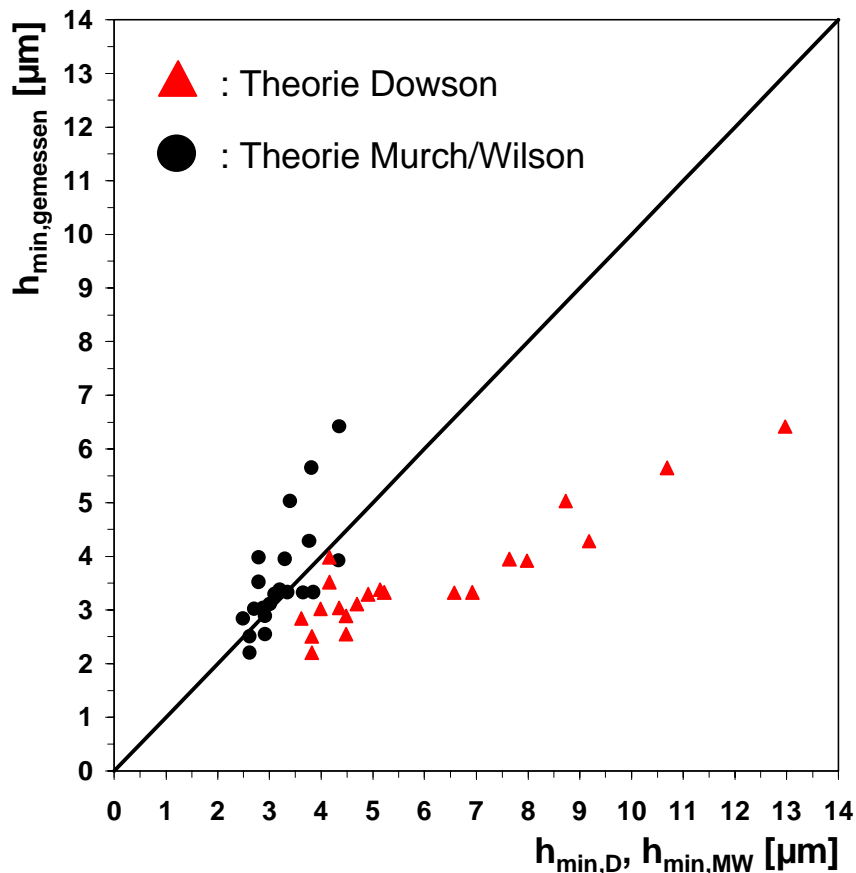


Bild 8.36: Zusammenhang zwischen den gemessenen und den nach Dowson [19] $h_{\min, D}$ und Murch/Wilson [55] $h_{\min, MW}$ berechneten minimalen Schmierfilmdicken

Mit zunehmender Last ändert sich die minimale Schmierfilmdicke nur unwesentlich. Dagegen wächst der parallele Spaltbereich in gleichem Maße wie die Hertz'sche Abplattungsbreite. Ein hydrodynamisch ähnlicher Schmierfilmdickenverlauf wurde auch bei geringen Belastungen nicht beobachtet.

Die Breite der Abplattung ist vom Werkstoff abhängig. Mit steigendem Elastizitätsmodul nimmt die Abplattungsbreite ab, die Einschnürung ist schwächer ausgeprägt.

Eine Steigerung der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit hat eine Zunahme der Schmierfilmdicke zur Folge.

Ein Vergleich von gerechneten Schmierfilmdickenwerten mit gemessenen lieferte eine bessere Übereinstimmung mit der Theorie nach Murch/Wilson [55], die die Aufheizung im Einlaufbereich mit berücksichtigt, als mit der isothermen Theorie nach Dowson [19].

Der Einfluß des Schlupfes macht sich deutlich auf die Schmierfilmdickenausbildung bemerkbar. Mit zunehmendem Schlupf wird die Einschnürung weniger ausgeprägt. Der Übergang vom Einlaufbereich zum parallelen Spalt erfolgt allmählicher. Durch die starke Aufheizung des Kontaktes bei Schlupf ergibt sich eine zum Teil deutliche Reduzierung der Schmierfilmdicke.

Der Einfluß des Werkstoffes macht sich hierbei stark bemerkbar. Bei Werkstoffen mit schlechtem Wärmeleitverhalten ist aufgrund der stärkeren Kontaktaufheizung die Absenkung der Schmierfilmdicke ausgeprägter.

Kapitel 9

Diskussion

Die in Kapitel 8 vorgestellten Versuchsergebnisse aus Reibungs-, Druck-, Temperatur- und Schmierfilmdickenmessungen werden im folgenden übergreifend betrachtet. Die Abhängigkeiten der gemessenen Größen von den Betriebsparametern und den Bauteilwerkstoffen werden aufgezeigt und diskutiert. Aus den gewonnenen Erkenntnissen der durchgeführten Grundlagenuntersuchungen sollen Vorschläge für mögliche Einsatzfelder der Keramiken gemacht werden.

Vergleicht man die Ergebnisse der Messungen von Druck, Temperatur, Reibung und Schmierfilmdicke untereinander, so lassen sich die Wechselwirkungen innerhalb dieser Meßgrößen beschreiben.

Eine Steigerung der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit bewirkt eine Zunahme der Schmierfilmdicke (vgl. Bild 8.32 vs. Bild 8.31) sowie nach der in Gl.(4.32) beschriebenen Beziehung für das Reibmoment eine Erhöhung der Rollreibung und somit bei reinem Rollen einen Anstieg der Temperatur im Kontakt (s. Bild 8.18 und Bild 8.19). Liegt Schlupf vor, so stellt sich bei einer Erhöhung der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit ein gegenläufiger Sachverhalt ein. Mit steigender halber Summendrehzahl ergeben sich aufgrund der im Nenner des Gleitreibungsanteils in Gl.(4.32) stehenden Schmierfilmdicke niedrigere Reibmomente (s. Bild 8.4) und niedrigere Oberflächentemperaturen (s. Bild 8.22). Schlupf bewirkt eine Erhöhung des Maximaldruckes (s. Bild 8.13 und Bild 8.15), der um so höher ausfällt, je höher der Elastizitätsmodul des Werkstoffes ist.

Eine Belastungssteigerung führt zu höheren Kontaktdrücken (s. Bild 8.9 und Bild 8.10) und dadurch bedingt zu rasch anwachsenden Viskositätswerten des Öls mit der Folge einer Reibungs- (s. Bild 8.2) und Temperaturerhöhung (s. Bild 8.16 und Bild 8.17). Eine besondere Bedeutung kommt hierbei dem Elastizitätsmodul des Bauteilwerkstoffes zu. Die sich bei einem höheren Elastizitätsmodul aufgrund der kleineren Abplattungsbreite (vgl. Bild 8.31 vs. Bild 8.30) einstellenden höheren Kontaktdrücke (s. Bild 8.11) bewirken eine stärkere Viskositätszunahme des Öls, als dies bei Werkstoffen mit kleinerem Elastizitätsmodul der Fall ist; es stellen sich somit höhere Reibkoeffizienten bei Werkstoffen mit höherem Elastizitätsmodul ein (s. Bild 8.6 - Bild 8.8). Wie aus Bild 8.6 ersichtlich wird, scheint der reibungserhöhende Effekt eines höheren Elastizitätsmodules die ebenfalls

reibungserhöhende Wirkung einer höheren Wärmeleitfähigkeit zu überwiegen, weshalb Aluminiumoxid höhere Reibkoeffizienten als etwa Aluminiumnitrid aufweist.

Die Bauteiloberflächentemperaturen lassen eine starke Auswirkung des Bauteilwerkstoffes auf den Wärmehaushalt des untersuchten EHD-Kontaktes erkennen.

Bereits im Einlaufbereich weit vor Beginn des Druckanstiegs, d.h. vor Beginn der lastübertragenden Kontaktzone stellt sich eine deutliche Temperaturerhöhung an der Scheibenoberfläche ein. Neben den einstellbaren Versuchsparametern wie der Normalkraftbelastung F_n , der halben Summendrehzahl n_Σ oder der Drehzahldifferenz Δn , ergibt sich auch durch den Bauteilwerkstoff eine bestimmende Einflußgröße auf die Temperatur.

Die Rolle des Werkstoffes hinsichtlich seiner Wärmeleitfähigkeit ist vor allem im Bereich der lastübertragenden Kontaktzone dominierend (s. Bild 8.24 und Bild 8.26), da in diesem Bereich eine durch innere Reibung bedingte Energieumsetzung in Wärme erfolgt. Der Wechsel von einem gut zu einem schlecht wärmeleitfähigen Bauteilwerkstoff bewirkt eine Temperaturerhöhung, die durch eine Viskositätsabsenkung eine Verringerung des Reibkoeffizienten, bei gleichem Elastizitätsmodul zur Folge hat (s. Bild 8.6 - Bild 8.8). Vor allem bei Werkstoffen mit niedriger Wärmeleitfähigkeit ergibt sich durch die starke Kontaktaufheizung bei Schlupf und der damit verbundenen Viskositätserniedrigung eine starke Absenkung der Schmierfilmdicke (s. Bild 8.33).

Die untersuchten ingenieurkeramischen Werkstoffe zeigen ein hohes Anwendungspotential für tribologisch hochbeanspruchte Bauteile auf. Gerade bei einer Überlagerung von mechanischen, thermischen und oftmals auch korrosiven Beanspruchungen stellen Strukturkeramiken die einzige Alternative zu konventionellen metallischen Werkstoffen dar. Unter Berücksichtigung der Meßergebnisse hebt sich vor allem Zirkonoxid positiv von den anderen untersuchten Werkstoffen im Hinblick auf die Verwendung in hochbelasteten, geschmierten Kontakten deutlich ab.

Die ZrO_2 -FZM Keramik ließ sich am einfachsten, unkompliziertesten und kostengünstigsten bearbeiten (s.a. Kapitel 5.4). Die Bearbeitungskosten der anderen Keramiken waren teilweise um ein Vielfaches höher als die eigentlichen Herstellungskosten der Keramik.

Sind hohe thermische Belastungen des Bauteiles zu erwarten, so spielt der thermische Ausdehnungskoeffizient besonders im Verbund Keramik/Stahl eine wichtige Rolle, da sonst durch thermische Ausdehnung induzierte Zugspannungen in der Keramik auftreten und zum Bruch führen können. Zirkonoxid besitzt gegenüber Aluminiumoxid und Aluminiumnitrid einen dem Stahl nahekommenden thermischen Ausdehnungskoeffizienten mit $10 \cdot 10^{-6} K^{-1}$. Zirkonoxid eignet sich somit für Verbundkonstruktionen mit Stahl am besten.

Alle untersuchten Keramiken besitzen gegenüber Stahl eine geringere Dichte. Bei bewegten Bauteilen ergeben sich dadurch niedrigere Massenkräfte und niedrigere Spannungen in den tribologisch beanspruchten Oberflächenbereichen.

Durch die niedrige Wärmeleitfähigkeit von Zirkonoxid, vor allem auch gegenüber Stahl, stellen sich aufgrund der dadurch bedingten höheren Kontaktaufheizung niedrigere Viskositätswerte im Kontakt ein. Reibungsbedingte Verluste sind somit bei Zirkonoxid am geringsten.

Der im Vergleich zu Aluminiumoxid und Aluminiumnitrid niedrige und stahlähnliche Elastizitätsmodul von Zirkonoxid führt zu einer größeren Abplattungsbreite im Kontaktbereich. Der dadurch verbundene niedrigere Kontaktdruck ergibt einen im Vergleich zu Aluminiumoxid und Aluminiumnitrid weniger starken Viskositätsanstieg und somit niedrigere Reibkoeffizienten.

Aber auch im Gebiet der Mischreibung zeigt die Paarung Zirkonoxid/Stahl geringe Reibkoeffizienten und ein gutes Verschleißverhalten auf, wie die Untersuchungen von Fingerle [25] ergaben. Bei der Paarung Aluminiumoxid/Stahl stellen sich um ein Vielfaches schlechtere Werte ein.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß Zirkonoxid (ZrO_2 -FZM) unter Berücksichtigung keramikgerechter Konstruktionsrichtlinien aufgrund seiner geringeren Massendichte und seinen deutlich niedrigeren Reibkoeffizienten ein guter Alternativwerkstoff zu Stahl darstellt. Auch durch die, im Vergleich zu Stahl praktisch gleich große Wärmeausdehnung läßt Zirkonoxid für Konstruktionen im Verbund mit Stahl als sehr interessant erscheinen.

Übersichtstabelle der Meßergebnisse

Abschließend ist in Tabelle 9.1 nochmals eine zusammenfassende Übersicht der Zusammenhänge zwischen den Meßgrößen gegeben.

Zu einer besseren Deutung der in der Tabelle 9.1 gemachten Angaben, sei kurz ein exemplarisches Beispiel, das z.B. die Abhängigkeit der Temperaturerhöhung von der Drehzahldifferenz Δn darstellt beschrieben. Bei Werkstoffen mit einer hohen Wärmeleitfähigkeit ($\lambda \uparrow$) stellt sich mit steigender Drehzahldifferenz ($\Delta n \nearrow$) eine Zunahme (+) der Temperaturerhöhung ein. Bei Werkstoffen mit einer niedrigen Wärmeleitfähigkeit ($\lambda \downarrow$) ergibt sich mit steigender Drehzahldifferenz ($\Delta n \nearrow$) eine starke Zunahme der Temperaturerhöhung (++).

Meßgröße	Betriebs- bzw. Werkstoffparameter				
	Belastung F_n	Halbe Summen- drehzahl n_Σ	Drehzahl- differenz Δn	Elastizitäts- modul E	Wärmeleit- fähigkeit λ
Temperatur	+ ; $F_n \nearrow$	+ ; $\Delta n=0, n_\Sigma \nearrow$ - ; $\Delta n \neq 0, n_\Sigma \nearrow$	+ ; $\lambda \uparrow, \Delta n \nearrow$ ++ ; $\lambda \downarrow, \Delta n \nearrow$	o ; E	+ ; $\lambda \uparrow$ ++ ; $\lambda \downarrow$
Druck	+ ; $E \downarrow, F_n \nearrow$ ++ ; $E \uparrow, F_n \nearrow$	o ; n_Σ	+ ; $E \downarrow, \Delta n \nearrow$ ++ ; $E \uparrow, \Delta n \nearrow$	+ ; $E \nearrow$	o ; λ
Reib- moment	+ ; $F_n \nearrow$	- ; $n_\Sigma \nearrow$	+ ; $\Delta n \downarrow$ ++ ; $\Delta n \uparrow$	+ ; $E \nearrow$	- ; $\lambda \downarrow$ + ; $\lambda \uparrow$
Schmierfilm- dicke	- ; $F_n \nearrow$	+ ; $n_\Sigma \nearrow$	+ ; $\Delta n \nearrow$	o ; E	- ; $\lambda \uparrow$ -- ; $\lambda \downarrow$

Zeichen:Bedeutung:

++	starke Zunahme
+	Zunahme
o	keine Änderung bzw. Auswirkung
-	Abnahme
--	starke Abnahme
↑	hoch
↓	niedrig
↗	ansteigend

Tabelle 9.1: Zusammenfassende Darstellung der gewonnenen Erkenntnisse

Kapitel 10

Zusammenfassung

Im Mittelpunkt der vorliegenden Arbeit steht die Untersuchung des Einflusses massivkeramischer Bauteile auf den stationären elastohydrodynamischen Linienkontakt. Besonders interessant erscheinen hierbei Werkstoffe, die hinsichtlich ihrer thermischen als auch elastischen Eigenschaften ein stark unterschiedliches Verhalten aufweisen. Aus diesem Grund kommen Aluminiumoxid, Zirkonoxid und Aluminiumnitrid zum Einsatz. Vergleichende Messungen werden mit Stahlscheiben aus 42CrMo4 vorgenommen. Bei Reibungsmessungen werden zusätzlich auf Stahlscheiben aufgebrachte Wolframoxidschichten verwendet.

Als äußerst problematisch und auch zeitaufwendig erweist sich die hochfeine Außenrundbearbeitung der keramischen Werkstoffe. Die Erzielung, der im EHD-Kontakt erforderlichen hochwertigen Oberflächengüte ist mit einem enormen Aufwand verbunden.

Zur Durchführung der experimentellen Untersuchungen wird der, am Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau vorhandene, Zweiseibenprüfstand umgebaut.

Dünnschichtaufnehmer für Druck-, Temperatur- und Schmierfilmdickenmessungen werden mittels PVD-Verfahren hergestellt. Zur kontinuierlichen Bestimmung der für die Vorgänge im Schmierpalt maßgeblichen Oberflächen- bzw. Massentemperatur der Scheiben, wird ein neuentwickelter Dünnschichtsensor eingesetzt. Die Kalibrierdaten der Aufnehmer zeigen gegenüber Vorgängerarbeiten eine qualitative Verbesserung der Aufnehmereigenschaften. Eine Weiterentwicklung der Meßwertaufnahme ermöglicht die Erfassung von Druck- und Temperatursignalen während einer Messung, so daß über eine neu entwickelte Kompensationsrechnung die vollständige Eliminierung der Fehlereinflüsse auf das Meßsignal erfolgt. Bei Messungen der Schmierfilmdicke wird über ein ebenfalls neu ausgearbeitetes Korrekturverfahren die im Schmierpalt veränderliche Dielektrizitätszahl vom Schmiermittel berücksichtigt. Hierbei kommt einer sorgfältigen Kalibrierung der Schmierfilmdickenaufnehmer eine besondere Bedeutung zu.

Die Vorstellung der durchgeführten Reibungsmessungen erfolgt in Form von Reibmoment- bzw. Reibkoeffizient-Drehzahldifferenz-Kurven. Neben der Belastungskraft wird zudem die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit und die Ölsorte variiert. Eine Zu-

nahme der Belastungskraft führt zu einer höheren Reibung im Kontakt. Wird die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit erhöht, ergibt sich eine Reibkoeffizientabsenkung bei Schlupf. Die Viskosität des Öles als auch der verwendete Werkstoff hat einen großen Einfluß auf den Reibmoment-Drehzahldifferenz-Verlauf.

Die bei den Druckmessungen variierenden Parameter sind die Belastung, die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit, der Schlupf sowie der Werkstoff. Wie die Druckmessungen zeigen, ergibt sich ein signifikanter Einfluß des Bauteilwerkstoffes auf die Druckverteilung. Im Gegensatz dazu äußert sich eine Veränderung der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit praktisch nicht im Druckverlauf. Es wird eine deutliche Abhängigkeit der Druckverteilung vom Schlupf festgestellt, die mit Zunahme des Elastizitätsmoduls der Bauteilwerkstoffe größer wird. Die durch Integration der Druckverteilung ermittelten Kräfte stimmen mit den am Prüfstand eingestellten Belastungskräften sehr gut überein. Mit zunehmender Belastungskraft entsteht ein sich immer deutlicher entwickelnder typischer EHD-Druckverlauf mit einer zweiten Druckspitze.

Temperaturmessungen werden mit den gleichen Versuchsparametern, wie sie bei den Druckmessungen verwendet werden, durchgeführt. Die Temperatur erhöht sich im Einlaufbereich schon weit vor Beginn des Druckanstiegs. Die bei reinem Rollen auftretende Maximaltemperatur steigt mit wachsender hydrodynamisch wirksamer Geschwindigkeit und Belastungskraft. Im Bereich der Druckspitze tritt eine noch stärker ausgeprägte Temperaturspitze in Erscheinung. Mit zunehmendem Schlupf steigt die Temperatur im Hochdruckbereich sehr stark an. Deutlich ist der Einfluß des Bauteilwerkstoffes auf die Temperaturverteilung festzustellen. Kalorisch isolierende Werkstoffe führen generell zu höheren Kontakttemperaturen. Der Einfluß von gesputterten Schichten, zur elektrischen Isolation metallischer Substrate, äußert sich deutlich im Temperaturverlauf. Ein Vergleich zwischen einer eigenen Messung und einer Messung von Baumann [6] ergibt eine sehr gute qualitative Übereinstimmung.

Weitere Untersuchungen beschäftigen sich mit der Erfassung der Schmierfilmdicke im linienförmigen EHD-Kontakt. Es zeigt sich, daß sich die minimale Schmierfilmdicke nur unwesentlich mit der Belastung ändert, wohl aber die Ausbildung des parallelen Spaltbereiches. Es ergibt sich zudem eine deutliche Abhängigkeit der Abplattungszone vom Werkstoff. Eine Steigerung der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit führt zu einer Zunahme der Schmierfilmdicke im Kontakt. Die Gegenüberstellung gemessener und gerechneter minimaler Schmierfilmdicken ergibt eine bessere Übereinstimmung mit der nichtisothermen Theorie nach Murch/Wilson [55], als mit der isothermen Theorie nach Dowson [19]. Der Einfluß des Schlupfes äußert sich deutlich in der Schmierfilmdickenbildung. Hierbei machen sich die kalorischen Eigenschaften der Werkstoffe stark bemerkbar.

Kapitel 11

Formelzeichen

a_M	Temperaturleitfähigkeit des Massivkörpers
a_s	Temperaturleitfähigkeit der Schicht
b	Breite der belasteten Zone
b_{Hz}	Hertzsche Abplattungsbreite
c	spezifische Wärmekapazität
c_D	Störkapazität der Deckschicht
c_{eff}	effektive Kapazität
c_K	Störkapazität des Keramiksubstrates
$c_{Meß}$	Meßkapazität
$c_{Öl}$	spezifische Wärmekapazität des Schmiermittels
c_{OSZ}	Kapazität des Oszillators und Anschlußleitungen
c_{PK}	Kapazität eines Plattenkondensators
c_0	Konstante aus Tabelle 10.1
d	Dicke
d_s	Schichtdicke
e_x	Lage der Druckspitze vom Ende des Hertzchen Abplattungsbereiches
f	Frequenz
h	Schmierfilmdicke, Abstand der Scheiben
h_m	Schmierfilmdicke an der Stelle des Druckmaximums
$h_{min,MW}$	minimale Schmierfilmdicke nach Murch, Wilson
$h_{min,D}$	minimale Schmierfilmdicke nach Dowson
h_{starr}	minimaler Abstand der unverformten Scheiben
k	Wärmeleitkoeffizient des Schmiermittels
m	Konstante aus Tabelle 10.1
m_T	Berechnungsfaktor
n_Σ	halbe Summendrehzahl [$n_\Sigma = (n_1 + n_2) / 2$]
n_1	Drehzahl der Scheibe 1
n_2	Drehzahl der Scheibe 2
Δn	Drehzahldifferenz [$\Delta n = n_2 - n_1$]
p	Druck
p_{Hz}	Hertzscher Druck
p_0	Atmosphärendruck
Δp	Druckdifferenz
r	Radius
r'	wirksamer Radius [$r' = (r_1 \cdot r_2) / (r_1 + r_2)$]
r_1	Radius der Scheibe 1

r_2	Radius der Scheibe 2
t	Zeit
t_K	Kontaktdurchlaufzeit
t_R	Relaxationszeit der Schmiermittels
u	Geschwindigkeit
u_H	hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit [$u_H = u_1 + u_2$]
u_1	Geschwindigkeit der Scheibe 1
u_2	Geschwindigkeit der Scheibe 2
v	Verformung in y-Richtung
w	auf die Kontaktbreite b bezogene Normalkraft F_n
x	Spaltlängskoordinate, Umfangskoordinate der Scheiben
x_a	Integrationsgrenze Spaltanfang
x_e	Integrationsgrenze Spaltende
y	Spalthöhenkoordinate
A	Fläche
A_0	Konstante aus Tabelle 10.1
A_1	Koeffizient
A_1	Konstante aus Tabelle 10.1
A_2	Konstante aus Tabelle 10.1
B	Koeffizient
B_1	Koeffizient
B_2	Koeffizient
C	Koeffizient
C_{RS}	Schmierfilmrauheitskorrekturfaktor
C_{th}	thermischer Korrekturfaktor
E	Elastizitätsmodul
E'	wirksamer Elastizitätsmodul [$1 / E' = 0,5 \cdot ((1 - \nu_1^2) / E_1 + (1 - \nu_2^2) / E_2)$]
E_P	Elastizitätsmodul in Abhängigkeit von der Porosität
E_x	Lage der Druckspitze vom Ende des Hertzschen Abplattungsbereiches in dimensionsloser Form
E_0	Elastizitätsmodul des porenfreien Werkstoffes
E_1	Elastizitätsmodul der Scheibe 1
E_2	Elastizitätsmodul der Scheibe 2
F_n	Normalkraft
F_r	Reibkraft
G	Werkstoffparameter [$G = \alpha \cdot E'$]
$H_{min,D}$	dimensionslose minimale Schmierfilmdicke nach Dowson
H_0	dimensionslose Schmierfilmdicke im Parallelspalt
K	Konstante
L_{th}	thermischer Belastungsfaktor
M_1	Moment an Scheibe 1
M_2	Moment an Scheibe 2

P	Porosität
R	elektrischer Widerstand
R_K	Kernrauhtiefe
R_{PK}	reduzierte Spitzenhöhe
R_{q1}	quadratischer Mittenrauhwert der Oberfläche von Scheibe 1
R_{q2}	quadratischer Mittenrauhwert der Oberfläche von Scheibe 2
$R_{T,p}$	elektrischer Widerstand in Abhängigkeit von Druck und Temperatur
R_{VK}	reduzierte Riefentiefe
R_Z	gemittelte Rauhtiefe
R_0	elektrischer Widerstand bei Raumtemperatur und Atmosphärendruck
R_1, R_3	elektrische Widerstände der Anschlußfahnen
R_2	elektrischer Widerstand des Aufnehmerfadens
ΔR	elektrische Widerstandsänderung
ΔR_2	elektrische Widerstandsänderung des Aufnehmerfadens
T	Temperatur
T_M	Massentemperatur der Scheiben
T_{OF}	Oberflächentemperatur
T_0	Raumtemperatur
ΔT	Temperaturdifferenz
U	Geschwindigkeitsparameter [$U = \eta_{0M} \cdot (u_H / 2) / (E' \cdot r')$]
V_P	relativer Anteil des Porenvolumens
W	Lastparameter [$W = w / (E' \cdot r')$]
α	Druck-Viskositäts-Koeffizient
α^*	Kennwert der Temperaturabhängigkeit der Dichte
α_c	Konstante aus Tabelle 10.1
α_p	Widerstand-Druck-Koeffizient
α_T	Widerstand-Temperatur-Koeffizient
α_{Temp}	Temperaturkoeffizient des Schmiermittels
α_{th}	thermischer Ausdehnungskoeffizient
α_λ	Konstante aus Tabelle 10.1
α_p	Konstante aus Tabelle 10.1
β_{pT}	Temperaturfehlerkoeffizient
β_{Tp}	Druckfehlerkoeffizient
ε	Dehnung
$\varepsilon_{Öl}$	Dielektrizitätskonstante von Öl bei dem Druck 1bar und der Temperatur T
$\varepsilon_{Öl}'$	Dielektrizitätskonstante von Öl bei dem Druck p und der Temperatur T
ε_r	relative Dielektrizitätskonstante
ε_0	elektrische Feldkonstante
η	dynamische Viskosität
η_0	dynamische Viskosität bei 1bar
η_{0M}	dynamische Viskosität bei Massentemperatur und 1bar
η_2	dynamische Viskosität nach der Kompression ohne Zeiteinfluß

η_{50}	dynamische Viskosität bei 50°C und 1bar
λ	Wärmeleitfähigkeit
λ_M	Wärmeleitfähigkeit des Massivkörpers
λ_P	Wärmeleitfähigkeit in Abhängigkeit von der Porosität
λ_s	Wärmeleitfähigkeit der Schicht
λ_0	Konstante aus Tabelle 10.1
λ_0	Wärmeleitfähigkeit des porenfreien Werkstoffes
μ	Reibkoeffizient
μ_{EHD}	Reibkoeffizient (elastohydrodynamische Schmierung)
μ_{HD}	Reibkoeffizient (hydrodynamische Schmierung)
ν	kinematische Viskosität
ν_0	Querkontraktionszahl des porenfreien Werkstoffes
ν_1	Querkontraktionszahl der Scheibe 1
ν_2	Querkontraktionszahl der Scheibe 2
ρ	Dichte
ρ^*	Bezugsdichte
ρ'	Dichte bei dem Druck p und der Temperatur T
ρ_0	Dichte bei dem Druck 1bar und der Temperatur T
σ	Normalspannung
τ	Schubspannung
τ_L	Schergrenzspannung
ξ	Hilfsvariable
ξ_a	Integrationsgrenze
ξ_e	Integrationsgrenze
Λ	Schmierfilmparameter

Kapitel 12

Literaturverzeichnis

- [1] **Abramowitz, M. und andere** : *Pocketbook of Mathematical Functions*. Frankfurt/Main: Verlag Harri Deutsch 1984.
- [2] **Abramowitz, M. und Stegun, I.A.** : *Handbook of Mathematical Functions*. Dover Publications, Inc. New York 1972.
- [3] **Ayanoglu, H.P.** : *Experimentelle Erfassung des elastohydrodynamischen Kontaktes in Zahnradgetrieben und Nocken-Flachstößel-Paarungen*. Diss. RWTH Aachen 1992.
- [4] **Barin, I. und Knacke, O.** : *Thermochemical properties of inorganic substances*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag, Düsseldorf: Verlag Stahleisen m.b.H. 1973.
- [5] **Bauerochs, R.** : *Druck- und Temperaturmessungen in EHD-Wälzkontakten*. Diss. Universität Hannover 1989.
- [6] **Baumann, H.** : *Druck- und Temperaturmessungen mittels aufgedampfter Dünnschichtaufnehmer in einem elastohydrodynamischen Linienkontakt*. Diss. Universität Karlsruhe (TH) 1985.
- [7] **Baumann, H.** : *Zweischichtaufnehmer zur Vermeidung eines Druckeinflusses auf die Temperaturmessung in elastohydrodynamischen Kontakten*. *Technisches Messen*, 54 (1987) 2, S.56-60.
- [8] **Baumann, H.** : *Rollreibung im Zweischeibenkontakt*. *Tribologie + Schmierungs-technik*, 34 (1987) 6, S.314-319.
- [9] **Baumann, H., Frey, D. und Haller, R.** : *Druck- und Temperaturverteilungen in EHD-Kontakten*. *Tribologie + Schmierungstechnik*, 35 (1988) 2, S.84-96.

-
- [10] **Bethke, Jürgen** : *Entwicklung einer praktisch einsetzbaren Meßtechnik für die Schmierfilmdicke in Wälzlagern und anderen realen tribologischen Systemen.* Fortschr.-Ber. VDI, Reihe 1, Nr.203, Düsseldorf: VDI-Verlag 1992.
- [11] **Bode, B.** : *Entwicklung eines Quarzviskosimeters für Messungen bei hohen Drücken.* Tribologie + Schmierungstechnik, 35 (1988) 5, S.256-261.
- [12] **Bode, B.** : *Modell zur Beschreibung des Fließverhaltens von Flüssigkeiten unter hohem Druck.* Tribologie + Schmierungstechnik, 36 (1989) 4, S.182-189.
- [13] **Bode, B.** : *Verfahren zur Extrapolation wichtiger Stoffeigenschaften von Flüssigkeiten unter hohem Druck.* Tribologie + Schmierungstechnik, 37 (1990) 4, S.197-202.
- [14] **Brüser, P.** : *Untersuchungen über die elastohydrodynamische Schmierfilmdicke bei elliptischen Hertzschen Kontakten.* Diss. TU Braunschweig 1972.
- [15] **Brüser, P.** : *Ein Verfahren zur Auswertung von kapazitiven Schmierfilmdickenmessungen.* Tribologie + Schmierungstechnik, 21 (1974) 4, S.79-83.
- [16] **Burger, W.** : *Beiträge zur Meßtechnik an geschmierten Gleit- und Wälzkontakten.* Diss. Universität Karlsruhe (TH) 1993.
- [17] **Christoph, M.** : *Spannungsanalyse am linienförmigen EHD-Gleitkontakt.* Diss. TU Clausthal 1988.
- [18] **Curtis, C.E.** : *Development of zirconia resistant to thermal shock.* J. Amer. Ceram. Soc. 30 (1957), pp.180-196.
- [19] **Dowson, D.** : *Elastohydrodynamics.* Proc. Instn. Mech. Engrs. 182 Pt 3A(1967-68), pp.151-167.
- [20] **Dowson, D. und Higginson, G.R.** : *Elasto-Hydrodynamic Lubrication.* SI Edition. Oxford, New York, Toronto, Sydney, Paris, Frankfurt: Pergamon Press 1977.
- [21] **Effendi, J.** : *Die numerische Lösung der elastohydrodynamischen Kontaktprobleme unter Berücksichtigung der Oberflächenrauheiten.* Diss. RWTH Aachen 1987.

- [22] **Ehlert, J.** : *Ein Beitrag zur Klärung des Schmierstoffeinflusses auf den Verlauf von Druck, Temperatur und Spalthöhe im elastohydrodynamischen Kontakt*. Diss. TU Hannover 1975.
- [23] **Eller, G.** : *Ein Beitrag zur Berechnung des stationären, nichtisothermen elastohydrodynamischen Schmierfilms*. Diss. Universität Karlsruhe (TH) 1987.
- [24] **Faul, W.** : *Entwicklung neuer Werkstoffe in Deutschland*. GIT Fachz. Lab., (1991)9, S.993-1000.
- [25] **Fingerle, D.** : *Verschleiß- und Reibungsminderung durch Einsatz keramischer Bauteile in Hubkolbenmotoren*. Tagung der VDI-Gesellschaft Werkstofftechnik "Keramische Hochleistungsbauteile für den Motoren- und Triebwerksbau". Baden-Baden 1985.
- [26] **Forster, E.O.** : *Relaxationserscheinungen in Schmierfilmen*. Erdöl und Kohle, 13 (1960) 7, S.478-480.
- [27] **Frey, D.** : *Druck-, Temperatur- und Kraftmessungen in einem instationären elastohydrodynamischen Kontakt*. Diss. Universität Karlsruhe (TH) 1985.
- [28] **Grigull, U. und Sandner, H.** : *Wärmeleitung*. 2.Auflage. Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo: Springer-Verlag 1986
- [29] **Haddad, N.** : *Viskositäts- und Reibungsmessungen im EHD-Linienkontakt*. Diss. Universität Hannover 1985.
- [30] **Haller, R.** : Umdrucke zur Vorlesung Maschinenkonstruktionslehre I, II, III. Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, Universität Karlsruhe (TH) 1993.
- [31] **Hamrock, B.J. und Dowson, D.** : *Ball Bearing Lubrication*. John Wiley & Sons. New York, Chichester, Brisbane, Toronto, Singapore: 1981.
- [32] **Harrison, G. und Trachmann, E.G.** : *The role of compressional viscoelasticity in the lubrication of rolling contacts*. Journal of Lubric. Techn. Trans. of ASME, 94 (1972) 10, pp.306-312.
- [33] **Heinz, R.** : *EHD-Schmierfilmbildung am System Nocken-Rollenstößel unter Berücksichtigung von Kraftstoff als Schmierstoff*. In: Tribologie: Reibung, Verschleiß,

- Schmierung. Dokumentation zum Forschungs- und Entwicklungsprogramm des BMFT, Band 11. Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo: Springer-Verlag 1986, S.97-132.
- [34] **Heuschkel, H. und Muche, K.** : *ABC Keramik*. Leipzig: VEB-Verlag 1974.
- [35] **Hötte, F.W.** : *Zur Frage des Einflusses der Schmiermittelviskosität im EHD-Kontakt*. Diss. Universität Hannover 1976.
- [36] **Iwase, N., Anzai, K., Shinozaki, K., Hirao, O., Dinh Thanh, T. und Sugiura, Y.** : *Thick Film and Direct Bond Copper Forming Technologies for Aluminium Nitride Substrate*. IEEE Transactions on Components, Hybrides, and Manufacturing Technology, 8 (1985) 2, pp.253-258.
- [37] **Jacobsen, B.O.** : *Rheology and elastohydrodynamic lubrication*. Tribology series, 19, Amsterdam, Oxford, New York, Tokyo: Elsevier Science Publishers B.V. 1991.
- [38] **Kagerer, E.** : *Messung von elastohydrodynamischen Parametern im hochbelasteten Scheiben- und Zahnkontakt*. Diss. TU München 1991.
- [39] **Kirschner, J.** : *Tribologische und kinematische Untersuchungen an einem Nocken-Rollenstößel-Trieb*. Diss. Universität Karlsruhe (TH) 1988.
- [40] **Kirschner, J., Burger, W. und Haller, R.** : *Verfahren zur Druck- und Temperaturmessung in hochbelasteten Nocken-Rollenstößel-Kontakten*. Technisches Messen, 56 (1989) 10, S.389-393.
- [41] **Knauß, C.** : *Keramische Werkstoffe unter elastohydrodynamischen Bedingungen*. Diss. Universität Karlsruhe (TH) 1994.
- [42] **Kölker, H. und Grellner, W.** : *Aluminiumnitrid - ein neuer Substratwerkstoff*. Vortrag anlässlich der DKG-/DGG-Gemeinschaftstagung in Berlin 1987.
- [43] **Kranzmann, A.** : *Wärmeleitfähigkeit von drucklos gesinterten AlN-Substratkeramiken*. Diss. Universität Stuttgart 1988.
- [44] **Kurokawa, Y., Utsumi, K., Takamizawa, H., Kamata, T. und Noguchi, S.** : *AlN Substrates with High Thermal Conductivity*. IEEE Transactions on Components, Hybrides, and Manufacturing Technology, 8 (1985) 2, pp.247-252.

- [45] **Kuss, E.** : *Die Bedeutung der Viskositäts-Druckabhängigkeit in der klassischen und der elastohydrodynamischen Theorie der Schmierung*. MZV-Arbeitstagung, 12.04.1972, Stuttgart-Hohenheim. Hamburg: Beratungsgesellschaft für MINERAL-OEL - ANWENDUNGSTECHNIK mbH 1972.
- [46] **Kuss, E.** : *Das Viskositäts-Druckverhalten im EHD-Kontakt*. In: Tribologie: Reibung, Verschleiß, Schmierung. Dokumentation zum Forschungs- und Entwicklungsprogramm des BMFT, Band 11. Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo: Springer-Verlag 1986, S.133-188.
- [47] **Lee, S.C. und Cheng, H.S.** : *Correlation of Scuffing Experiments With EHL Analysis of Rough Surfaces*. Trans. of ASME, Journal of Tribology, 113 (1991) 4, pp.318-326.
- [48] **Liesegang, R.** : *Der nichtisotherme hydrodynamische Schmierfilm zwischen hochbelasteten elastischen Walzen*. Diss. Universität Karlsruhe (TH) 1967.
- [49] **Lubrecht, A. A., ten Napel, W. E. und Bosma, W.** : *Multigrid, An Alternative Method for Calculating Film Thickness and Pressure Profiles in Elastohydrodynamically Lubricated Line Contacts*. Trans. of ASME, Journal of Tribology, 108 (1986) 10, pp.551-556.
- [50] **Lubrecht, A. A., ten Napel, W. E. und Bosma, W.** : *Multigrid, An Alternative Method of Solution for Two-Dimensional Elastohydrodynamically Lubricated Point Contact Calculations*. Trans. of ASME, Journal of Tribology, 109 (1987) 7, pp.437-443.
- [51] **Matricon, M.** : *Etude de la Repartition de la Chaleur dans l'Anticathode d'un Tube a Rayons X*. Le Journal de Physique et le Radium. 1(1951)12, p.15-25.
- [52] **Mayer, H.** : *Physik dünner Schichten, Teil II. Struktur, elektrische Leitfähigkeit, magnetische Eigenschaften*. Stuttgart: Wissenschaftliche Verlagsgesellschaft m.b.H. 1955.
- [53] **Mohrenstein-Ertel, A.** : *Die Berechnung der hydrodynamischen Schmierung gekrümmter Oberflächen unter hoher Belastung und Relativbewegung*. Überarbeitet von Lang, O.R. und Oster, P., Fortschr.-Ber. VDI, Reihe 1, Nr.115, Düsseldorf: VDI-Verlag 1984.

- [54] **Munz, D. und Fett, T.** : *Mechanisches Verhalten keramischer Werkstoffe*. Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokio, Hong Kong: Springer-Verlag 1989.
- [55] **Murch, L.E. und Wilson, W.R.D.** : *A Thermal Elastohydrodynamic Inlet Zone Analysis*. Trans. of ASME, Journal of Lubric. Techn., Series F 97 (1975) 2, pp.212-216.
- [56] **N.N.** : *Al₂O₃ F99,7*. Datenblatt der Fa. Friatec, Mannheim 1992.
- [57] **N.N.** : *Al₂O₃ FZT*. Datenblatt der Fa. Friatec, Mannheim 1998.
- [58] **N.N.** : *AIN-Shapal15*. Datenblatt der Fa. Tokuyama Europe GmbH, Düsseldorf 1996.
- [59] **N.N.** : *Dünnschicht Technik*. Herausgegeben von der Fa. Leybold, Hanau, 1985.
- [60] **N.N.** : *Elastohydrodynamics '96: 23rd Leeds-Lyon Symposium*. Conference and meeting reports, Industrial Lubrication and Tribology, 49 (1997) 1, pp.43-61.
- [61] **N.N.** : *Frialit - Degussit: Erzeugnisse aus Oxidkeramik*. Firmenschrift der Fa. Friatec, Mannheim 1996.
- [62] **N.N.** : *Frialit - Degussit: Ingenieur-Keramik*. Firmenschrift der Fa. Friatec, Mannheim 1995.
- [63] **N.N.** : *Technische Information: AIN-Keramiken*. Informationsschrift der Fa. ESK, München 1988.
- [64] **N.N.** : *Anforderungen an die Oberflächengestalt zur Sicherung der Funktionstauglichkeit spanend hergestellter Flächen. Zusammenstellung der Kenngrößen*. VDI/VDE-Richtlinie 2601, Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf: 1991.
- [65] **N.N.** : *Werkstoffdaten AIN180*. Datenblatt der Fa. AnCeram, Bindlach 1998.
- [66] **N.N.** : *ZrO₂ FZM*. Datenblatt der Fa. Friatec, Mannheim 1992.
- [67] **Noack, G. und Bode, B.** : *Beurteilung von Näherungsgleichungen zur Approximation und Extrapolation von Viskositätsmessungen an Mineralölen*. DGMK-Forschungsbericht 393, Hamburg 1989.

- [68] **Olapinski, H, und Sommer, H.** : *Technische Keramiken für Höchstleistungen im Maschinenbau*. Der Zuliefermarkt, (1991) 11, S.224-226.
- [69] **Ondracek, G.** : *Zum Zusammenhang zwischen Eigenschaften und Gefügestruktur mehrphasiger Werkstoffe*. Werkstofftechnik, 8 (1977), S.240-246, S.280-287, 9 (1978), S.31-36, S.96-100, S.140-147.
- [70] **Oster, P.:** *Beanspruchung der Zahnflanken unter Bedingungen der Elastohydrodynamik*. Diss. TU München 1982.
- [71] **Probst, A.** : *Untersuchung zur Herstellung und Kalibrierung von kapazitiven Schmierfilmdickensensoren*. Studienarbeit Universität Karlsruhe (TH) 1994.
- [72] **Pulker, H.K. und Hayek, K.** : *Untersuchung über die Ursachen der Lochbildung in Aufdampfschichten*. Proc. Intern. Symp. Clausthal-Göttingen, Sept.1965; "Grundprobleme der Physik dünner Schichten", Herausgeber: Niedermayer, R. und Mayer, H.; Verlag: Vandenhoeck und Ruprecht, Göttingen 1966, S.204-206.
- [73] **Ratzel, W.-I.** : *Keramische Werkstoffe*. Chem.-Ing.-Tech. 62 (1990) 2, S.86-91.
- [74] **Sadeghi, F. und Sui, P.C.** : *Thermal Elastohydrodynamic Lubrication of Rolling/Sliding Contacts*. Trans. of ASME, Journal of Tribology, 112 (1990) 4, pp.189-195.
- [75] **Salmang, H. und Scholze, H.** : *Keramik, Teil 2: Keramische Werkstoffe*. 6. Auflage, Berlin, Heidelberg, New York, Tokio: Springer-Verlag 1983.
- [76] **Schilling, M. und Ege** : *Referenzöle*. Forschungsheft der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Heft 41, 1976.
- [77] **Schmidt, U.** : *Die Schmierfilmbildung in elastohydrodynamisch beanspruchten Wälzkontakten unter Berücksichtigung der Oberflächenrauheit*. Diss. Universität Hannover 1985.
- [78] **Schouten, M.J.W.** : *Einfluß elastohydrodynamischer Schmierung auf Reibung, Verschleiß und Lebensdauer von Getrieben*. Diss. TH Eindhoven 1973.
- [79] **Schouten, M.J.W. und Van Leeuwen, H.J.** : *Die Elastohydrodynamik: Geschichte und Neuentwicklungen*. In: *Gleitwälzkontakte: Grundlagen und Stand der Technik bei Wälzlagern, Zahnrädern und Nockenstösseln sowie stufenlos*

- übersetzenden Getrieben (CVT)*. VDI-Ber., Nr.1207, Düsseldorf: VDI-Verlag 1995, S.1-47.
- [80] **Simon, M.** : *Messung von elastohydrodynamischen Parametern und ihre Auswirkung auf die Grübchentragsfähigkeit vergüteter Scheiben und Zahnräder*. Diss. TU München 1984.
- [81] **Spiegel, K.** : *Beiträge zur Elastohydrodynamik bei Nocken-Stößel-Paarungen*. Diss. TU Clausthal 1982.
- [82] **Staiger, K.** : *Untersuchungen über den Einfluß keramischer Dünnschichten auf die Reibung in elastohydrodynamischen Kontakten*. Diss. Universität Karlsruhe (TH) 1991.
- [83] **Tallian, T.E.** : *Elastohydrodynamic effects in rolling contact fatigue*. In: *Elastohydrodynamics and Related Topics, Proceedings of the 5th Leeds-Lyon Symposium on Tribology* MEP, London 1979.
- [84] **Tietz, H.-D.** : *Technische Keramik*. Düsseldorf: VDI-Verlag 1994.
- [85] **Touloukian, Y.S., Kirby, R.K., Taylor, R.E. und Lee, T.Y.R.** : *Thermal Expansion. Nonmetallic Solids*. Thermophysical Properties of Matter, Volume 13, Ifl/Plenum, New York, Washington 1977.
- [86] **Trachmann, E.G.** : *The Short-Time viscosity behavior of a lubricant in a Hertzian pressure zone*. Trans. of ASME, Journal of Lubric. Techn., Series F 97 (1975) 7, pp.486-493.
- [87] **Tychsen, M. und Holland, J.** : *Photolithographische Strukturierung von Dünnschichtsensoren für EHD-Messungen*. Technisches Messen, 58 (1991) 12, S.478-484.
- [88] **Tychsen, M.** : *Zur Messung der Schmierpaltweite in Verzahnungen mittels Dünnschichtsensoren*. Fortschr.-Ber. VDI, Reihe 8, Nr.317, Düsseldorf: VDI-Verlag 1993.
- [89] **Wallinger, M.** : *Zur Berechnung von Schmierfilmdicke und Reibung in Evolventenverzahnungen mittels der elastohydrodynamischen Theorie*. Diss. TU Clausthal 1983.
- [90] **Wilczek, A.** : *Zur Genauigkeit der Temperaturmessung in einem elastohydrodynamischen Kontakt*. Tribologie + Schmierungstechnik, 34 (1987) 6, S. 320-324.

- [91] **Wilczek, A.** : *Genauigkeit der Druckmessung im EHD-Kontakt, Teil I.* Tribologie + Schmierungstechnik, 38 (1991) 5, S. 292-300.
- [92] **Wilczek, A.** : *Genauigkeit der Druckmessung im EHD-Kontakt, Teil II.* Tribologie + Schmierungstechnik, 38 (1991) 6, S. 332-336.
- [93] **Wolff, R., Nonaka, T., Kubo, A. und Matsuo, K.** : *Thermal Elastohydrodynamic Lubrication of Rolling/Sliding Line Contacts.* Trans. of ASME, Journal of Tribology, 114(1992)10, pp.706-713.

Anhang

FVA-Referenzöle

Die im folgenden zur Berechnung der physikalischen Eigenschaften der Versuchsöle FVA Nr.2 und FVA Nr.4 angegebenen Gleichungen als auch die zugehörigen Konstanten, sind aus der in [76] erwähnten Dokumentation der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. entnommen.

Aus den folgenden Zahlenwertgleichungen resultieren die angegebenen Einheiten, wenn die Konstanten aus der Tabelle 10.1 mit der dort bezeichneten Einheit, die Temperatur T in $^{\circ}\text{C}$ und der Überdruck p in N/m^2 eingesetzt werden.

Dichte

$$\rho = \rho_0 - \alpha_{\rho} \cdot T \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (10.1)$$

spezifische Wärmekapazität

$$c = c_0 + \alpha_c \cdot T \quad \left[\frac{\text{Ws}}{\text{kgK}} \right] \quad (10.2)$$

Wärmeleitfähigkeit

$$\lambda = \lambda_0 - \alpha_{\lambda} \cdot T \quad \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right] \quad (10.3)$$

kinematische Viskosität

$$\nu = 10^{-6} \cdot \left\{ -0,8 + 10^{\left(\frac{A}{273,15 + T} \right)^m} \right\} \quad \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right] \quad (10.4)$$

dynamische Viskosität

$$\eta = \eta_{50} \cdot e^{\left(B \cdot \frac{50-T}{C+T} + \alpha \cdot p\right)} \quad \left[\frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}\right] \quad (10.5)$$

mit

$$\alpha = A_0 - A_1 \cdot T + A_2 \cdot T^2 \quad \left[\frac{\text{m}^2}{\text{N}}\right] \quad (10.6)$$

Konstante	Einheit	FVA Öl Nr.2	FVA Öl Nr.4
$\eta_{50} \cdot 10^2$	Ns/m ²	1,702	23,44
m	-	3,57	3,26
A	K	349,1	422,8
B	K	5,428	7,495
C	K	94,72	83,21
$A_0 \cdot 10^8$	m ² /N	2,278	2,809
$A_1 \cdot 10^{10}$	m ² /NK	1,477	1,922
$A_2 \cdot 10^{13}$	m ² /NK ²	5,127	7,018
ρ_0	kg/m ³	876,4	913,8
α_p	kg/m ³ K	0,615	0,588
c_0	Ws/kgK	1807	1757
α_c	Ws/kgK ²	4,21	4,15
λ_0	W/mK	0,135	0,130
$\alpha_\lambda \cdot 10^5$	W/mK ²	7,35	7,11

Tabelle 10.1: Zahlenwerte der Öl-Konstanten der FVA-Öle nach [76]

Gaußsches Fehlerintegral und verwandte Funktionen

Die Berechnung von Gl.(10.13) und Gl.(10.14) erfolgt über das Gaußsche Fehlerintegral und dessen verwandte Funktionen [28].

Das Gaußsche Fehlerintegral ist definiert zu:

$$\operatorname{erf}(s) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \int_0^s e^{-\zeta^2} d\zeta \quad (10.7)$$

Für $s = 0$ ist : $\operatorname{erf}(0) = 0$

Für $s = \infty$ ist : $\operatorname{erf}(\infty) = 1$

Zudem gilt die Beziehung : $\operatorname{erf}(-s) = -\operatorname{erf}(s)$

Abramowitz gibt in [2, 1] eine gute Näherungslösung (Abweichung $< 1,5 \cdot 10^{-7}$) für das Gaußsche Fehlerintegral an. Diese lautet

$$\operatorname{erf}(s) = 1 - (a_1 t + a_2 t^2 + a_3 t^3 + a_4 t^4 + a_5 t^5) \cdot e^{-s^2} \quad (10.8)$$

mit $t = \frac{1}{1 + p \cdot s}$ und $p = 0,3275911$ $a_1 = 0,254829592$
 $a_2 = -0,284496736$ $a_3 = 1,421413741$
 $a_4 = -1,453152927$ $a_5 = 1,061405429$

Das komplementäre Fehlerintegral ergibt sich zu:

$$\operatorname{erfc}(s) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \int_s^{\infty} e^{-\zeta^2} d\zeta = 1 - \operatorname{erf}(s) \quad (10.9)$$

Für $s = 0$ ist : $\operatorname{erfc}(0) = 1$

Für $s = \infty$ ist : $\operatorname{erfc}(\infty) = 0$

Zudem gilt die Beziehung : $\operatorname{erfc}(-s) = 2 - \operatorname{erfc}(s)$

Das integrierte komplementäre Fehlerintegral ist definiert durch:

$$\operatorname{ierfc}(s) = \int_s^{\infty} \operatorname{erfc}(\zeta) d\zeta \quad (10.10)$$

Für $s = 0$ ist : $\operatorname{ierfc}(0) = \frac{1}{\sqrt{\pi}}$

Für $s = \infty$ ist : $\operatorname{ierfc}(\infty) = 0$

Das in Gl.(10.10) beschriebene integrierte komplementäre Fehlerintegral läßt sich über das Gaußsche oder das komplementäre Fehlerintegral ausdrücken. Es ergeben sich dadurch folgende Beziehungen:

$$\operatorname{ierfc}(s) = \frac{1}{\sqrt{\pi}} \cdot e^{-s^2} - s \cdot \operatorname{erfc}(s) \quad (10.11)$$

$$\operatorname{ierfc}(s) = \frac{1}{\sqrt{\pi}} \cdot e^{-s^2} - s \cdot (1 - \operatorname{erf}(s)) \quad (10.12)$$

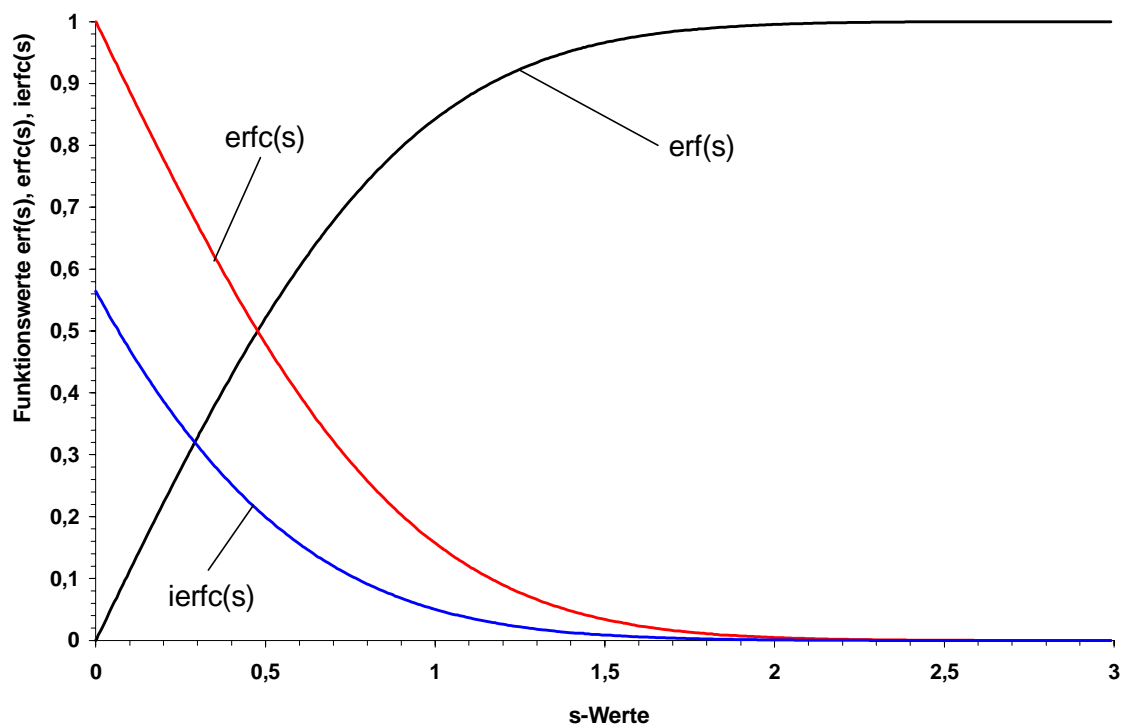


Bild 10.1: Gaußsches Fehlerintegral und verwandte Funktionen

Berechnungsgleichungen zu Kapitel 8.3 Temperaturmessungen

Berechnung der auf die Wärmeflußdichte \dot{q} bezogenen Oberflächentemperatur eines einseitig unendlich ausgedehnten Körpers bei Zufuhr einer konstanten Wärmeflußdichte nach Grigull/Sandner [28]:

$$T_{OF}(y,t) = \frac{2 \cdot \sqrt{a_M \cdot t}}{\lambda_M} \cdot \text{ierfc} \left[\frac{y}{2 \cdot \sqrt{a_M \cdot t}} \right] \quad (10.13)$$

Berechnung der auf die Wärmeflußdichte \dot{q} bezogenen Oberflächentemperatur eines einseitig unendlich ausgedehnten Körpers mit einer Isolationsschicht bei Zufuhr einer konstanten Wärmeflußdichte nach Matricon [51]:

$$T_{OF}(y,t) = \frac{2 \cdot \sqrt{a_s \cdot t}}{\lambda_s} \cdot \left\{ \text{ierfc} \left[\frac{y}{2 \cdot \sqrt{a_s \cdot t}} \right] + \sum_{n=1}^{\infty} (-m_T)^n \cdot \left(\text{ierfc} \left[\frac{2 \cdot n \cdot d_s + y}{2 \cdot \sqrt{a_s \cdot t}} \right] + \text{ierfc} \left[\frac{2 \cdot n \cdot d_s - y}{2 \cdot \sqrt{a_s \cdot t}} \right] \right) \right\} \quad (10.14)$$

In Gl.(10.14) steht der Parameter m_T für folgend aufgeführten Ausdruck:

$$m_T = \frac{\frac{\lambda_M}{\sqrt{a_M}} - \frac{\lambda_s}{\sqrt{a_s}}}{\frac{\lambda_M}{\sqrt{a_M}} + \frac{\lambda_s}{\sqrt{a_s}}} \quad (10.15)$$

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Sperrfechter
Vorname: Thomas
Geburtsdatum: 27. Mai 1965
Geburtsort: Neckarsulm
Staatsangehörigkeit: deutsch
Familienstand: verheiratet

Bildungsgang

1971-1975 Grundschule in Neckarzimmern

1975-1984 Auguste-Pattberg-Gymnasium in Mosbach-Neckarelz
Reifeprüfung am 28. Mai 1984

1984-1985 Grundwehrdienst
3. Kompanie des Instandsetzungsbataillons 12 in Niederstetten

1985-1991 Studium des Allgemeinen Maschinenbaus an der
Universität Karlsruhe (TH)
Diplom-Prüfung am 17. Oktober 1991

seit 1991 Wissenschaftlicher Angestellter am Institut für Maschinenkonstruk-
tionslehre und Kraftfahrzeugbau der Universität Karlsruhe
Promotion am 17. Juli 1998