



Hans-Christian Bartelt

**Entwicklung von Bauteilen aus
keramischen Werkstoffen für
Axialkolbenmaschinen der Hydrostatik**



Cuvillier Verlag Göttingen

Entwicklung von Bauteilen aus keramischen Werkstoffen für Axialkolbenmaschinen der Hydrostatik

Vom Promotionsausschuss der
Technischen Universität Hamburg-Harburg
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
genehmigte Dissertation

von
Hans-Christian Bartelt
aus Buxtehude

2006

Bibliografische Information Der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

- 1. Aufl. - Göttingen : Cuvillier, 2006
- Zugl.: Bonn, Univ., Diss., 2006
- ISBN 10: 3-86727-026-0
- ISBN 13: 978-3-86727-026-7

- 1. Prüfer: Prof. Dr.-Ing. D. G. Feldmann
- 2. Prüfer: Prof. Dr.-Ing. N. Claussen

Tag der mündlichen Prüfung: 12. September 2006

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2006
Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen
Telefon: 0551-54724-0
Telefax: 0551-54724-21
www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2006

Gedruckt auf säurefreiem Papier

ISBN 10: 3-86727-026-0

ISBN 13: 978-3-86727-026-7

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter im Arbeitsbereich Konstruktionstechnik 1 der Technischen Universität Hamburg-Harburg. Herrn Prof. Dr.-Ing. Dierk Götz Feldmann, dem Leiter des Arbeitsbereichs, danke ich für das mir entgegengebrachte Vertrauen und die Unterstützung meiner Forschungsarbeit. Die Erkenntnisse und Anregungen aus den stets konstruktiven Diskussionen sind für mich von über diese Arbeit hinausgehendem Wert.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Nils Claussen danke ich herzlich für das Interesse an meiner Arbeit und für die Übernahme des Korreferats. Herrn Prof. Dr.-Ing. Horst Rulfs danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Teile dieser Arbeit basieren auf den Ergebnissen von Forschungsvorhaben, die durch das Bundesministerium für Bildung und Forschung und durch den Forschungsfonds des Fachverbands Fluidtechnik im VDMA gefördert wurden. Ich danke dem BMBF und dem VDMA für die finanzielle Unterstützung. Für die Zusammenarbeit in den Projekten danke ich den Unternehmen Bosch Rexroth, Moog, Walter Voss Fluidtechnik, Sauer-Danfoss und Materials Engineering Hamburg, dem Fachverband Fluidtechnik im VDMA und dem Arbeitsbereich Technische Keramik der TUHH.

Meinen ehemaligen Kollegen möchte ich für Freundschaft, das hervorragende Arbeitsklima und die produktive Zusammenarbeit danken und hoffe, dass wir noch lange einander verbunden bleiben.

Hans-Christian Bartelt
München, September 2006

Inhaltsverzeichnis

1	Ausgangssituation	1
2	Aufgabenstellung und Vorgehensweise	3
2.1	Aufgabenstellung	3
2.2	Vorgehensweise	5
3	Stand der Technik und Forschung	9
3.1	Aufbau und Funktion der Versuchsmaschinen	9
3.2	Keramische Tribosysteme	11
3.2.1	Grundlagen	11
3.2.2	Tribologisches Verhalten keramischer Werkstoffsysteme	15
3.3	Keramische Bauteile in hydrostatischen Axialkolbenmaschinen	19
3.4	Festigkeit keramischer Bauteile	20
3.4.1	Inertfestigkeit	20
3.4.2	Lebensdauer	22
4	Verwendete keramische Werkstoffe	25
4.1	Werkstoffdaten	25
4.2	Anforderungen an die Oberflächenqualität	25
4.3	Anwendungsnahe Bestimmung der Festigkeitskennwerte	29
4.3.1	Versuchseinrichtung und Probekörper	29
4.3.2	Charakteristische Festigkeit und effektives Volumen	30
4.3.3	Risswachstumsparameter	35
4.4	Zusammenstellung der Festigkeitskennwerte	38
5	Arbeitskolben und Laufbuchsen von Axialkolbenmaschinen	40
5.1	Mechanische Beanspruchung der Bauteile	40

5.1.1	Finite-Elemente-Modelle	40
5.1.2	Ergebnisse der FEM-Berechnungen	42
5.1.2.1	Maschine A4VSO 40	42
5.1.2.2	Maschine 90/075	45
5.2	Bauteilfestigkeit	46
5.3	Bauteillebensdauer	48
5.4	Presssitz von Buchse und Zylinderblock	50
5.4.1	Verfahren zur rechnergestützten Auslegung des Presssitzes	50
5.4.2	Auslegung des Presssitzes	55
5.4.3	Nachrechnung des Presssitzes mit FEM	58
5.4.4	Flächenpressungsverteilung im Pressverband	60
5.4.5	Innenkontur der gefügten Keramikbuchsen	62
5.5	Keramische Prototypen	64
5.6	Zusammenfassung	67
6	Entwicklung eines Proof-Tests für keramische Arbeitskolben	68
6.1	Konzept des Proof-Tests	68
6.2	Im Proof-Test abzubildende Belastungen	70
6.3	Proof-Test-Diagramme	71
6.4	Prüfstandsbeschreibung	75
6.5	Durchführung und Ergebnisse der Proof-Tests	78
6.5.1	Durchführung der Proof-Tests	78
6.5.2	ZrO ₂ -Kolben, Maschine A4VSO 40	79
6.5.3	RBAO-Kolben, Maschine A4VSO 40	80
6.5.4	Si ₃ N ₄ -Kolben, Maschinen A4VSO 40 und 90/075	82
6.6	Zusammenfassung	83
7	Bauteilerprobung	85
7.1	Versuchsplan	85
7.1.1	Maschine A4VSO 40	85
7.1.2	Maschine 90/075	88
7.2	Versuchseinrichtungen	90
7.2.1	Verspannungsprüfstand	90
7.2.1.1	Prüfstandsbeschreibung	90

7.2.1.2	Wirkungsgradberechnung	91
7.2.2	Schwungradprüfstand	94
7.2.2.1	Prüfstandsbeschreibung	94
7.2.2.2	Wirkungsgradberechnung	95
7.3	Versuchsergebnisse	96
7.3.1	Variation der Werkstoffe	97
7.3.2	Variation des Lagerspiels	97
7.3.3	Einlaufverhalten	102
7.3.3.1	Verschleiß	102
7.3.3.2	Wirkungsgrade	108
7.3.4	Langzeiterprobung	113
7.3.4.1	Verschleiß	113
7.3.4.2	Wirkungsgrade	117
7.4	Zusammenfassung	120
8	Zusammenfassung und Ausblick	122
A	Messfehler	125
A.1	Verspannungsprüfstand	125
A.2	Schwungradprüfstand	128
B	Maschinenkennfelder	131
C	Weiterführende Untersuchungen	136
C.1	Erprobung von Keramik-Metall-Paarungen	136
C.1.1	Keramik-Kolben und Metall-Buchsen	137
C.1.2	Stahl-Kolben, Keramik-Buchsen	145
D	Kontinuierliche Kennfeldaufzeichnung	146
D.1	Festlegung der Druckanstiegsrate	146
D.2	Abhängigkeit der Wirkungsgrade von der Betriebstemperatur	149
D.2.1	Ungekühlter Betrieb	149
D.2.2	Konstante Zulauftemperatur	151
E	Technische Daten wesentlicher Prüfstandskomponenten	153
	Literatur	157

Formelzeichen und Indizes

Formelzeichen

A_P	Kontaktfläche
a	Fehlerlänge
B	Kompressionsmodul, Risswachstumsparameter
c	Steifigkeit
E	E-Modul
F	Kraft, Ausfallwahrscheinlichkeit
F_a	Axialkraft des Arbeitskolbens
F_r	Radialkraft des Arbeitskolbens
G	Ausfallwahrscheinlichkeit nach Proof-Test
K	Spannungsintensitätsfaktor
l	Länge
m	Weibullmodul
n	Risswachstumsexponent, Drehzahl
p	Druck, Flächenpressung
p_0	char. Festigkeit, max. Flächenpressung
r	Radius
r_P	Radius im Presssitz
T	Drehmoment
t	Lebensdauer
U	innere Energie
\ddot{U}	Überlastverhältnis
V_{eff}	effektives Volumen
V_{th}	theoretisches Hubvolumen
\dot{V}	Volumenstrom
W	Arbeit der äußeren Lasten
Y	Geometriefaktor

Formelzeichen, griechisch

α	thermischer Längenausdehnungskoeffizient
β	Schwenkwinkel
η	Wirkungsgrad
ϑ	Temperatur
μ	Reibungskoeffizient
ν	Querkontraktionszahl, kin. Viskosität
σ	Spannung
σ_0	charakteristische Festigkeit
σ_1	1. Hauptnormalspannung
σ_3	3. Hauptnormalspannung
ψ	relatives Lagerspiel

Indizes

1	Maschinenanschluss 1
2	Maschinenanschluss 2
a	Außenmaß
B	Bauteil, Buchse
c	kritisch
f	Versagen
i	Innenmaß
K	Kolben
m	montiert
P	Probekörper
p	Proof-Test
r	radiales Maß
T	Betriebstemperatur
T0	Raumtemperatur
u	unmontiert
V	Vorspannung
Z	Zylinderblock

Kapitel 1

Ausgangssituation

Fluidtechnische Antriebe haben für viele Bereiche der Technik große Bedeutung, sie sind beispielsweise ein wesentlicher Bestandteil von Produkten des Maschinenbaus, des Fahrzeugbaus, des Flugzeugbaus, des Schiffbaus und des Anlagenbaus. Die Fluidtechnikbranche hat in der Bundesrepublik Deutschland einen anerkannt hohen Stand, technologisch ist die deutsche Fluidtechnik weltweit führend. Das drückt sich unter anderem in dem hohen Anteil von mehr als 30 % am gesamten Welthandel mit fluidtechnischen Produkten aus.

Geräte der Fluidtechnik werden heute in der Regel aus metallischen Werkstoffen hergestellt. Abhängig von der Art der Bauteilbeanspruchung werden Stähle, Gusseisen und Aluminiumlegierungen verwendet. Insbesondere in rotierenden Verdrängermaschinen findet man tribologisch hochbelastete Gleitpaarungen, bei denen einer der beiden Gleitpartner vollständig oder zum Teil aus einer Buntmetall-Legierung besteht. Vorteilhaft bei den heute verwendeten Werkstoffen ist, dass sie seit langem bekannt und hoch entwickelt sind, ihre Eigenschaften sind genau definiert und zur Berechnung der Bauteile und ihrem Test insbesondere hinsichtlich der Bauteilfestigkeit existieren zuverlässige Verfahren. Nachteilig sind bei den genannten Werkstoffen die hohe Dichte, die zu einem hohen Gewicht der Bauteile und der aus ihnen zusammengesetzten Maschine führt und die begrenzte Härte von Oberflächen, aus der eine begrenzte Verschleißresistenz resultiert. Die mit steigender Temperatur abnehmende Festigkeit von Werkstoffen kann beim Auftreten von Misch- oder Grenzreibung durch hohe Belastungen und niedrige Gleitgeschwindigkeiten und insbesondere auch bei HFA-Anwendungen, die überwiegend im Gebiet der Mischreibung erfolgen [1], zum Ausfall von Gleitpaarungen führen. Neben der Mischreibung ist die Feststoffverschmutzung des Hydraulikmediums als besonders kritisch zu nennen. Etwa 70 % der Ausfälle in hydraulischen Anlagen werden ursächlich auf eine Feststoffverschmutzung der Hydraulikflüssigkeit zurückgeführt [2].

Wesentliche Nachteile metallischer Bauteile könnten durch den Einsatz von Keramik als Bauteilwerkstoff vermieden werden; Keramik hat eine niedrige Dichte, eine hohe Härte, eine hohe Festigkeit auch bei höheren Temperaturen und ist als Werkstoff umwelttechnisch unproblematisch. Potenziell niedrigere Reibwerte im tribologischen Kontakt und damit erreichbare bessere mechanische Wirkungsgrade sind ein weiterer positiver Aspekt für die Anwendung von Keramik.

Das spröde Materialverhalten keramischer Werkstoffe führt jedoch in Verbindung mit herstellungsbedingt nicht zu vermeidenden Mikrodefekten zu einer hohen Streuung der Bauteilfestigkeit. Diese wird heute üblicherweise durch bruchmechanische und statistische Berechnungsverfahren beschrieben, die sich dem normalen ingenieurmäßigen Zugang entziehen. Insbesondere der Bereich der dynamischen Festigkeit unter mehrachsiger Beanspruchung und der Prozess des unterkritischen Risswachstums unter Medien einfluss wird durch existierende Bauteilberechnungsverfahren nicht ausreichend abgedeckt. Dies ist insbesondere für Anwendungen relevant, in denen Bauteile aus Keramik aufgrund ihrer Funktion nicht so gestaltet werden können, dass Zugspannungen vermieden werden. Für die Praxis ergibt sich damit die Notwendigkeit, aufwendige Berechnungen zur Bauteilauslegung und umfangreiche Tests mit Bauteilen in der Entwicklungsphase durchführen und diese Tests auch in der Produktionsphase mit statistisch relevanten Zahlen an Testteilen weiterführen zu müssen. In diesem Bereich wird ein Kostenreduzierungspotenzial und die Chance zur Beschleunigung der Bauteilentwicklung durch die Bereitstellung ingenieurmäßig anwendbarer Methoden für die Auslegung keramischer Bauteile gesehen.

Die Herstellung keramischer Bauteile, die üblicherweise durch Pressen, Grünbearbeiten, Sintern und Endbearbeiten mit Diamantwerkzeugen erfolgt, führt in der Entwicklungsphase zu besonders hohen Kosten für die Erprobungsmuster. Der Aufwand und die Kosten für die Serienherstellung hängen dann entscheidend davon ab, welche Anforderungen an die Werkstofffestigkeit und die Gestaltgenauigkeit einschließlich der Oberflächenbeschaffenheit des Bauteils gestellt werden. Ein Potenzial zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit der Bauteilfertigung und der Bauteilqualität wird in der Reduktion der Rohstoffkosten und der Vereinfachung der Herstellung der Bauteile, beispielsweise durch eine vereinfachte Bearbeitung des Grünkörpers, gesehen. Ein weiterer Ansatz ist die Senkung der Hartbearbeitungskosten durch Präzisionsgrünbearbeitung, wodurch eine Einengung der Toleranzen des Sinterbauteils erzielt und damit eine Reduktion des Schleifaufmaßes ermöglicht wird.

Führende Unternehmen der Fluidtechnikbranche gehen davon aus, dass das Potenzial von Keramik für die Fluidtechnik am besten durch funktionierende mechanisch und tribologisch hoch belastete Bauteile nachgewiesen werden kann. Trotz eines hohen Interesses am Werkstoff zeigen sich die Unternehmen zurückhaltend bei der Entwicklung keramischer Bauteile für die eigenen Produkte. Ein wesentlicher Grund hierfür ist, neben den hohen Herstellkosten für Prototypen, die aufwendige Festigkeitsauslegung von keramischen Bauteilen. Die Industrie, für die hier stellvertretend die Unternehmen Bosch Rexroth, Moog, Walter Voss und Sauer-Danfoss stehen, förderte daher in Verbundforschungsprojekten Arbeiten der Technischen Universität Hamburg-Harburg zur Weiterentwicklung keramischer Werkstoffe, zur Bauteilberechnung und zur Erprobung keramischer Werkstoffe in hydrostatischen Komponenten, die die Basis für diese Arbeit sind.

Kapitel 2

Aufgabenstellung und Vorgehensweise

2.1 Aufgabenstellung

Der Erfüllung steigender Anforderungen an hydrostatische Verdrängermaschinen im Hinblick auf Leistungsdichte und Lebensdauer, Betriebsverhalten und Umweltfreundlichkeit sind durch den konstruktiven Aufbau und die üblicherweise verwendeten Werkstoffe Grenzen gesetzt. So führt beispielsweise bei Axialkolbenmaschinen eine Steigerung der Leistungsdichte über eine Anhebung des Betriebsdrucks zu einer höheren Belastung der kraftübertragenden Bauteile und zu einer Ausweitung der Betriebsbereiche, in denen Mischreibung in Gleitlagerungen auftritt. Eine Leistungswandlung über verstärkt im Mischreibungsgebiet laufende Gleitpaarungen bedeutet höhere mechanische Verluste, die den Gesamtwirkungsgrad der Maschine senken und zu einer erhöhten thermischen Belastung der Werkstoffe und zu einem erhöhtem Verschleiß der heute bereits im Grenzbereich ihrer Belastbarkeit betriebenen Bauteile führen. Eine Zunahme des Verschleißes bedeutet wiederum eine geringere Zuverlässigkeit und Lebenserwartung der Maschine. Auch der volumetrische Wirkungsgrad wird durch Verschleiß negativ beeinflusst, wenn nicht nachstellende Spalte, wie beispielsweise zwischen Arbeitskolben und Laufbuchsen von Axialkolbenmaschinen, vorliegen.

Einer Erhöhung der Leistungsdichte der Maschinen über eine Anhebung der Betriebsdrehzahl sind durch zunehmende Massenkräfte, Strömungsverluste und Kavitation des Fluids Grenzen gesetzt. Zusammen mit dem Bestreben nach einem umweltfreundlichen Maschinendesign, das auch eine Abkehr von den heute üblicherweise für Gleitpaarungen verwendeten Buntmetallen erstrebenswert macht, entsteht der Bedarf nach einer Bewertung des Potenzials neuer Werkstoffe für das Anwendungsfeld der hydrostatischen Verdrängermaschinen.

Den herausragenden Eigenschaften von keramischen Werkstoffen für diese Anwendungen stehen eine aufwendige Bauteilauslegung und Fertigung sowie die Erfordernis zur Sicherstellung der Fertigungsqualität insbesondere im Hinblick auf die Bauteilfestigkeit

gegenüber. Aus diesen Punkten leiten sich die Fragestellungen ab, die in dieser Arbeit an Arbeitskolben und Laufbuchsen von hydrostatischen Axialkolbenmaschinen als Beispiel für tribologisch und mechanisch hochbeanspruchte Elemente fluidtechnischer Maschinen untersucht werden:

Die Einsetzbarkeit keramischer Werkstoffe für tribologisch und mechanisch hochbeanspruchte Bauteile fluidtechnischer Verdrängermaschinen soll geprüft werden, indem ermittelt wird, ob eine ausreichende Betriebsfestigkeit der Versuchskörper Arbeitskolben und Laufbuchse in Axialkolbenmaschinen bei maschinenüblichen Betriebsdrücken und Drehzahlen erreicht werden kann. Dies bedingt auch Dauererprobungen über für typische Anwendungen relevante Zeiträume.

Zur Bewertung des technischen Nutzens von Keramiken als Werkstoffe für Arbeitskolben und Buchsen von Axialkolbenmaschinen sollen der Einfluss der Wahl verschiedener keramischer Werkstoffe auf den hydraulisch-mechanischen und den volumetrischen Wirkungsgrad der Maschine sowie auf das Verschleißverhalten untersucht werden. Weiter soll untersucht werden, ob durch eine Verringerung des Spiels zwischen Arbeitskolben und Laufbuchse der Maschinenwirkungsgrad erhöht werden kann.

Fertigungsbedingt nicht vermeidbare Mikrodefekte wie Einschlüsse und Poren sowie makroskopische Fehler im keramischen Gefüge, die beispielsweise durch Fertigungsverfahren wie die Grünbearbeitung in Verbindung mit einer geringen Grünfestigkeit entstehen können, führen zu einer Streuung der Festigkeit der keramischen Bauteile und machen eine Überprüfung der Festigkeit vor dem Einsatz der Bauteile in der Maschine erforderlich. Im Rahmen der Arbeit soll ein Prüfverfahren entwickelt werden, mittels dessen ein Bauteilversagen im Betrieb durch eine vorgelagerte Prüfung der Festigkeit vermieden wird.

Neben dem Einsatz der marktüblichen Keramiken ZrO_2 und Si_3N_4 wird das Potenzial des neuartigen keramischen Werkstoffs RBAO¹ [3, 4] zur Fertigung von kostengünstigen, hochbeanspruchbaren keramischen Bauteilen untersucht. Bei dem Werkstoff RBAO handelt es sich um eine reaktionsgebundene ZTA-Keramik², die im Arbeitsbereich Technische Keramik der Technischen Universität Hamburg-Harburg entwickelt wurde und für die auf Grund der folgenden Eigenschaften ein hohes Potenzial für eine wirtschaftliche Bauteilfertigung gesehen wird:

- Verwendung kostengünstiger Rohstoffe
- überdurchschnittliche Grünbearbeitungseigenschaften durch eine hohe Grünfestigkeit von 18-50 MPa, abhängig vom isostatischen Pressdruck³

¹RBAO: Reaction bonded aluminum oxide (reaktionsgebundenes Aluminiumoxid)

²ZTA: Zirconia toughened alumina (zirkonoxidverstärktes Aluminiumoxid)

³Die Grünfestigkeit der marktüblichen Keramiken Al_2O_3 und ZrO_2 beträgt üblicherweise bis zu 4 MPa.

- Sintern unter Umgebungsluft, keine spezielle Sinteratmosphäre erforderlich
- geringer Sinterverzug und entsprechend geringe Schleifaufmaße

Ein entscheidender Faktor für den Einsatz keramischer Werkstoffe sind ökonomisch vertretbare Fertigungskosten, die bei keramischen Bauteilen in der Regel über den Fertigungskosten für Bauteile aus konventionellen Werkstoffen liegen. Einer Reduktion der Fertigungskosten kommt daher eine hohe Bedeutung zu. Als Maßnahme zur Reduktion der Fertigungskosten soll der Verzicht auf eine Hartbearbeitung von mechanisch hoch beanspruchten nicht-Funktionsflächen im Hinblick auf eine ausreichende mechanische Festigkeit der sogenannten as-fired-Flächen⁴ ermittelt werden.

Basierend auf dem Stand der Technik und einem neuen, im Arbeitsbereich Konstruktionstechnik 1 der TU Hamburg-Harburg entwickelten Verfahren zur Bestimmung von Festigkeitskennwerten keramischer Werkstoffe soll mit dieser Arbeit ein ingenieurmäßig handhabbares Vorgehen zur Auslegung keramischer Bauteile aufgezeigt werden.

2.2 Vorgehensweise

Bild 2.1 zeigt die Schritte der Entwicklung eines strukturkeramischen Bauteils. Als Eingangsgrößen für den Entwicklungsprozess sind die Bauteilgeometrie, ein als geeignet anzunehmender keramischer Werkstoff, ein bruchmechanisches Versagenskriterium und die erforderlichen Oberflächenqualitäten des zu entwickelnden Bauteils vorzugeben. Für die Festigkeitsauslegung sind durch Inert- und Dauerfestigkeitsuntersuchungen mit Probekörpern, die mit dem gleichen Herstellungsverfahren wie das spätere Bauteil herzustellen sind und die identische Oberflächenqualitäten in mechanisch beanspruchten Materialbereichen aufweisen, unter den Umgebungsbedingungen des späteren Bauteils (z.B. Schmierstoff, Temperaturen) und unter Anwendung der entsprechenden Normen für die Auswertung die Inertfestigkeit und das Risswachstum beschreibende Größen zu ermitteln.

Mit diesen Werkstoffdaten werden über die Spannungsverteilung aus einer FE-Analyse die Ausfallwahrscheinlichkeit und die Lebensdauer des Bauteils berechnet und, falls unzureichend, das Bauteil umgestaltet oder ein anderer keramischer Werkstoff gewählt. Die gefertigten Bauteile sind vorzugsweise bereits im as-fired-Zustand qualitätssichernden Maßnahmen zu unterziehen, um Bauteile mit unzureichenden Festigkeitseigenschaften vor der kostenintensiven Hartbearbeitung auszusortieren. Im Anschluss an eine Hartbearbeitung ist das Bauteil erneut auf Einhaltung der Toleranzen, Bearbeitungsfehler und Festigkeit zu prüfen. In Abhängigkeit der Ergebnisse aus der Bauteilerprobung sind dann ggf. Iterationsschritte aus dem Schema zu wiederholen.

⁴as fired: Oberfläche eines keramischen Körpers im gesinterten, unbearbeiteten Zustand

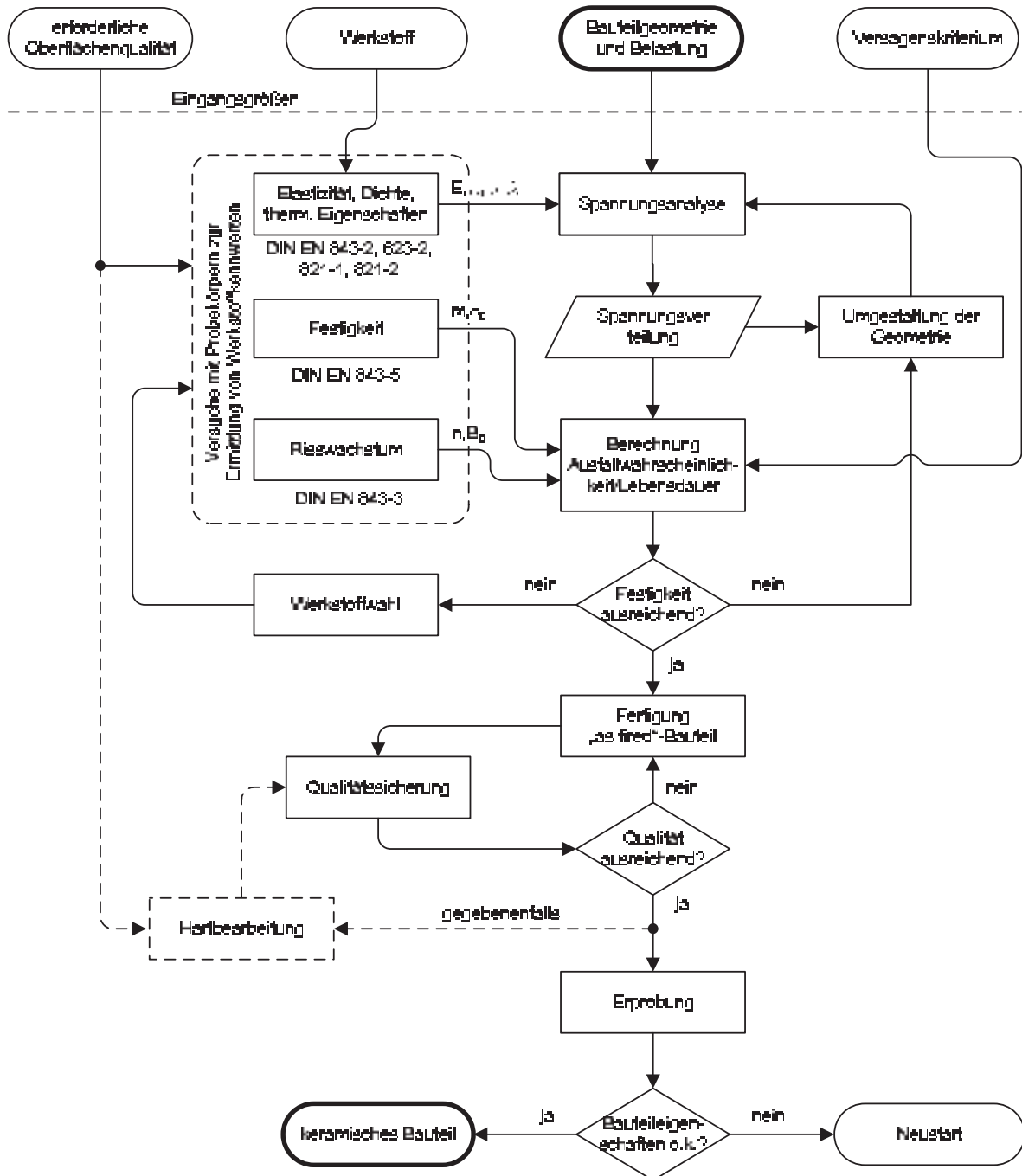


Bild 2.1: Schritte bei der Entwicklung strukturkeramischer Komponenten.

Bild 2.2 zeigt das auf die Entwicklung von keramischen Arbeitskolben und Laufbuchsen übertragene Vorgehen: Zur festigkeitsmäßigen Bauteilauslegung ist die Spannungsverteilung in den Arbeitskolben und den Laufbuchsen zu ermitteln. Aufgrund der Komplexität der Baugruppe, die aus dem Arbeitskolben, der Laufbuchse und den zu berücksichtigenden angrenzenden Bauteilen Zylinderblock und Gleitschuh besteht, wird für die Modellierung die Methode der Finiten Elemente gewählt. Für die Erstellung des Finite-Elemente-Modells ist eine CAD-Modell hilfreich, mit dem das Finite-Elemente-Netz und die Belastungs- und Verschiebungsrandbedingungen erzeugt werden können. Für die Berechnung der Festigkeit der keramischen Bauteile ist eine Gewichtung des Spannungsfelds im Bauteil mit den Festigkeitskennwerten des keramischen Werkstoffs erforderlich. Diese werden für die vorgesehenen Keramiken mittels eines anwendungsnahen Verfahrens bestimmt, mit dem über Innendruckversuche an ringförmigen Probekörpern, die mit dem Fertigungsverfahren und der Oberflächenqualität des späteren Bauteils gefertigt werden, Berstdrucke bestimmt werden [5]. Diese können mittels bekannter, z.T. genormter Verfahren ausgewertet werden und ermöglichen die Berechnung der Festigkeit, d.h. der Ausfallwahrscheinlichkeit und der Lebensdauer des konstruierten Bauteils. Wird die berechnete Festigkeit als ausreichend angesehen, kann das Bauteil gefertigt werden. Die Fertigung aller in dieser Arbeit verwendeten Bauteile und Prüfkörper erfolgte durch Grünbearbeitung, d.h. über die spanende Bearbeitung eines Pulverpresskörpers und anschließendes Sintern. Die vergleichsweise hohe Streuung der Festigkeit keramischer Bauteile und die ggf. resultierenden schwerwiegenden Folgen für die Versuchsmaschine im Falle eines Bauteilversagens machen eine Absicherung der Festigkeit der Bauteile vor ihrem Einsatz erforderlich. Die Gewährleistung einer ausreichenden Festigkeit, die im Wesentlichen die Arbeitskolben betrifft, in denen hohe Zugspannungen auftreten, erfolgt in dieser Arbeit durch einen Proof-Test. Die durch einen Presssitz gehaltenen Laufbuchsen sind i.W. druckbeansprucht, was den günstigsten Anwendungsfall für keramische Werkstoffe darstellt, deren Druckfestigkeit bis zu einer Größenordnung über der Zugfestigkeit liegen kann.

Durch die Anwendung des Proof-Tests vor dem Schleifen der Funktionsflächen können Hartbearbeitungskosten für fehlerhafte Bauteile eingespart werden. Über die erneute Prüfung im Anschluss an die Hartbearbeitung werden die Bauteile gegen Fehler abgesichert, die durch die Hartbearbeitung entstehen. Nach der Aufbringung der Gleitschuhe auf die Kolben, der Einbringung der Laufbuchsen in die Zylinderblöcke und der Montage der Versuchsmaschinen erfolgt die Erprobung der Prototypen in für die Erprobung von keramischen Triebwerken eingerichteten Leistungsprüfständen.

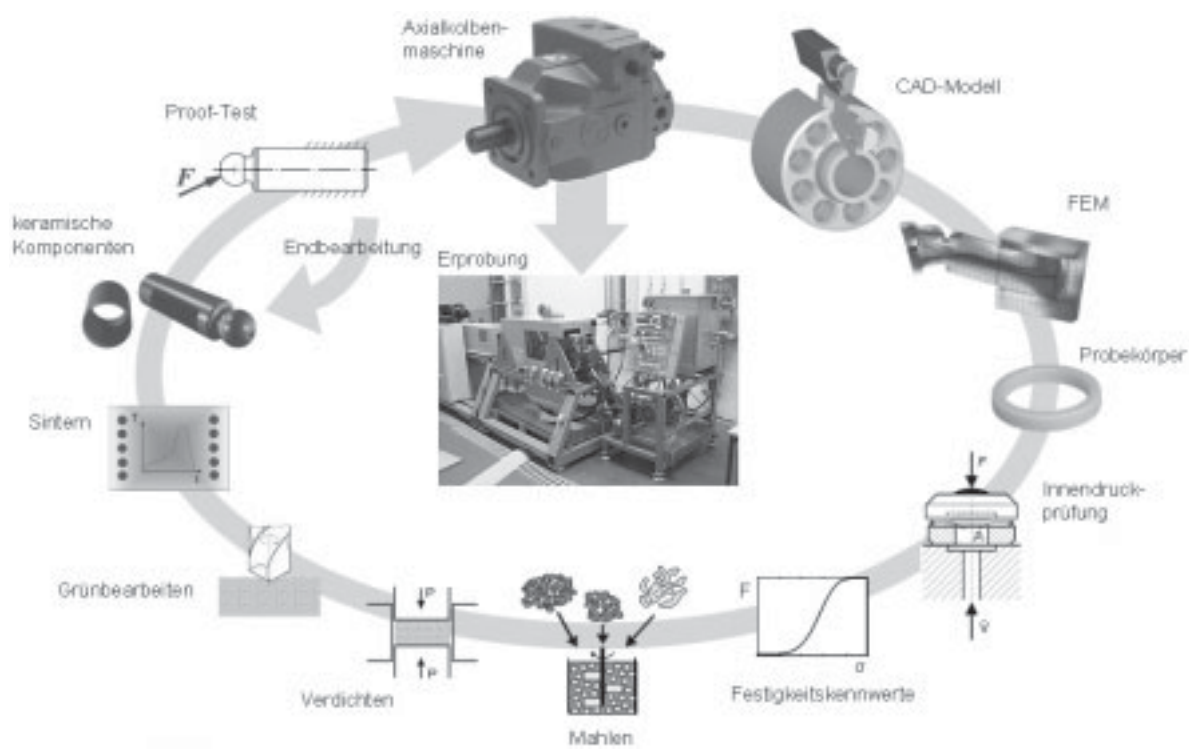


Bild 2.2: Schritte bei der Entwicklung keramischer Arbeitskolben und Laufbuchsen für Axialkolbenmaschinen.

Kapitel 3

Stand der Technik und Forschung

3.1 Aufbau und Funktion der Versuchsmaschinen

Für die Untersuchungen wurden zwei Axialkolbenmaschinen unterschiedlicher Hersteller herangezogen, Technische Daten s. Tabelle 3.1: Die Untersuchung unterschiedlicher Werkstoffkombinationen und Spaltmaße von Arbeitskolben und Laufbuchsen sowie Dauererprobungen¹ im Pumpenbetrieb erfolgte mit der Axialkolbenmaschine Bosch Rexroth A4VSO 40 mit einem maximalen Verdrängungsvolumen von 40 cm³. Die Langzeiterprobung² der keramischen Kolben und Buchsen im Motor- und Pumpenbetrieb wurde mit der Maschine Typ 90/075 des Herstellers Sauer-Danfoss vorgenommen. Diese Maschine hat ein maximales Verdrängungsvolumen von 75 cm³.

Hydraulische Verdrängermaschinen dienen der Wandlung von mechanischer in hydraulische Energie und umgekehrt. Die mechanische Energie wird üblicherweise in Form einer Drehbewegung und eines Drehmoments der Maschine zu- oder von der Maschine abgeführt, die hydraulische Leistungsübertragung erfolgt in Form eines Flüssigkeitsstroms mit einem Druck oberhalb des Umgebungsdrucks. Axialkolbenpumpen wie die in Bild 3.1 im Schnitt dargestellte Maschine A4VSO 40 wandeln mechanische in hydraulische Energie, indem ein Antriebsmoment eine Antriebswelle (1) in Rotation versetzt, die einen Zylinderblock (7) mitnimmt, in dem sich typischerweise 9 Laufbuchsen (5) und Arbeitskolben (6) befinden, die über Gleitschuhe (4) an einer raumfesten Gleitscheibe (3), die auf einer Wiege (2) aufliegt, ablaufen und hierdurch eine translatorische Bewegung vermittelt bekommen, die als Hubbewegung zur Förderung der Hydraulikflüssigkeit genutzt wird. Die Hydraulikflüssigkeit wird zu einem hydraulischen Verbraucher gefördert, der dem Flüssigkeitsstrom einen Widerstand entgegensetzt, so dass sich in den Kammern der Verdrängermaschine ein über dem Umgebungsdruck liegender hydrostatischer Druck p aufbaut. Dieser Druck bewirkt eine auf die Arbeitskolben wirkende

¹Als Dauererprobungen werden hier Erprobungen über einen Zeitraum von 300 h bezeichnet.

²Als Langzeiterprobung wird hier eine Erprobung über einen Zeitraum von 1200 h bezeichnet.

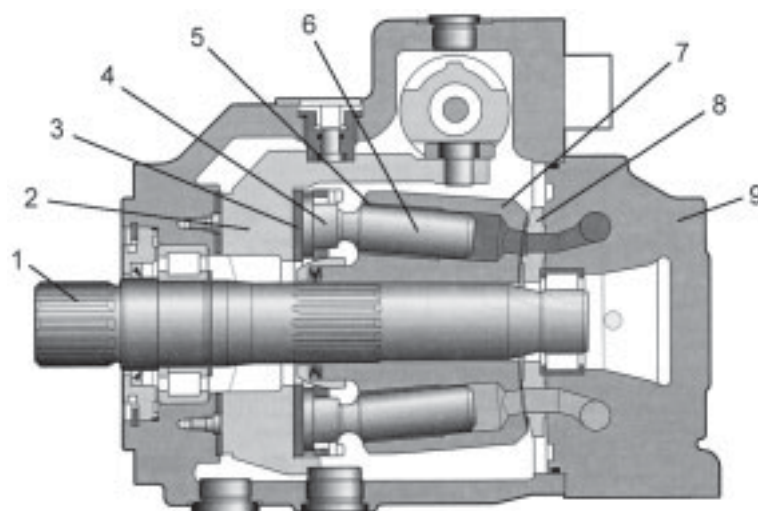


Bild 3.1: Schnittdarstellung der Axialkolbenmaschine A4VSO 40, Quelle: Bosch Rexroth.

Axialkraft F_a , aus der über die Abstützung an der Gleitscheibe eine radial auf den Kolben wirkende Kraft F_r entsteht, s. Bild 3.2, die zu einer Verkipfung der Kolben und zu hohen Flächenpressungen an den Kanten der Buchsen führt. Die über die Zylinderblockbohrungen auf den Zylinderblock wirkenden Reaktionskräfte werden über ein Axiallager (8) (bestehend aus Lagerplatte, Ventilplatte oder Steuerspiegel), das gleichzeitig die Steuerung der Flüssigkeitsströme aus dem Niederdruckteil über die Kolbenräume in den Hochdruckteil übernimmt und über die Antriebswelle in das Maschinengehäuse (9) geleitet. Weiter entstehen durch die Kolbenmasse Trägheitskräfte sowie an den tribologisch beanspruchten Flächen Kräfte durch Reibung, die vektoriell zu den in Bild 3.2 gezeigten Kräften zu addieren sind. Insbesondere im Bereich niedriger Maschinendrehzahlen und hoher Systemdrücke nehmen die Reibkräfte bedingt durch sich einstellende Mischreibung hohe Werte an, die zu Bauteilschäden führen können. Aus diesem Grunde wird für diese Art von Maschinen üblicherweise eine Mindestdrehzahl angegeben, die typischerweise im Bereich von 500 min^{-1} liegt. Als Werkstoffe für die Tribokontakte werden typischerweise hart/weich-Paarungen aus Stahl/Bronze, Stahl/Sondermessing oder Stahl/Guss verwendet, deren Härte üblicherweise im Bereich von HV 6-10/2-3 GPa liegt. Durch die Verwendung keramischer Werkstoffe wird das Härteniveau bedeutend angehoben (Tab. 4.1).

Aufgrund der hohen Bedeutung für den Maschinenwirkungsgrad befassen sich zahlreiche Veröffentlichungen mit dem Trag- und Reibverhalten des stark verkanteten Gleitlagers Arbeitskolben/Laufbuchse [7, 8, 9]. Für eine grobe Abschätzung der mechanischen Beanspruchung des Arbeitskolbens werden in der Literatur analytische Beziehungen genannt [6]. Voraussetzung für eine Berechnung der Festigkeit der keramischen Kolben ist jedoch die genaue Kenntnis der Spannungsverteilung im Bauteilvolumen, die eine Berücksichtigung der Nachgiebigkeiten der keramischen und der angrenzenden Bauteile erforderlich macht. Analytisch werden beispielsweise Spannungskonzentrationen, wie

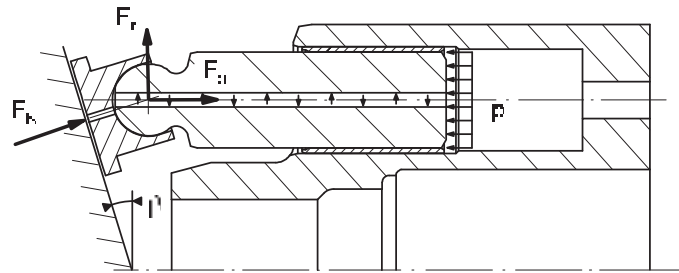


Bild 3.2: Hydrostatischer Druck und Reaktionskräfte am Axialkolben.

Hersteller	Bosch Rexroth	Sauer-Danfoss
Bezeichnung	A4VSO40	90/075
Kreislauf	offen	geschlossen
max. Verdrängungsvolumen	40 cm ³	75 cm ³
Nenn Drehzahl	2600 min ⁻¹ ^a	3600 min ⁻¹
Maximaldrehzahl	3200 min ⁻¹ ^b	3950 min ⁻¹
Nenn druck	350 bar	420 bar
Maximaldruck	400 bar	480 bar
Nennmoment ^c	223 Nm	500 Nm
Nennleistung ^c	61 kW	189 kW
Masse	39 kg	49 kg
Betriebsflüssigkeit	Mineralöl	Mineralöl

^abegrenzt durch offenen Kreislauf ^bbei Erhöhung des Eingangsdrucks

^cohne Berücksichtigung des Wirkungsgrads

Tabelle 3.1: Technische Daten der Versuchsmaschinen.

sie im Kugelgelenk des Kolbens auftreten, nicht erkannt. Anstelle einer analytischen Abschätzung der Bauteilspannungen wird daher eine Finite Elemente-Berechnung der Rotationsgruppe durchgeführt (Abschnitt 5.1).

3.2 Keramische Tribosysteme

3.2.1 Grundlagen

Im Folgenden sollen die wichtigsten Begriffe für den Bereich tribologischer Systeme und tribologischer Prüfungen erläutert werden.

Tribologie wird im Allgemeinen definiert³ als Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung, die die Teilgebiete Reibung, Verschleiß und Schmierung einschließt.

³DIN 50 323-1, zurückgezogen

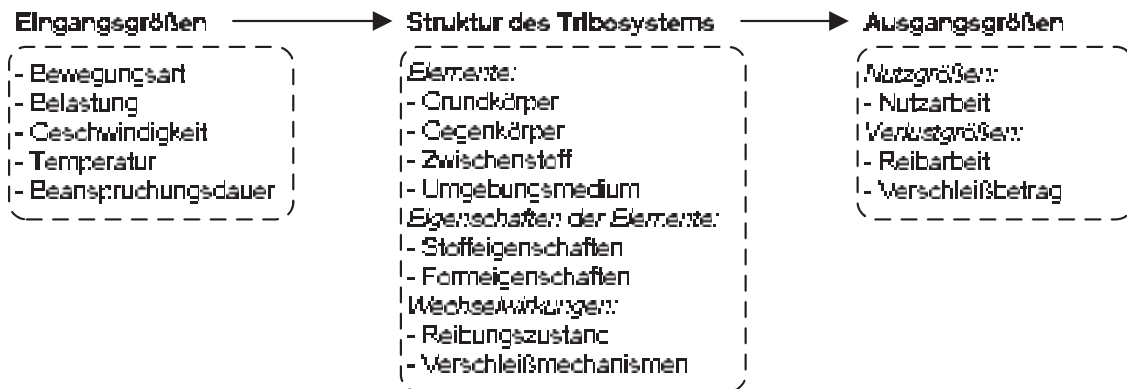


Bild 3.3: Analyse eines tribologischen Systems in Anlehnung an CZICHOS [11].

Die für technische Anwendungen wesentlichen Größen Reibung und Verschleiß können als Ausgangsgrößen eines tribologischen Systems definiert werden (Bild 3.3) und gelten als Systemeigenschaften, die nicht losgelöst von der Systemstruktur und den Eingangsgrößen betrachtet werden können [11]: Die Eingangsgrößen eines tribologischen Systems, wie Bewegungsart, Belastung, Geschwindigkeit, Temperatur und Beanspruchungsdauer werden über die Struktur des Tribosystems, die sich aus den geometrischen und stofflichen Eigenschaften der beteiligten Festkörper, des Zwischenstoffs und des Umgebungsmediums sowie deren Wechselwirkungen zusammensetzt, auf die Ausgangsgrößen Nutzarbeit, Reibungsverluste und Verschleiß abgebildet.

Reibung stellt eine Wechselwirkung zwischen Körpern und Flüssigkeiten bzw. Gasen dar, die der Bewegung eine Kraft entgegensetzt. Von den verschiedenen Reibungsarten (Bewegungsarten) Gleitreibung, Rollreibung, Wälzreibung und Bohrreibung ist die Gleitreibung für das in dieser Arbeit betrachtete tribologische System relevant. In Abhängigkeit von den Eingangsgrößen eines tribologischen Systems können verschiedene Reibungszustände auftreten. Geordnet nach der Höhe der Reibungskräfte unterscheidet man

- Festkörperreibung, die bei einem direkten Kontakt fester Körper entsteht, wenn kein Schmierstoff in der Kontaktfläche vorhanden ist,
- Grenzreibung, bei der die Oberflächen der Reibpartner mit einem molekularen Film, wie beispielsweise Reaktionsschichten oder einem Schmierstoff, bedeckt sind,
- Mischreibung, bei der Festkörperreibung oder Grenzreibung kombiniert mit Flüssigkeits- oder Gasreibung vorliegt,
- Flüssigkeitsreibung bei vollständiger Trennung der Oberflächen der Reibpartner durch einen hydrostatisch oder hydrodynamisch erzeugten Flüssigkeitsfilm und
- Gasreibung.

Der Grenz-, Misch- und Flüssigkeitsreibung kommen in hydrostatischen Systemen eine hohe Bedeutung zu, während Gasreibung, z.B. Luftlager, überwiegend in technischen Bereichen mit gering belasteten Lagern anzutreffen ist. Festkörperreibung wird i.d.R. nur unter Laborbedingungen erreicht, bei denen weder Gase noch Luftfeuchtigkeit eine chemische oder schmierende Wirkung auf die Reibpartner ausüben können.

Ausgangspunkt für die Entstehung von Reibkräften in Reibkontakten sind Vorgänge an Mikrokontakten, die als Reibungsmechanismen bezeichnet werden:

- Adhäsion: Aufbau und Trennung molekularer Bindungen zwischen den Reibpartnern
- Deformation: Plastische und elastische Verformung von Rauheitsspitzen
- Abrasion: Mikrozerspannung eines Tribokörpers durch harte Rauheitsspitzen oder Partikel
- elastische Hysterese und Dämpfung

Verschleiß tritt in Tribosystemen mit unvollständiger Trennung der Reibpartner, aber auch bei vollständiger Trennung der Reibpartner und tribochemischen Reaktionen auf. Die übliche Definition für Verschleiß lautet⁴: „Verschleiß ist der fortschreitende Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers, hervorgerufen durch mechanische Ursachen, d.h. Kontakt und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers.“ Verschleiß wird nach der Art der tribologischen Beanspruchung und der beteiligten Stoffe nach den Verschleißarten Gleit-, Roll-, Wälz-, Stoß-, Schwingungs-, Furchungs-, Korn-, Strahl-, Spül- und Kavitationsverschleiß unterschieden.

Der Verschleißvorgang wird durch physikalische und chemische Prozesse verursacht, die als Verschleißmechanismen bezeichnet werden und in beliebigen Kombinationen auftreten können:

- Adhäsion: (s.o.)
- tribochemische Reaktion: Reibungsbedingte, chemische Aktivierung der Reibkörperoberflächen, die zu einer chemischen Reaktion mit Schmierstoffbestandteilen oder dem Umgebungsmedium führt
- Abrasion: (s.o.)
- Oberflächenzerrüttung: Rissbildung und Ausbrechen von Partikeln aus dem Grundkörper aufgrund wechselnder Beanspruchung von Oberflächenbereichen

⁴DIN 50 320, zurückgezogen

In den Gleit- und Wälzkontakten hydrostatischer Maschinen kommen als Hauptverschleißmechanismen Adhäsion, Oberflächenzerrüttung und tribochemische Reaktion in Betracht. Die Adhäsionsneigung von Gleitpartnern hängt dabei von den verwendeten Werkstoffen, der Oberflächenbeschaffenheit und dem Vorhandensein von Adsorptions- oder Oxidschichten ab und ist bei keramischen Werkstoffen i.d.R. geringer als bei metallischen Werkstoffen [10]. Auch durch die hohe Härte keramischer Werkstoffe und die fehlende plastische Verformung der Mikrokontakte ist bei keramischen Gleitpaarungen eine geringere Adhäsionsenergie als bei metallischen Werkstoffen zu erwarten, so dass von einem im Vergleich zu Metallen günstigeren Verschleißverhalten keramischer Werkstoffe im Mischreibungsbereich auszugehen ist.

Die Charakterisierung des Reibungs- und Verschleißverhaltens von tribologischen Systemen erfolgt üblicherweise anhand der Reibungszahl μ bzw. f als Quotient aus Reibkraft F_R und Normalkraft F_N sowie anhand des Verschleißbetrags (Verschleißmasse, -volumen, -fläche oder -länge) oder einer bezogenen Verschleiß-Messgröße bspw. der Ableitung des Verschleißbetrags nach der Beanspruchungsdauer oder dem Beanspruchungsweg oder als Verschleißkoeffizient in Form einer auf die Normalkraft bezogenen Verschleiß-Messgröße.

Das Reibungs- und Verschleißverhalten tribologischer Systeme unter Festkörper-, Grenz- und Mischreibungsbedingungen kann aufgrund der komplexen, zeitabhängigen physikalischen und chemischen Prozesse nur idealisiert beschrieben werden [11]. Belastbare quantitative Aussagen zum tribologischen Verhalten müssen daher durch Versuche gewonnen werden [12]: **Tribologische Prüftechnik** dient der Ermittlung des Reibungsverhaltens von Werkstoffen und Bauteilen, der Reduktion des Versuchsaufwands von tribologischen Erprobungen und der Sicherstellung der Vergleichbarkeit der gewonnenen Ergebnisse. Sie lässt sich in die folgenden Kategorien nach steigenden Abstraktionsgraden einteilen⁵:

1. Betriebsversuche
2. Prüfstandsversuch mit kompletter Maschine
3. Prüfstandsversuch mit mit Aggregat oder Baugruppe
4. Versuch mit unverändertem Bauteil oder verkleinertem Aggregat
5. Beanspruchungsähnlicher Versuch mit Probekörpern
6. Modellversuch mit einfachen Probekörpern

Mit steigender Kategorienummer wird die Systemstruktur des Prüfsystems zunehmend verändert, so dass die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf das reale Tribosystem abnimmt. Dem gegenüber steht der sinkende Messaufwand durch einen besseren messtechnischen Zugang und die Verringerung der Prüfkosten und der Prüfzeit.

⁵DIN 50 322, zurückgezogen

Für die Erprobung der keramischen Prototypen wird in dieser Arbeit die Versuchskategorie 3 herangezogen, die eine effiziente Erprobung ermöglicht und Ergebnisse liefert, die direkt auf die spätere Anwendung übertragen werden können (Abschnitt 7.2).

3.2.2 Tribologisches Verhalten keramischer Werkstoffsysteme

Der angestrebte Betriebszustand für mediengeschmierte Bauteilpaarungen wie Arbeitskolben und Laubuchse von Axialkolbenmaschinen ist die hydrodynamische Schmierung, bei der die Bauteiloberflächen durch einen tragenden Flüssigkeitsfilm getrennt werden. Hohe Belastungen, niedrige Gleitgeschwindigkeiten und geringe Viskosität des Schmiermediums können zu Grenz- oder Mischreibung führen, in der erhöhte Reibwerte und Verschleiß durch eine lokale Berührung der Körper auftreten.

Für den Bereich der Grenz- oder Mischreibung, in dem im Gegensatz zum Bereich der Flüssigkeitsreibung die Werkstoffeigenschaften eine Rolle spielen und in dem für die Anwendung in Axialkolbenmaschinen möglichst niedrige Reibwerte zur Erzielung geringer hydraulisch-mechanischer Verluste vorliegen sollen, werden im Folgenden Ergebnisse tribologischer Untersuchungen von Keramik-Keramik-Systemen wiedergegeben und der Einfluss von Werkstoff und Schmierstoff aufgezeigt. Es werden hier insbesondere die in dieser Arbeit verwendeten keramischen Werkstoffe Al_2O_3 (RBAO), ZrO_2 und Si_3N_4 betrachtet. Die in der Literatur zu findenden Werte wurden überwiegend unter voneinander abweichenden Prüfbedingungen gewonnen, so dass eine direkte Vergleichbarkeit nicht gegeben ist. Eine Übertragung auf die Anwendung in hydrostatischen Maschinen ist ebenfalls nicht direkt möglich, da die verwendeten Prüfverfahren üblicherweise in der Versuchskategorie und in der Struktur des Tribosystems (Abschnitt 3.2.1) von Komponenten hydrostatischer Antriebe abweichen. Untereinander unterscheiden sich die verwendeten Prüfverfahren meist in der Struktur, die Versuchskategorie ist üblicherweise der Modell-Versuch der Grundlagenforschung.

Es liegen zahlreiche Veröffentlichungen zu Keramik-Keramik-Tribopaarungen vor, die zeigen, dass Reibung und Verschleiß in Tribosystemen mit keramischen Werkstoffen außer von den mechanischen Werkstoffeigenschaften wesentlich von den Umgebungsbedingungen bestimmt werden. Daher wird im Folgenden nach Untersuchungen von ungeschmierten und geschmierten Kontakten sowie nach der Auswirkung von Additiven auf das tribologische Verhalten unterschieden. Aufgrund eines möglichen Wassergehalts von Hydraulikölen wurden auch Ergebnisse zu den Medien feuchte Luft und Wasser aufgenommen.

Als dominierende Mechanismen für Reibung und Verschleiß von Si_3N_4 , ZrO_2 , Al_2O_3 und Stahl in ungeschmierten sowie in ohne und mit Additiven geschmierten Kontakten werden Abrasion, Adsorption, tribochemische Reaktion und Änderung der mechanischen Eigenschaften der Keramik angesehen [13, 14, 15].

Im ungeschmierten Kontakt betragen die Reibwerte für keramische Paarungen ty-

Reibungszustand	Reibungszahl
Festkörperreibung	$> 0,1$
Grenzreibung	$0,01...0,2$
Mischreibung	$0,01...0,1$
Flüssigkeitsreibung	$0,001...0,01$
Gasreibung	$0,0001$

Tabelle 3.2: Größenordnungen für Reibungszahlen nach CZICHOS [11].

pischerweise $\mu \geq 0,4$ [13, 15, 16, 17], was im Einklang mit den von CZICHOS angegebenen werkstoffunabhängigen Größenordnungen für Reibzahlen für Reibungszustände steht (Tabelle 3.2). Von den Selbstpaarungen aus den Oxidkeramiken Si_3N_4 , ZrO_2 und Al_2O_3 besitzen Al_2O_3 und ZrO_2 das günstigste Verschleißverhalten, tendieren jedoch unter bestimmten Umständen zu hohen Reibungskoeffizienten [13, 14, 16].

WOYDT [17, 18] beschreibt für den Kontakt von $\text{ZrO}_2/\text{ZrO}_2$ einen Übergang von einer Verschleißtieflage zu einer Verschleißhochlage bei zunehmender Gleitgeschwindigkeit oder Temperatur, bei dem das ZrO_2 unter der Einwirkung von Hot-Spot-Temperaturen von bis zu $2000\text{ }^\circ\text{C}$ an Rauheitsspitzen von der monoklinen oder tetragonalen in die kubische Phase übergeht. Diese mit einer Volumenkontraktion von bis zu 9% verbundene Umwandlung führt zu oberflächennahen Zugspannungen und zur Rissbildung im Gefüge. Zudem kann die tetragonal-monokline Phasenumwandlung, auf der die hohe Bruchzähigkeit von ZrO_2 beruht, nicht wirksam werden. Die tribologische Beanspruchbarkeit von Bauteilen aus ZrO_2 wird hierdurch eingeschränkt; dies kann jedoch bspw. durch die Verwendung eines Gleitpartners mit höherer Wärmeleitfähigkeit ausgeglichen werden [14].

HERRMANN [19] beschreibt für die Trockenreibung von $\text{Si}_3\text{N}_4\text{-Si}_3\text{N}_4$ die Reduktion des Reibungskoeffizienten von 0,5 auf 0,15 durch die Entwicklung eines feinkörnigen Werkstoffs. Nach KLAFFKE [13] liegen die Reibwerte von keramischen Paarungen häufig unter denen von Stahl-Stahl-Paarungen. Werkstoffe erzielen unter Festkörpergleitreibungsbedingungen nach WOYDT [20] die beste Verschleißbeständigkeit bei hoher Wärmeleitfähigkeit, hoher Wärmekapazität, kleinem therm. Ausdehnungskoeffizienten, kleinem E-Modul, geringer Härte und hoher Festigkeit.

Luftfeuchtigkeit und Wasser haben einen ausgeprägten, für verschiedene keramische Paarungen nicht einheitlichen Einfluss auf das Reibungs- und Verschleißverhalten [16]. Grund hierfür ist der mit steigender Anzahl von Gefügephasen zunehmende Medieneinfluss auf die Werkstoffeigenschaften. Im Gegensatz zu den einphasigen Keramiken wie Al_2O_3 werden bei Mg-ZrO_2 , Y-ZrO_2 (stabilisierende Gefügephasen) und Si_3N_4 (Glasphasen) die Gleitreibungszahl und das Verschleißverhalten durch die im Wasser gelösten Ionen und den pH-Wert unterschiedlich stark beeinflusst [12]. Luftfeuchte oder Wasser führen bei ZrO_2 -Keramiken unter tribologischen Belastungen zur Spannungsrissskorrosion und zu erhöhtem Verschleiß, die Reibungszahl wird nur gering

beeinflusst [14, 16, 21]. Mit ZrO_2 werden die geringsten Verschleißraten in einer Stickstoffatmosphäre erreicht [16], trotz hoher Reibungskoeffizienten. Ein gutes Reibungs- und Verschleißverhalten zeigt die Selbstpaarung aus Al_2O_3 bei der durch den Einfluss von Wasser Reibung und Verschleiß erheblich verringert werden [14]. Unter Luftfeuchtigkeit und Wasser ändern sich die Verschleißmechanismen des Si_3N_4 von Abrasion und Korngrenzenbruch bei Trockenreibung zu tribochemischen Prozessen, die zur Bildung einer schützenden Siliziumoxidschicht, einem geringfügig kleineren Reibungskoeffizienten und erheblich reduziertem Verschleiß führen [15].

Im geschmierten Kontakt wird die Reibung von keramischen Werkstoffen im Vergleich zum ungeschmierten Kontakt verringert. Unter Verwendung von Mineralöl werden bei ZrO_2 Reibzahlen von $\mu \approx 0,1$ erreicht [14, 16], jedoch erhöht sich nach FISCHER [16] im Vergleich zum ungeschmierten Kontakt ähnlich wie bei wässriger Umgebung der Verschleiß durch Spannungsrissskorrosion. ZUM GAHR [14] berichtet hingegen über abnehmenden Verschleiß bei Ölschmierung, der vermutlich auf die anderen Versuchsbedingungen, insbesondere auf unterschiedliche Luftfeuchtigkeit, zurückzuführen ist. Al_2O_3 zeigt unter Mineralöleinfluss wesentlich geringeren Verschleiß und niedrigere Reibung als im Trockenkontakt und weiter verbesserte Werte bei Schmierung mit Wasser [14]. Al_2O_3 zeigt sowohl unter Wasser- als auch unter Öleinfluss bessere Werte als ZrO_2 [14]. Im Gegensatz zu Al_2O_3 werden mit ZrO_2 in Öl bessere Verschleiß- und Reibungswerte als in Wasser erzielt [14]. HABEEB [22] berichtet bei Verwendung von unadditiviertem Öl über zunehmende Reibungszahlen in der Reihenfolge Si_3N_4 , Stahl, Al_2O_3 und ZrO_2 . Der Verschleiß nimmt in der Reihenfolge Si_3N_4 , Stahl, ZrO_2 und Al_2O_3 zu, wobei der Verschleiß von Al_2O_3 erheblich mit der Belastung steigt. Bei ZrO_2 stellt sich ab einer bestimmten Gleitgeschwindigkeit die oben beschriebene Phasenumwandlung ein, die zu einem höheren Verschleiß als bei den anderen Keramiken führt. Der Zusatz von bis zu 2% Wasser führt zu einem hohen Verschleiß von ZrO_2 und Si_3N_4 , wenig beeinflusst hingegen wird Al_2O_3 .

Schmieröladditive können das Verschleißverhalten keramischer Reibpartner unter Misch- und Grenzreibungsbedingungen wesentlich beeinflussen. Die Wirkung wird auf die Bildung schmierwirksamer Oberflächenschichten zurückgeführt, die durch chemische Reaktion der Additive mit den Reibpartnern und durch die Ausbildung von Adsorptionsschichten auf den Reibflächen entstehen [23, 24]. Dies gilt insbesondere für Keramiken mit einer starken Adsorptionsneigung durch hohe ionische Bindungsanteile, wie z.B. Al_2O_3 und ZrO_2 . Keramiken mit hohen kovalenten Bindungsanteilen wie Si_3N_4 werden durch Additive wenig beeinflusst [26]. Auch anteilig geringe Bestandteile von Keramiken, wie bspw. Magnesiumoxid in ZrO_2 - und Si_3N_4 -Keramiken haben ebenfalls einen Einfluss auf das Verschleiß- und Reibungsverhalten unter additiver Schmierung [23, 24].

Der Verschleiß von $\text{ZrO}_2/\text{ZrO}_2$ kann durch Zusatz von Additiven um bis zu 2 Größenordnungen und der Verschleiß von $\text{Si}_3\text{N}_4/\text{Si}_3\text{N}_4$ um eine Größenordnung reduziert wer-

den. Das Reibungsverhalten kann durch Additive geringfügig positiv, aber auch negativ beeinflusst werden. Die Reibungszahlen für $\text{Si}_3\text{N}_4\text{-Si}_3\text{N}_4$, $\text{ZrO}_2\text{-ZrO}_2$ und $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Al}_2\text{O}_3$ liegen typischerweise über 0,1 [15, 16, 23, 24]. Über Reibungszahlen von $\mu \approx 0,05$ für $\text{Si}_3\text{N}_4\text{-Si}_3\text{N}_4$ und $\text{ZrO}_2\text{-ZrO}_2$ berichtet WILLERMET [25].

Nach HABEEB [22] zeigen für Motorenöle übliche Additive bei Keramiken unterschiedliche Wirkungen, so zeigt beispielsweise ZDDP bei Si_3N_4 sogar eine höhere Verschleißschutzwirkung als bei Stahl, wogegen bei ZrO_2 und Al_2O_3 nur eine minimale Wirkung erzielt wird. Es existieren also für keramische Materialien wirksame Additive, deren Wirkung jedoch ausgeprägt werkstoffabhängig ist.

Es gibt **weitere Faktoren**, die das Verhalten tribologischer Systeme beeinflussen: Neben dem Werkstoff und dem Schmiermedium haben Gleitgeschwindigkeit, Belastung und Temperatur einen wesentlichen Einfluss auf das tribologische Verhalten [27, 28]. Weitere Einflussgrößen sind die Oberflächenstruktur und Eigenspannungen. Bearbeitungsbedingte Eigenspannungen und Gefügeschäden beeinflussen die Randschichtfestigkeit von Keramiken, die das Verhalten des Tribosystems insbesondere im Mischreibungsbereich maßgeblich mitbestimmt. Eine weitere wesentliche Größe ist die Oberflächenrauheit: Eine Politur der Oberfläche kann zu ausgeprägtem Adhäsivverschleiß führen, Feinlappen bietet ggf. nur innerhalb einer kurzen Einlaufphase Vorteile, grobes Lappen kann durch die Einbringung von Oberflächendruckspannungen den Verschleiß verringern, eine grobe Endbearbeitung kann hingegen zu einem größeren Einlaufverschleiß führen [29, 30, 31].

Im Gegensatz zum Lappen und Polieren können mit einer Schleifbearbeitung gezielt Orientierungen in die Oberflächenstruktur eingebracht werden, mit denen sich die tribologischen Eigenschaften beeinflussen lassen. So können die Reibeigenschaften zweier Keramikkörper verbessert werden, indem ein Körper längs zur Gleitrichtung und der andere senkrecht zur Gleitrichtung geschliffen wird. Weil durch die erzeugten Oberflächenstrukturen der Aufbau eines Tragfilms unterstützt wird, kann auf diese Weise mit höheren Rauheitswerten ein besseres Reibungsverhalten als bei polierten und geläpften Oberflächen erreicht werden [31].

Das Reibungs- und Verschleißverhalten von keramischen Werkstoffen unter Festkörper-, Grenz- und Mischreibung hängt somit wesentlich vom Werkstoff, dem Umgebungsmedium, von mechanischen und tribochemischen Prozessen, Adsorptions- und Oxidschichten, Belastung, Gleitgeschwindigkeit und von der Oberflächenstruktur der Kontaktpartner ab.

3.3 Keramische Bauteile in hydrostatischen Axialkolbenmaschinen

Keramische Werkstoffe finden aufgrund ihrer hohen Verschleißfestigkeit, Korrosionsbeständigkeit und Hochtemperaturfestigkeit bevorzugt Anwendung in der Verfahrenstechnik, der Zerspantechnik, der Hochtemperaturtechnik, dem Verbrennungsmotorenbau und der Medizintechnik. Keramische Werkstoffe haben aufgrund ihres Eigenschaftsprofils auch Eingang in wasserhydraulische Anwendungen gefunden, wo sie heute überwiegend in Form geometrisch einfacher Körper Funktionen übernehmen, die mit hohen tribologischen und erosiven Beanspruchungen verbunden sind, die wiederum aus Kavitation und schlechtem Schmierverhalten von Wasser resultieren. Typische Anwendungen im Bereich der Wasserhydraulik sind der Einsatz keramischer Werkstoffe für Ventilkugeln und Ventilschieber, aber auch für querkraftfrei arbeitende keramische Arbeitskolben von Pumpen. Für Betriebsdrücke unterhalb von 1000 bar sind Reihenkolbenpumpen mit beschichteten Stahlkolben (z.B. Hauhinco) oder Plungerpumpen mit vollkeramischen Plungern aus Al_2O_3 oder ZrO_2 bekannt (z.B. Speck-Triplex-Pumpen). In der Hochdrucktechnik, die für hydraulische Anwendungen in der Regel nicht relevant ist, werden bis zu Drücken von 2000 bar Plunger aus Al_2O_3 eingesetzt (z.B. Kamat), oberhalb von 2000 bar bis zu 3800 bar wird auf Hartmetall zurückgegriffen (Hammelman, Kamat).

Im Bereich von Axialkolbenmaschinen für die Wasserhydraulik beschreibt BROOKES [32] die Entwicklung einer Schrägscheibenmaschine mit Mg-ZrO₂-Kolben und Laufbuchsen aus PEEK für Seewasseranwendungen bei Betriebsdrücken von bis zu 140 bar. Unter Einsatz von Paarungen aus den Werkstoffen Edelstahl und Kunststoff im Bereich der Arbeitskolben und Laufbuchsen wurden Axialkolbenpumpen für see- oder klarwasserhydraulische Anwendungen bis zu 140 bar von Fenner, bis zu 160 bar von Danfoss (Nessie) und bis zu 210 bar von Hytar entwickelt [33, 34, 35]. Der den Betriebsdruck begrenzende Faktor ist dabei die Querkraftbeanspruchung der Kunststoffbuchsen [32], so dass für eine bedeutende Steigerung des maximalen Betriebsdrucks weiterentwickelte Kunststoffe oder andere Werkstoffe ausgewählt werden müssen.

Wasserhydraulische Axialkolbenmaschinen mit querkraftfreien Arbeitskolben aus Vollkeramik vertreibt das Unternehmen Speck-Triplex-Pumpen für Drücke bis zu 250 bar, POHLS [36] berichtet über die Entwicklung einer seewassertauglichen Axialkolbenmaschine mit querkraftfreien Hartmetallkolben und Al_2O_3 -Buchsen, die bis zu Drücken von 200 bar erprobt wurde.

Auf dem Gebiet der Ölhydraulik beschreibt SCHÖPKE [37] die Entwicklung von keramischen Lager- und Umsteuerplatten für Schrägscheiben-Axialkolbenmaschinen. Es wurde die Funktionsfähigkeit der Keramikplatten in Serienmaschinen bei anwendungstypischen Lastbedingungen und Drücken von bis zu 420 bar gezeigt. Unter Teillast ergaben sich Wirkungsgradverbesserungen, die auf reduzierte Reibung zurückgeführt

wurden. Weitere Anwendungen von vollkeramischen Bauteilen sind für ölhydraulische Axialkolbenmaschinen nicht bekannt.

Über eine Verbesserung des tribologischen Verhaltens von Komponenten der Fluidtechnik durch Beschichtungen wird mehrfach berichtet. Hier seien exemplarisch am Institut für fluidtechnische Antriebe und Steuerungen der RWTH Aachen durchgeführte Arbeiten genannt, bei denen das Reibungs- und Verschleißverhalten im Bereich Zylinderblock-Kolben und Zylinderblock-Steuerspiegel von Axialkolbenmaschinen durch Anwendung von PVD-Beschichtungen verbessert wurde [38, 39, 40]. Über den Bereich der Fluidtechnik hinaus seien beispielhaft die umfangreichen Arbeiten des Instituts für Keramik im Maschinenbau der Universität Karlsruhe auf den Gebieten der Werkstoffcharakterisierung und Modellierung sowie der Forschung im Bereich der Tribologie von Keramik und Metall erwähnt, durch die die Wissensbasis für die Anwendung keramischer Werkstoffe im Maschinenbau erweitert wird.

3.4 Festigkeit keramischer Bauteile

Das Versagen keramischer Bauteile geht von fertigungsbedingt nicht vollständig vermeidbaren Gefügefehlern wie Poren, Rissen und Einschlüssen oder von Oberflächenbeschädigungen aus. Aus der Streuung dieser Fehler in Größe, Form und Lage und dem Unvermögen des spröden Werkstoffs, an diesen Fehlern entstehende Spannungsspitzen durch plastische Deformation abzubauen, resultiert eine im Vergleich zu metallischen Werkstoffen hohe Streuung der Festigkeit, die eine statistische Beschreibung erfordert. Üblicherweise werden die Gefügefehler als Risse behandelt und mit den Methoden der Bruchmechanik beschrieben. Das Versagen wird dann durch den kritischen Spannungsintensitätsfaktor⁶ K_{Ic} beschrieben.

Die Gefügefehler im keramischen Werkstoff können durch eine mechanische Spannung zeitabhängig wachsen⁷. Dieses als unterkritisches Risswachstum bezeichnete Verhalten führt zu einer von der Zeit abhängigen Abnahme der Festigkeit. Erfolgt die Lastaufbringung so zügig, dass ein unterkritisches Risswachstum nicht auftreten kann, wird die gemessene Festigkeit als Inertfestigkeit σ_c bezeichnet.

3.4.1 Inertfestigkeit

Die Streuung der Inertfestigkeit keramischer Werkstoffe wird durch die Weibullverteilung beschrieben. Diese basiert auf dem „weakest-link“-Modell und berücksichtigt die Auswirkung statistisch verteilter Gefügefehler auf die Bauteilfestigkeit. Eine bruchme-

⁶auch Bruchwiderstand, Bruchzähigkeit oder Risszähigkeit genannt

⁷Es existieren jedoch auch Keramiken, bei denen unter einem Spannungs-Schwellenwert kein unterkritisches Risswachstum auftritt.

chanische Analyse geht von einer statistischen Verteilung der Fehlergröße a aus und basiert auf der Beziehung zwischen Fehlergröße, Festigkeit und Risszähigkeit. Hierdurch wird berücksichtigt, dass das Versagen nicht vom Ort der größten Spannung, sondern vom Ort des Fehlers ausgeht, an dem die „gefährlichste“ Kombination aus Fehlergröße, Orientierung und der örtlichen Spannung vorliegt. Die Gefährlichkeit eines Fehlers wird bruchmechanisch durch die Höhe des Spannungsintensitätsfaktors ausgedrückt. Dabei kann auch ein mehrachsiger Spannungszustand berücksichtigt werden. Dazu wird angenommen, dass die Risse eine beliebige Orientierung haben und abhängig von der Orientierung durch eine Kombination der Belastungsmodi⁸ K_I , K_{II} , K_{III} belastet werden. Unter Heranziehung eines äquivalenten Spannungsintensitätsfaktors $K_{Ieq} = f(K_I, K_{II}, K_{III})$, zu dessen Bildung ein Versagenskriterium (z.B. Normalspannungskriterium, Kriterium nach Richard) erforderlich ist, kann die Versagenswahrscheinlichkeit eines Bauteils bei vorgegebener Belastung angegeben werden:

$$F = 1 - \exp \left[- \left(\frac{\sigma}{\sigma_0} \right)^m \right] \quad (3.1)$$

Dabei ist σ eine zur Belastungshöhe proportionale Spannung im Bauteil, z.B. ein Betriebsdruck oder eine Zugspannung. Der Formparameter der Weibull-Verteilung m wird als Weibull-Modul bezeichnet und ist ein Kennwert für die Festigkeitsstreuung des Bauteils. Der Skalenparameter der Weibull-Verteilung σ_0 wird als charakteristische Festigkeit bezeichnet und gibt die Belastungshöhe des keramischen Körpers bei einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 63,2% an. Er ist abhängig vom Werkstoff, von der Bauteilgeometrie, dem Herstellverfahren, der Endbearbeitung und der Spannungsverteilung im Bauteil. DIN EN 843-5 [43] gibt ein Verfahren zur Bestimmung des Weibull-Moduls und der charakteristischen Festigkeit nach dem Maximum-Likelihood-Verfahren an.

Bei einem Bauteil unter einachsiger Beanspruchung mit der Spannungsverteilung (Verteilungsfunktion g)

$$\sigma(x,y,z) = \sigma \cdot g(x,y,z) \quad (3.2)$$

gilt mit dem effektiven Volumen

$$V_{eff} = \int g^m dV \quad (3.3)$$

für die Ausfallwahrscheinlichkeit

$$F = 1 - \exp \left[- \frac{V_{eff}}{V_0} \cdot \left(\frac{\sigma}{\sigma_v} \right)^m \right] \quad (3.4)$$

⁸Der Belastungsmodus gibt die Art der Beanspruchung des Risses an, Modus I : Normalspannung zur Rissebene, Modi II und III : Senkrecht zueinander stehende Schubspannungen.

mit

$$\sigma_v = \sigma_0 \left(\frac{V_{eff}}{V_0} \right)^{1/m} \quad (3.5)$$

V_0 ist ein Einheitsvolumen, das nur aus Dimensionsgründen in Gl. (3.4) auftaucht. σ_v ist im Gegensatz zu σ_0 nicht mehr von der Bauteilform und der Spannungsverteilung im Bauteil abhängig und somit eine Werkstoffkenngröße für einachsige Beanspruchung. Bei mehrachsiger Beanspruchung tritt anstelle von Gl. (3.4) eine analoge Beziehung, wobei bei der Berechnung des effektiven Volumens zusätzlich über die Rissorientierung integriert werden muss [41]. Die Behandlung von Oberflächenfehlern verläuft analog zur beschriebenen Vorgehensweise.

Aus der Beschreibung der Festigkeitsverteilung nach Gl. (3.4) können folgende Schlussfolgerungen gezogen werden:

- Auch bei kleinen Bauteilbelastungen ist die Versagenswahrscheinlichkeit größer Null.
- Die Versagenswahrscheinlichkeit wird nicht nur durch die maximale Spannung im Bauteil, sondern durch das gesamte Spannungsfeld im Bauteil bestimmt.
- Die charakteristische Festigkeit σ_{0P} aus Versuchen mit Probekörpern unterscheidet sich von der char. Festigkeit von Bauteilen σ_{0B} . Zwischen beiden besteht die Beziehung

$$\sigma_{0B} = \sigma_{0P} \left(\frac{V_{eff,P}}{V_{eff,B}} \right)^{1/m} \quad (3.6)$$

3.4.2 Lebensdauer

Das unterkritische Risswachstum wird durch das Potenzgesetz

$$\frac{da}{dt} = AK_I^n \quad (3.7)$$

beschrieben. Die Bestimmung des Werkstoffparameters A und des Risswachstumsexponenten n erfolgt über die Beziehung für den Spannungsintensitätsfaktor

$$K_I = \sigma \sqrt{a} Y \quad (3.8)$$

mit der Risslänge a und einem die Rissart und die Risslage beschreibenden Geometriefaktor Y . Mit Gl. (3.7) ergibt sich

$$\int_{a_i}^{a_c} \frac{1}{a^{n/2}} da = A \int_0^{t_f} \sigma^n Y^n dt \quad (3.9)$$

Für die Ausgangsrisslänge a_i als untere Integrationsgrenze und die Risslänge beim Bruch a_c als obere Integrationsgrenze gilt mit der inerten Festigkeit σ_c und der Spannung im Moment des Bruchs σ_f

$$a_i = \left[\frac{K_{Ic}}{\sigma_c Y} \right]^2, \quad a_c = \left[\frac{K_{Ic}}{\sigma_f Y} \right]^2 \quad (3.10)$$

Hieraus ergibt sich die Bauteillebensdauer bei beliebiger Belastungshistorie

$$\int_0^{t_f} \sigma(t)^n dt = B \sigma_c^{n-2} \left[1 - \left(\frac{\sigma_f}{\sigma_c} \right)^{n-2} \right] \quad (3.11)$$

mit einem bruchmechanische Größen enthaltenden Risswachstumsparameter

$$B = \frac{2K_{Ic}^{2-n}}{(n-2)Y^2A} \quad (3.12)$$

Für $n > 10$ gilt $(\sigma_f/\sigma_c)^{n-2} \ll 1$ und Gl. (3.11) wird näherungsweise zu

$$\int_0^{t_f} \sigma(t)^n dt = B \sigma_c^{n-2} \quad (3.13)$$

Bei Versuchen mit konstanter Belastungsrate $\dot{\sigma}$ ergibt sich hieraus für die Festigkeit

$$\sigma_f^{n+1} = B \sigma_c^{n-2} (n+1) \dot{\sigma} \quad (3.14)$$

Aus einer doppeltlogarithmischen Auftragung der Festigkeit σ_f gegen $\dot{\sigma}$ ergibt sich nach DIN EN 843-3 [43] durch Regression eine Gerade, aus deren Steigung und Lage die Parameter n und B_0 bestimmt werden. Aus B_0 kann der Risswachstumsparameter B berechnet werden

$$B = \frac{B_0^{n+1}}{\sigma_c^{n-2} (n+1)} \quad (3.15)$$

Aus Gl. (3.13) ergibt sich die Zeit bis zum Bruch bei konstanter Spannung σ

$$t_f = B \sigma_c^{n-2} \sigma^{-n} \quad (3.16)$$

Die Gleichung verdeutlicht die Bedeutung der Beanspruchung für die Bauteillebensdauer: Bei Verdopplung der Beanspruchung verringert sich die Lebensdauer des Bauteils um den Faktor $(1/2)^n$, d.h. beispielsweise bei $n = 20$ um den Faktor $1 : 10^6$.

Die Lebenserwartung des keramischen Bauteils ist wegen der Abhängigkeit von der Risslängenverteilung ebenfalls weibullverteilt und es gilt mit den Größen

$$m^* = \frac{m}{n-2}, \quad t_0 = B \frac{\sigma_0^{n-2}}{\sigma^n} \quad (3.17)$$

bei einer Belastungsdauer t_f analog zu Gl. (3.1) für die Ausfallwahrscheinlichkeit

$$F = 1 - \exp \left[- \left(\frac{t_f}{t_0} \right)^{m^*} \right] \quad (3.18)$$

Kapitel 4

Verwendete keramische Werkstoffe

4.1 Werkstoffdaten

Für die zu realisierenden Bauteile wurden die in Tabelle 4.1 aufgeführten keramischen Werkstoffe gewählt. Die Tabelle enthält die Werkstoffdaten und zum Vergleich auch die Werte für Stahl und Messing.

Als kommerziell verfügbare Keramiken wurden für die Untersuchungen ZrO_2 (Y-TZP) und Si_3N_4 (GPSN) gewählt, wobei mit ZrO_2 eine hochfeste Keramik mit hoher Bruchzähigkeit und mit Si_3N_4 ein Werkstoff mit hoher Festigkeit, hoher Härte und geringer Dichte zur Verfügung steht. Mit RBAO wurde eine neuartige Keramik mit hoher Härte und geringer Dichte als alternativer Werkstoff ausgewählt (s. auch Kapitel 2.1).

4.2 Anforderungen an die Oberflächenqualität

Heute werden im Bereich der hart/weich-Gleitpaarung Arbeitskolben/Laufbuchse von ölhydraulischen Axialkolbenmaschinen üblicherweise Oberflächenqualitäten bei Neuteilen in der Größenordnung von $R_a = 0,1 \mu\text{m}$ (Kolben) bzw. $R_a = 1,0 \mu\text{m}$ (Buchse) eingesetzt.

Die Oberflächen keramischer Bauteile liegen nach dem Sintern im as-fired-Zustand vor, d.h. sie weisen eine rauhe, aus dem Sinterprozess resultierende Struktur auf. Die REM-Aufnahmen Bilder 4.1 und 4.2 zeigen die mikroskopische Struktur der as-fired-Oberflächen von Si_3N_4 -, ZrO_2 - und RBAO-Probekörpern und zum Vergleich die geschliffene Oberfläche eines Stahl-Arbeitskolbens. Die Bilder 4.4 und 4.5 zeigen REM-Aufnahmen mit höherer Auflösung, auf denen die Feinstruktur der Oberflächen zu erkennen ist. In den Bildern 4.3 und 4.6 sind die im Tastschnittverfahren aufgezeichneten Profile der as-fired-Oberflächen und eines geschliffenen Stahlkolbens dargestellt. Als Maß zur Beurteilung der Rauheit wird der arithmetische Mittenrauhwert R_a herange-

Axialkolbenanschlüsse		AVSÖ 40			90075	AVSÖ 40	
Bauteile		Axialkolben, Buchsen, Pletekörper	Axialkolben, Buchsen, Pletekörper	Axialkolben, Buchsen, Pletekörper	Axialkolben, Buchsen	Axialkolben (Serie)	Buchsen (Serie)
Werkstoff		RBAO	GPSN	Y-ZrO ₂	GPSN	Stahl (nitriert)	Sender-Messing
Hersteller		MEH	FCT	H.C. Starck	IKTS Dresden	Reinert	Reinert
Elastizitätsmodul E	MPa	380	320	210	205	210	100
Querkontraktionszahl ν	-	0,2	0,28	0,2	0,20	0,3	0,27
Dichte ρ	g/cm ³	4,2	3,3	6,0	3,2	7,8	8,5
Wärleitfähigkeit λ	-	0	20	240	18	-	-
Biegefestigkeit σ _b	MPa	600	750	800	630	1000	-
Bruchdehnigkeit K ₁	MPa·√m	3,0	8	10	5,7	100	-
Wärmeausdehnungskoeffizient α	10 ⁻⁶ K ⁻¹	7	3,2	11	1,0	12	10
Wärmeleitfähigkeit λ	W/m·K	15	30	2	28	75	120
Härte HV0,05	CPa	1700	160	1200	1500	700	220

typische Werte in Klammern

Tabelle 4.1: Herstellerangaben für Werkstoffdaten.

zogen, Rauheitskenngrößen wie R_z und R_{max} liefern durch die Porosität der keramischen Werkstoffe ein unzutreffendes Bild bzgl. der tribologischen Eigenschaften der keramischen Oberflächen.

Die Bilder zeigen, dass die Rauheiten der as-fired-Oberflächen von $R_a = 0,4 \mu\text{m}$ (RBAO) bis $R_a = 1,8 \mu\text{m}$ (Si_3N_4) den für die Kolbenoberfläche vorgeschriebenen Bereich von $R_a \leq 0,1 \mu\text{m}$ überschreiten. Die Verwendung von ungeschliffenen Funktionsflächen kommt aus diesem Grunde für die Kolben nicht in Frage, zumal die Rauheit der Oberfläche von Serienkolben durch einen Einlaufvorgang weiter reduziert wird, was für die keramischen Bauteile nicht erwartet werden kann. Des Weiteren weisen die as-fired-Oberflächen Erhebungen auf, die nicht wie bei metallischen Werkstoffen durch plastische Deformation abgebaut werden können. Aufgrund der hohen Härte von Kolben und Buchsen übernimmt die Buchse auch nicht wie bei Serienbauteilen die Rolle des einlaufenden Gleitpartners. Aus diesen Gründen wurde eine Hartbearbeitung der keramischen Kolben und Buchsen auf das für Serienbauteile vorgeschriebene Maß als erforderlich angesehen.

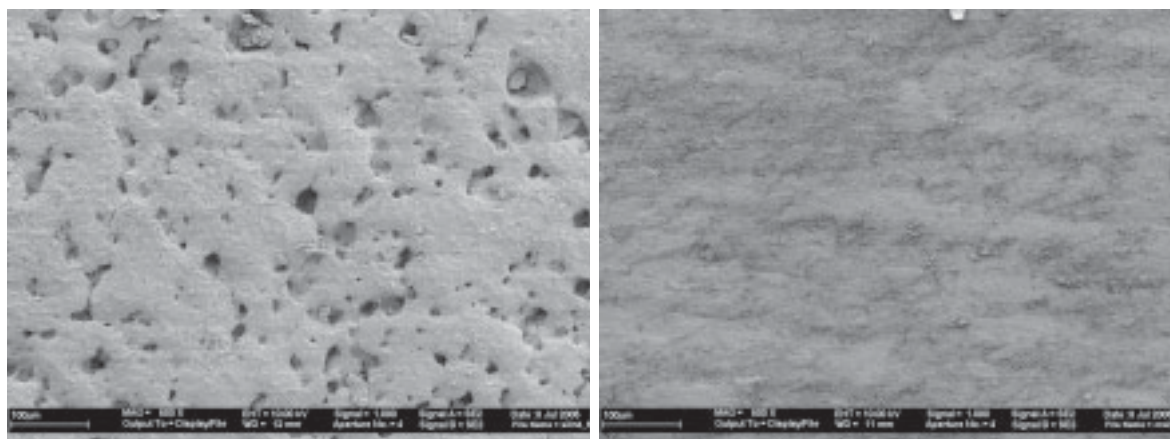


Bild 4.1: REM-Aufnahmen der as-fired-Oberflächen von Probekörpern aus Si_3N_4 (links) und ZrO_2 (rechts).

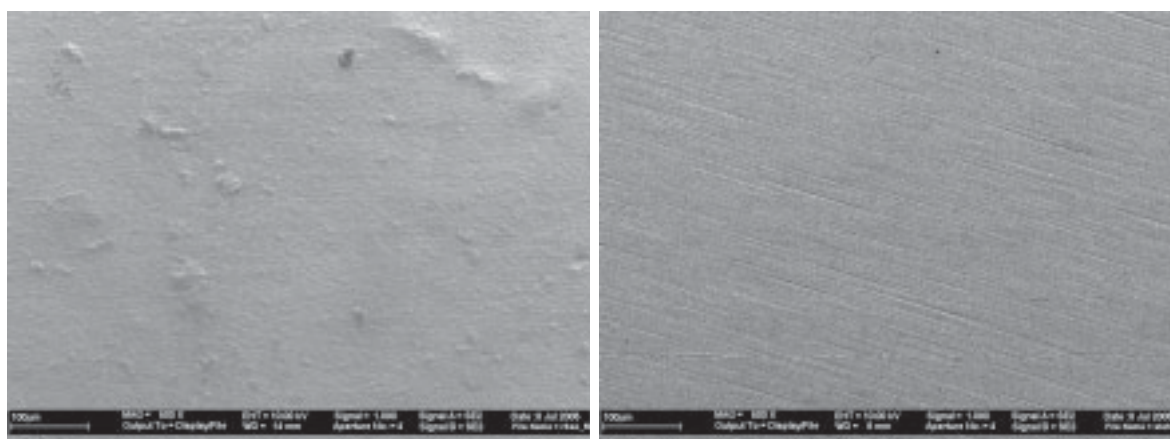


Bild 4.2: REM-Aufnahmen der as-fired-Oberflächen von RBAO-Probekörpern (links) und von Stahl-Arbeitskolben (rechts).

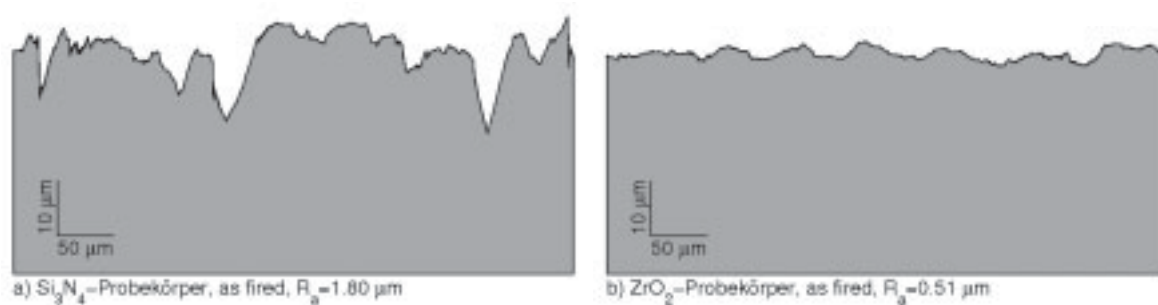


Bild 4.3: Tastschnitte der as-fired-Oberflächen von Probekörpern aus Si_3N_4 (links) und ZrO_2 (rechts).

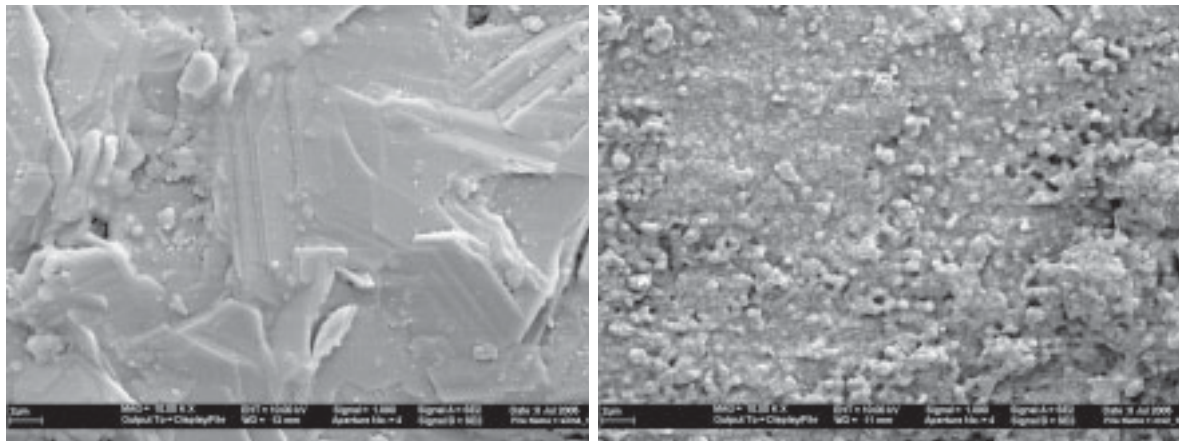


Bild 4.4: Vergrößerte REM-Aufnahmen der as-fired-Oberflächen von Probekörpern aus Si_3N_4 (links) und ZrO_2 (rechts).

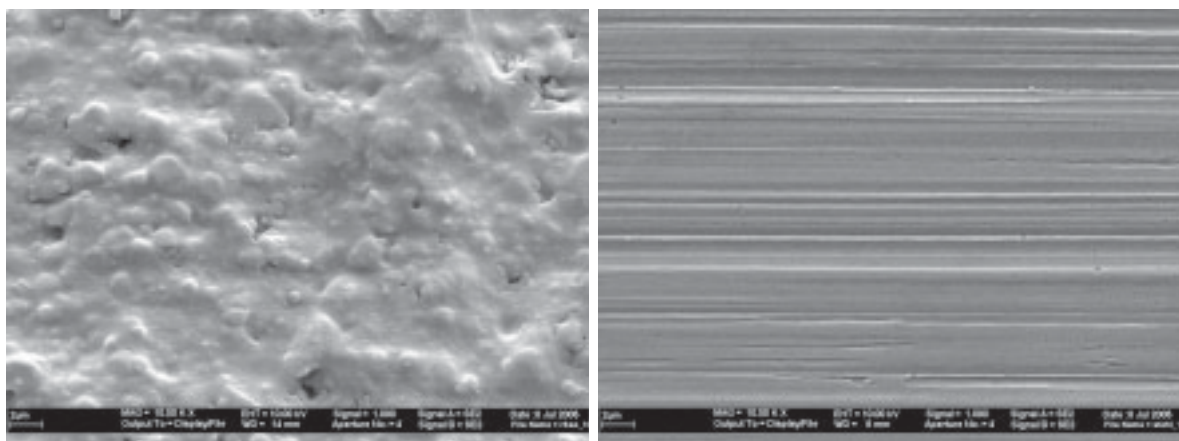


Bild 4.5: Vergrößerte REM-Aufnahmen der as-fired-Oberflächen von RBAO-Probekörpern (links) und von geschliffenen Stahl-Arbeitskolben (rechts).

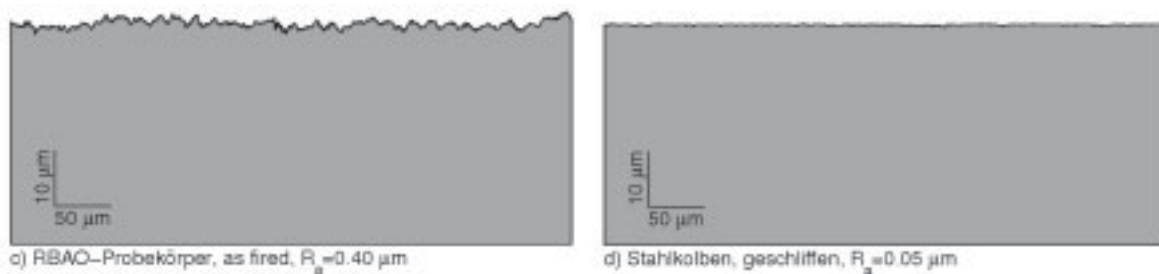


Bild 4.6: Tastschnitte der as-fired-Oberflächen von RBAO-Probekörpern (links) und von geschliffenen Stahlkolben (rechts).

4.3 Anwendungsnahe Bestimmung der Festigkeitskennwerte

Die Auslegung der keramischen Bauteile erfordert die Ermittlung von Kennwerten, die das Inertfestigkeits- und Risswachstumsverhalten der verwendeten Werkstoffe beschreiben. Tabelle 4.1 enthält Herstellerangaben der Werkstoffdaten der verwendeten Keramiken. Die Werte für die Inertfestigkeit und den Weibull-Modul werden üblicherweise an Probekörpern im Biegeversuch bestimmt. Dabei sind die gemessenen Festigkeitswerte nicht nur ein Ergebnis der Werkstofffestigkeit, des Bauteilvolumens und der Spannungsverteilung, sondern werden auch wesentlich durch das Herstellverfahren, das Oberflächenfinish der Probekörper und das Umgebungsmedium beim Versuch beeinflusst. Herstellerangaben zum Risswachstumsverhalten liegen nur in seltenen Fällen vor. Aus diesen Gründen ist eine anwendungsnahe Bestimmung der Festigkeits- und Risswachstumskennwerte unter Bedingungen erforderlich, die weitestgehend mit der späteren Anwendung übereinstimmen. In den folgenden Abschnitten wird auf das Prüfverfahren, die Probekörper und auf die Versuchsergebnisse eingegangen.

4.3.1 Versuchseinrichtung und Probekörper

Die anwendungsnahe Ermittlung der Festigkeits- und Risswachstumskennwerte erfolgte mittels eines auf SCHÖPKE [37] basierenden und von SCHEUNEMANN [5] weiterentwickelten Prüfverfahrens, bei dem ringförmige Probekörper hydrostatisch mit einem Innendruck belastet und die Berstdrücke gemessen werden, s. Bild 4.7. Hierzu wird in einen sich zwischen einem Auflager und einer Andruckplatte befindlichen Probekörper Hydrauliköl¹ mit einem konstantem Volumenstrom gefördert. Über die auf die Andruckplatte ausgeübte Andruckkraft wird der Druckabfall über dem Spalt zwischen Andruckplatte und Probekörper und damit der auf den Probekörper ausgeübte Innendruck vorgegeben. Durch Regelung des Andruckkraftverlaufs können die Druckanstiegsraten für die Inertfestigkeitsmessungen und Risswachstumsuntersuchungen erzeugt werden.

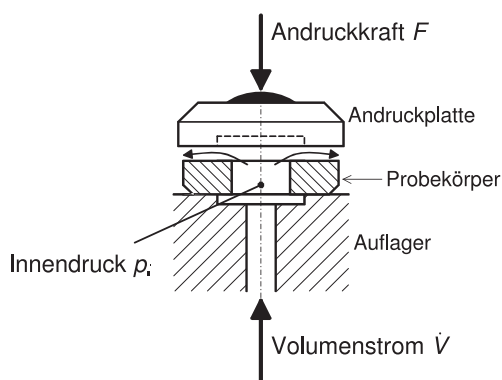


Bild 4.7: Prinzip der Innendruckbelastung bei Druckregelung über die Andruckkraft [5].

¹Shell Tellus 68



Bild 4.8: Innendruckprobekörper zur Bestimmung der Inertfestigkeit und der Risswachstumsparameter.



Bild 4.9: 1. Hauptnormalspannung in den Probekörpern bei 100 bar Innendruck.

Die Untersuchungen wurden mit den in Bild 4.8 gezeigten Probekörpern des Typs A aus RBAO ($\varnothing 36 \times \varnothing 32 \times 6$) und des Typs B aus ZrO_2 ($\varnothing 36 \times \varnothing 29 \times 5.5$) und Si_3N_4 ($\varnothing 36 \times \varnothing 29 \times 5.5$) durchgeführt. Die Fertigung der Probekörper erfolgte analog zu der der keramischen Kolben durch Grünbearbeitung auf Drehmaschinen, anschließendem Sintern und einer Hartbearbeitung der Stirnflächen als Anlageflächen zu den Auflagern. Entsprechend den unbearbeiteten Hälsen der keramischen Kolben wurden die Zylinderflächen der Probekörper nicht hartbearbeitet, um die Wirkung von as-fired-Flächen auf das Festigkeitsverhalten im Versuch zu berücksichtigen.

Die Spannungsverteilung in den Probekörpern wurde für einen Druck von 100 bar mit FEM berechnet. Die 1. Hauptnormalspannung ist linear vom Innendruck abhängig, Bild 4.9 zeigt die 1. Hauptnormalspannung σ_1 im Probekörper. Die FEM-Datensätze der Spannungsverteilungen werden im folgenden Abschnitt für die Berechnung der effektiven Volumina verwendet.

4.3.2 Charakteristische Festigkeit und effektives Volumen

Für die Berechnung der charakteristischen Inertfestigkeit, im Folgenden charakteristische Festigkeit genannt, und der Lebensdauer der keramischen Kolben ist unter anderem die Kenntnis der char. Festigkeit der Probekörper und der Weibullmoduli erforderlich. Als zum Spannungszustand proportionale Bezugsgröße (vgl. Gl. (3.4)) wurde für die Festigkeitsberechnungen der hydrostatische Druck gewählt, mit dem die Probekörper und die keramischen Kolben beaufschlagt werden. Zur Berechnung der Weibull-Moduli m und der char. Festigkeiten der Probekörper p_{0P} wurden die Berstdrücke p_c der Probekörper bei Druckanstiegsraten von 3500 bar/s gemessen, die Auswertung erfolgte nach DIN EN 843-5 [42]:

Eine Einschätzung der Beschreibbarkeit der Festigkeitsverteilung jedes Probekörpertyps durch eine zweiparametrische Weibull-Verteilung wird durch die Aufstellung von Weibull-Diagrammen ermöglicht. Hierzu wird den aufsteigend sortierten N Festigkeiten σ_{ci} mit einer Rangschätzfunktion eine Ausfallwahrscheinlichkeit zugeordnet:

$$F_i = \frac{i - 0,5}{N} \quad (4.1)$$

Die Wertepaare werden als Abszisse und Ordinate in der Form

$$x_i = \ln(\sigma_{ci}), \quad y_i = \ln \left[\ln \left(\frac{1}{1 - F_i} \right) \right] \quad (4.2)$$

aufgetragen, s. z.B. Bild 4.10. Entsprechend der zweimal logarithmierten Gleichung (3.1)

$$\ln \left[\ln \left(\frac{1}{1 - F} \right) \right] = m (\ln \sigma - \ln \sigma_0) \quad (4.3)$$

muss sich für die Wertepaare im Diagramm ein linearer Zusammenhang ergeben. Die gemessenen Berstdrücke der Probekörper erfüllen diese Forderung, die Weibull-Diagramme Bilder 4.10-4.12 zeigen die innerhalb der 90 %-Konfidenzintervalle liegenden Messwerte.

Die Maximum-Likelihood-Schätzwerte für die Weibull-Moduli \hat{m} ergeben sich aus der numerischen Lösung der Beziehung

$$\frac{\sum_{j=1}^N \sigma_{cj}^{\hat{m}} \ln \sigma_{cj}}{\sum_{j=1}^N \sigma_{cj}^{\hat{m}}} - \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \ln \sigma_{cj} - \frac{1}{\hat{m}} = 0 \quad (4.4)$$

Die Schätzwerte für die charakteristische Festigkeit $\hat{\sigma}_0$ werden durch Einsetzen der Schätzwerte für den Weibull-Modul in

$$\hat{\sigma}_0 = \left[\left(\sum_{j=1}^N \sigma_{cj}^{\hat{m}} \right) \frac{1}{N} \right]^{\frac{1}{\hat{m}}} \quad (4.5)$$

erhalten und im Folgenden als σ_0 bezeichnet. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4.2 als char. Berstdrücke p_0 und als char. Festigkeiten in Form der höchsten 1. Hauptnormalspannung σ_1 im Probekörper angegeben (s.a. Bild 4.9). Die Maximum-Likelihood-Methode liefert systematisch zu hohe Schätzwerte für den Weibull-Modul, was eine Korrektur durch Multiplikation des Weibull-Moduls mit einem in DIN EN 843-5 angegebenen Erwartungswertkorrektionsfaktor b erforderlich macht:

$$\hat{m}_{cor} = \hat{m} \cdot b \quad (4.6)$$

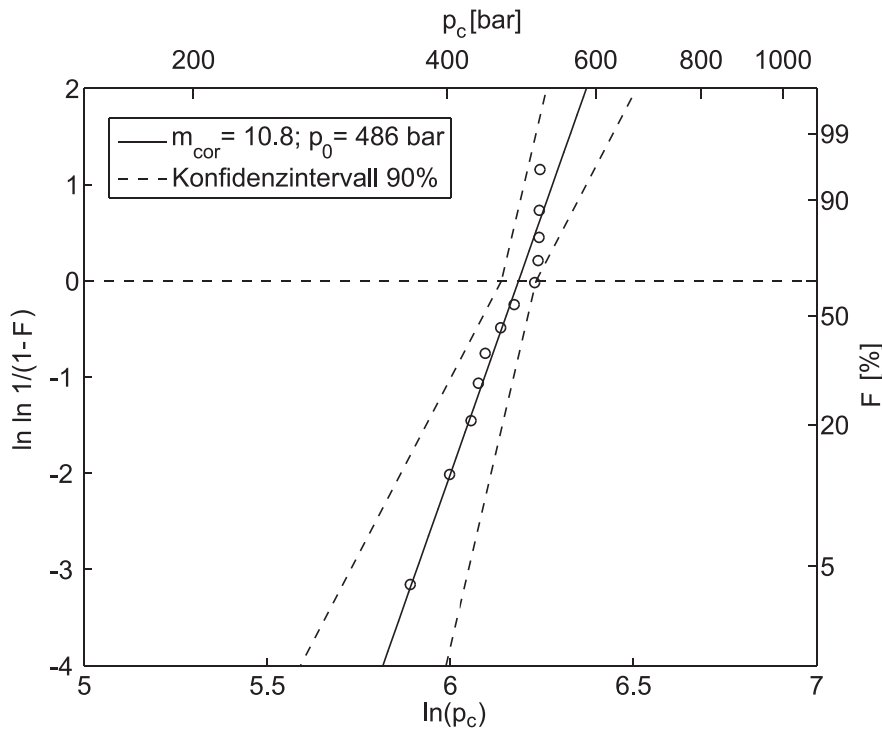


Bild 4.10: Weibull-Diagramm der RBAO-Probekörper.

Der korrigierte Schätzwert für den Weibull-Modul wird im Folgenden als m_{cor} bezeichnet, er ist für die einzelnen Probekörpertypen in Tabelle 4.2 aufgeführt. Die systematische Abweichung von $\hat{\sigma}_0$ ist gering, so dass eine Korrektur nicht erforderlich ist. Unter Verwendung von p_0 und m_{cor} werden die Weibull-Geraden in die Diagramme 4.10-4.12 eingezeichnet.

Als oberer und unterer Grenzwert des Konfidenzintervalls von p_0 werden $C_u = p_0 \exp(-t_u/m)$ und $C_l = p_0 \exp(-t_l/m)$ mit den im Anhang der DIN EN 843-5 tabellarisch aufgeführten Faktoren t_u und t_l bestimmt. Die obere und untere Grenze des Konfidenzintervalls für m errechnen sich nach den Beziehungen $D_u = m/l_u$ und $D_l = m/l_l$ mit den im Anhang der Norm tabellarisch angegebenen Werten für l_u und l_l . Durch Addition der Grenzwerte werden die in den Weibull-Diagrammen Bilder 4.10-4.12 dargestellten kombinierten Konfidenzintervalle erhalten.

Unter der Annahme, dass kreisförmige Volumenfehler zum Versagen des keramischen Bauteils führen, können mit den erhaltenen Weibull-Moduli und den Spannungsverteilungen im Probekörpervolumen aus Abschnitt 4.3.1 die effektiven Volumina berechnet werden. Hierzu ist eine numerische Auswertung der Gleichung (3.3) für eine mehrachsige Spannungsverteilung mit Integration über die Rissorientierungen erforderlich. Diese Berechnung kann mit kommerziell verfügbarer Software wie dem FE-Postprozessor STAU² durchgeführt werden. In dieser Arbeit erfolgt die Berechnung mit einer von SCHEUNEMANN entwickelten Software unter Verwendung des Versagenskriteriums nach RICHARD ($\alpha_I = 1,3$), das eine zutreffende Beschreibung des Versagensverhaltens der Keramiken

²eine Entwicklung des Instituts für Materialforschung II der Universität Karlsruhe

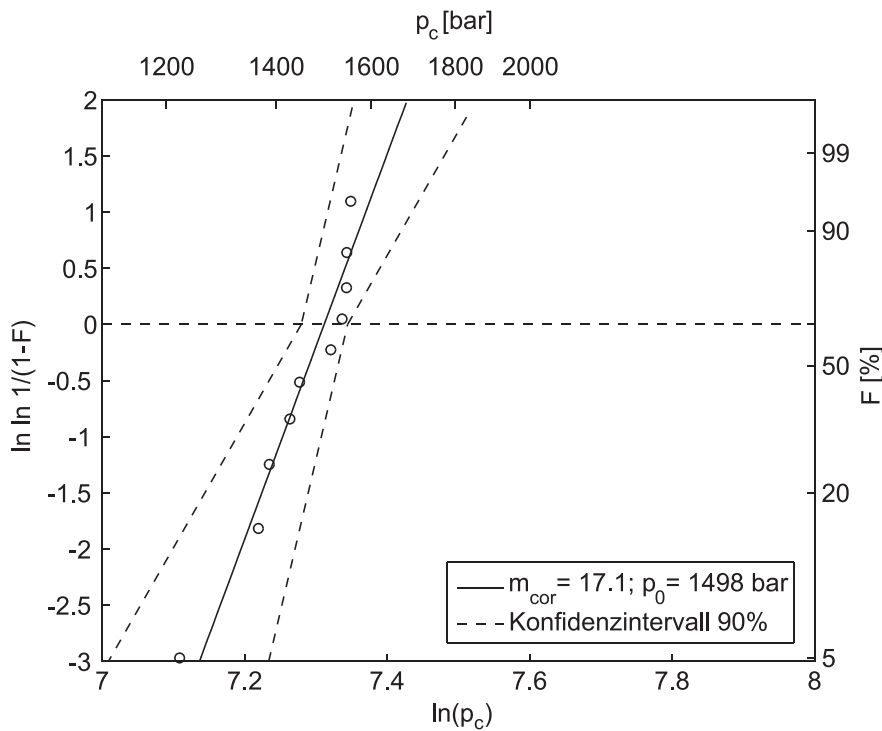


Bild 4.11: Weibull-Diagramm der ZrO₂-Probekörper.

ermöglicht [5]. In Tabelle 4.2 sind die berechneten Effektivvolumina der Probekörper V_{eff} angegeben. Die Festigkeiten der Probekörper können damit nach Gl. (3.6) auf Festigkeiten der keramischen Kolben umgerechnet werden (Abschnitt 5.2).

Zur Herstellung der Vergleichbarkeit der charakteristischen Festigkeit der Probekörper werden der char. Berstdruck und die char. Festigkeit des RBAO-Probekörpers mit Geometrie A auf die Geometrie B umgerechnet. Hierzu wird das effektive Volumen eines Probekörpers mit der Spannungsverteilung der Geometrie B und dem Weibull-Modul von RBAO berechnet: $V_{\text{eff}} = 1,39 \cdot 10^{10} \text{ mm}^3$. Damit können über Gl. (3.6) der char. Berstdruck und die char. Festigkeit für die Probekörpergeometrie B berechnet werden, s. Tab. 4.2.

Der Vergleich der charakteristischen Festigkeiten zeigt für RBAO und ZrO₂ eine gute Übereinstimmung mit den Herstellerangaben. Die im Vergleich zu 4-Punkt-Biegeproben etwas niedriger liegenden Werte werden auf das größere beanspruchte Bauteilvolumen und auf die as-fired-Oberflächen der Innendruckprobekörper zurückgeführt. Bei Rissprüfungen mit einem fluoreszierenden Prüfmittel fielen rissbehaftete RBAO-Probekörper auf, die aus der Auswertung herausgenommen wurden (Bild 4.13). Die Rissbildung konnte auf den Herstellungsprozess zurückgeführt werden [50]. Für die spätere Anwendung muss sichergestellt werden, dass keine Bauteile mit makroskopischen Rissen zum Einsatz kommen.

Die Si₃N₄-Probekörper weisen nur etwa ein Drittel der vom Hersteller angegebenen Festigkeit auf. Als Ursache wird eine Sinterhaut gesehen, die eine geringere Festigkeit als die inneren Bereiche des Sinterkörpers aufweisen und die Bildung von Anrissen,

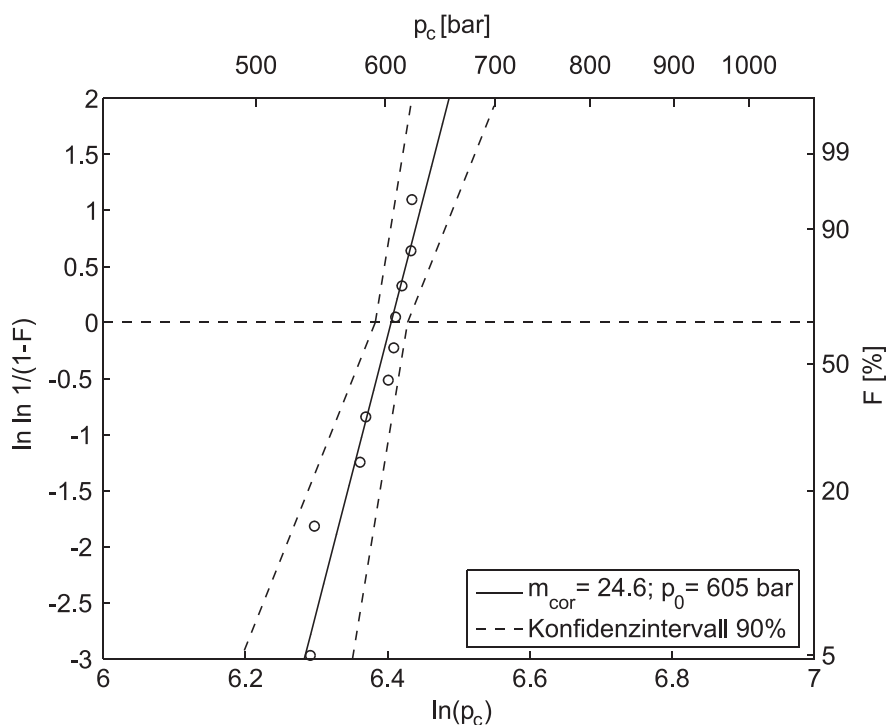


Bild 4.12: Weibull-Diagramm der Si_3N_4 -Probekörper.



Bild 4.13: Sinterprozessbedingte Rissbildung im RBAO-Probekörper.

gerade bei oberflächennahen Beanspruchungen, fördern kann. Aus diesem Grund wird die Sinterhaut bei hochbeanspruchten keramischen Bauteilen üblicherweise entfernt, was eine Erhöhung der Hartbearbeitungskosten zur Folge hat. In dieser Arbeit wurde daher an Si_3N_4 -Kolben im as-fired-Zustand überprüft, ob die Hälse der Kolben als nicht-Funktionsflächen auch ohne Hartbearbeitung eine für die Anwendung ausreichende Festigkeit aufweisen.

Die berechneten Weibull-Moduli stehen im Einklang mit den Herstellerangaben und zeigen eine Abnahme der Streuung der Festigkeiten in der Reihenfolge RBAO, ZrO_2 und Si_3N_4 .

Mit RBAO steht somit ein hochfester, in der Festigkeit mit ZrO_2 -Werkstoffen vergleichbarer Werkstoff zur Verfügung, der jedoch eine relativ hohe, mit üblichen Al_2O_3 -Werkstoffen vergleichbare Streuung aufweist. Das Si_3N_4 zeigt nur eine geringe Festigkeitsstreuung, dies jedoch auf einem niedrigen Festigkeitsniveau. ZrO_2 zeigt die geringste Festigkeitsstreuung und die höchste Festigkeit.

Werkstoff	Ringtyp	p_0 [bar]	$\sigma_{1,0}$ [MPa]	m_{cor} [-]	V_{eff} [mm ³]	Bild
RBAO	A (B)	486 (1164)	574 (547)	10,8	$1,74 \cdot 10^{14}$	4.10
ZrO ₂	B	1498	704	17,1	$3,31 \cdot 10^{14}$	4.11
Si ₃ N ₄	B	605	284	24,6	$6,88 \cdot 10^{19}$	4.12

Tabelle 4.2: Charakteristische Berstdrücke und Festigkeiten, korrigierte Erwartungswerte für die Weibull-Moduli und effektive Volumina der Innendruckprobekörper. In Klammern stehen zu Vergleichszwecken von Ringtyp A auf Ringtyp B umgerechnete Werte.

4.3.3 Risswachstumsparameter

Die Parameter des unterkritischen Risswachstums werden nach dem in DIN EN 843-3 vorgeschlagenen Mittelwertverfahren bestimmt [43]. Hierbei wird von Gleichung 3.14 ausgegangen, mit der die Bruchspannung eines keramischen Körpers in Abhängigkeit von der Belastungsgeschwindigkeit $\dot{\sigma}$ beschrieben wird. Die Gleichung kann umgeformt werden zu

$$\log \sigma_f = \frac{1}{n+1} \log \dot{\sigma} + \frac{1}{n+1} \log [(n+1)B\sigma_c^{n-2}] \quad (4.7)$$

Nach DIN EN 843-3 wird die Beziehung mit einem Faktor

$$B_0 = \left[\frac{2(n+1)K_{Ic}^2 \sigma_c^{n-2}}{A_0 Y^2 (n-2)} \right]^{\frac{1}{n+1}} \quad (4.8)$$

geschrieben als

$$\log \sigma_f = \log B_0 + \frac{1}{n+1} \log \dot{\sigma} \quad (4.9)$$

wobei für den Risswachstumsfaktor A_0 in Gl. (4.8) gilt

$$A_0 = AK_{Ic}^n \quad (4.10)$$

Aus einer doppeltlogarithmischen Auftragung der Festigkeiten σ_f gegen $\dot{\sigma}$ ergibt sich durch Regression eine Gerade, aus deren Steigung und Lage über die Beziehung (4.9) die Parameter n und B_0 bestimmt werden können.

Die Bilder 4.14 bis 4.16 zeigen die Graphen für die in Tabelle 4.3 angegebenen Werkstoffe und Belastungsgeschwindigkeiten. Bei der Festlegung der Belastungsgeschwindigkeiten wurde als Bereich für die Belastungszeit $7 \text{ d} > t_f > 1 \text{ h}$ angestrebt. Kürzere Belastungszeiten entfernen sich immer weiter von den in der Anwendung angestrebten Bauteillebensdauern, längere Belastungszeiten waren aufgrund des Zeitaufwands nicht

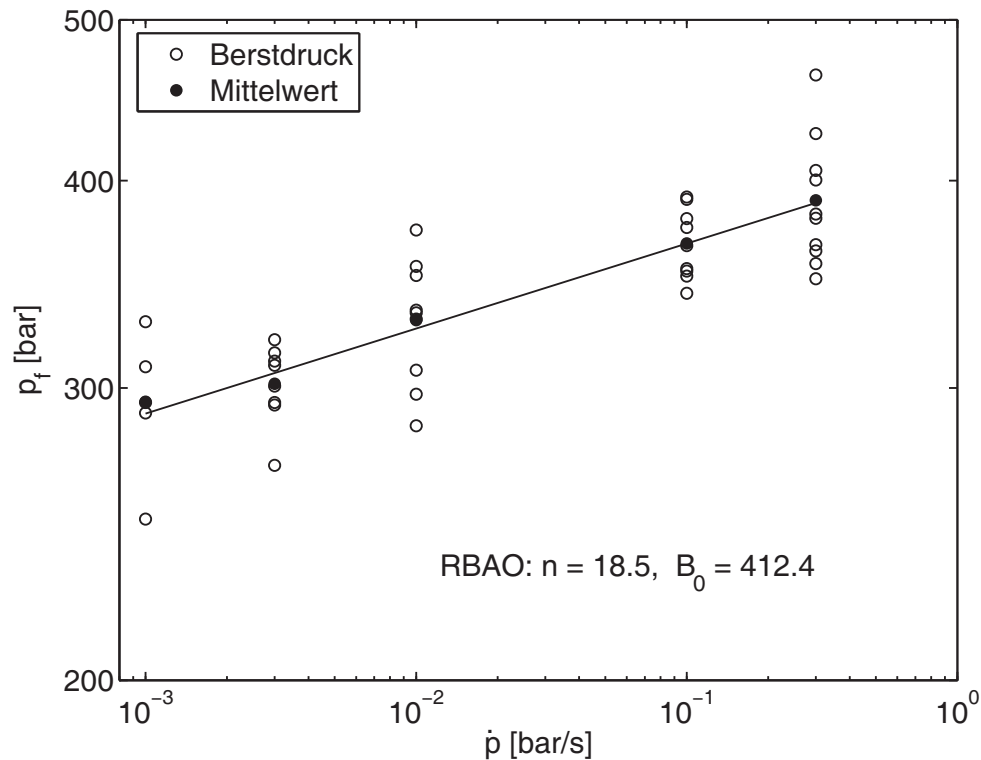


Bild 4.14: Ergebnisse der dynamischen Lebensdauerexperimente mit RBAO.

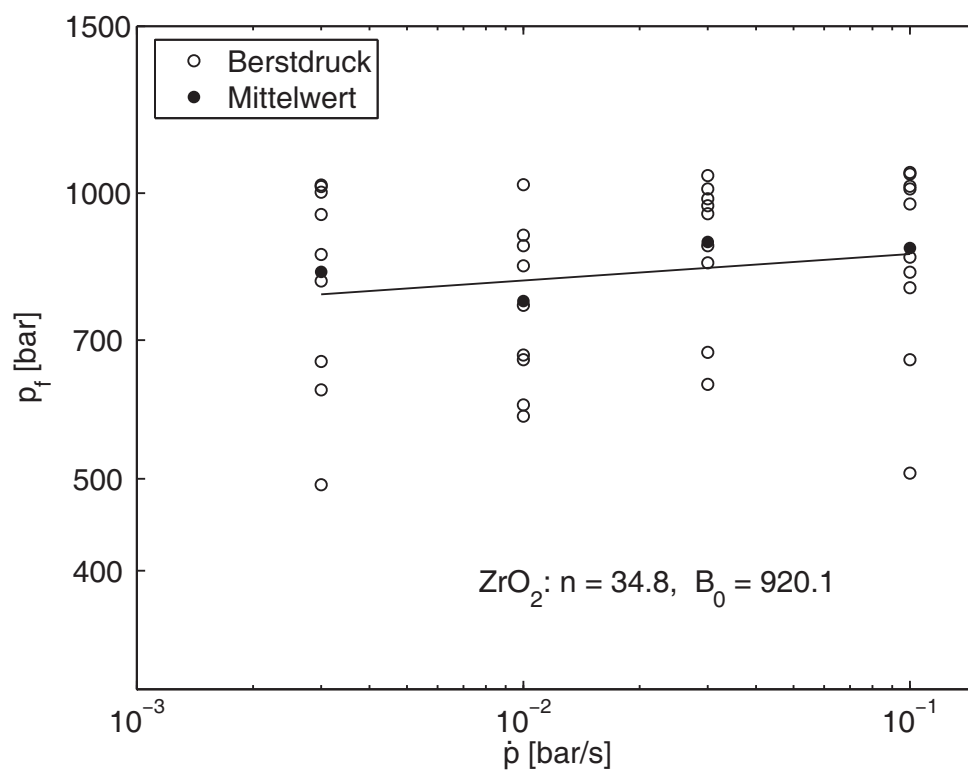
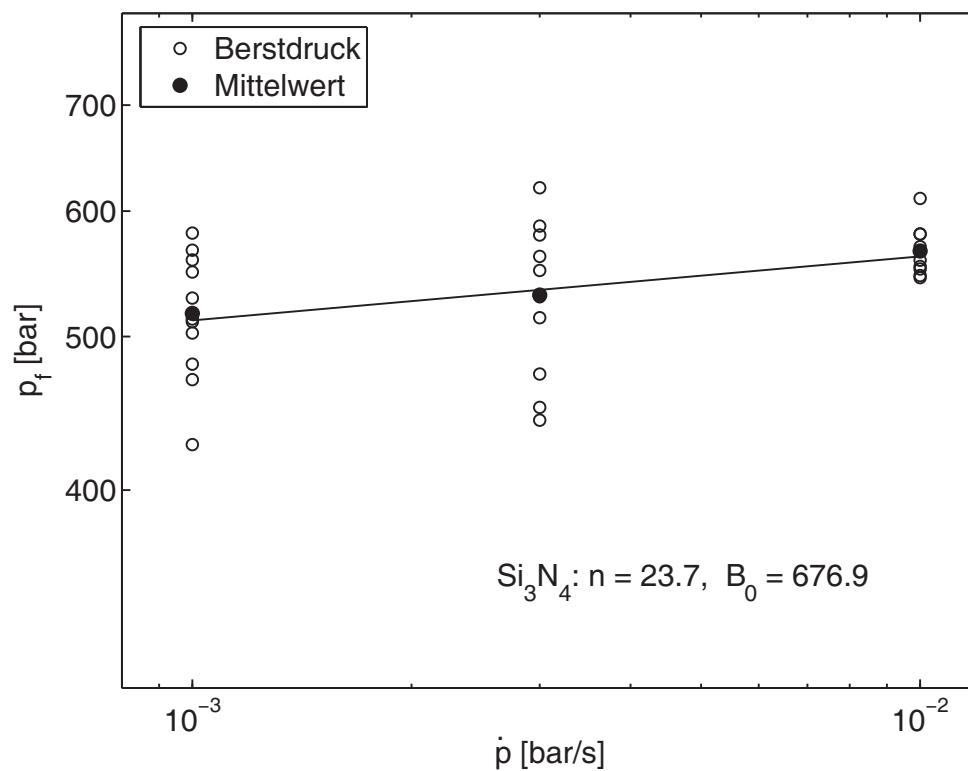
realisierbar. Die Tabelle enthält weiter die ermittelten Risswachstumsexponenten n und die nach Gln. (4.9) bestimmten und auf

$$B = \frac{B_0^{n+1}}{\sigma_c^{n-2}(n+1)} \quad (4.11)$$

mit den char. Berstdrücken der Probekörper aus Tab. 4.2 umgerechneten Risswachstumsparameter. Erwartungsgemäß zeigt sich eine zunehmende Anfälligkeit für unterkritisches Risswachstum in der Reihenfolge ZrO_2 , Si_3N_4 und RBAO.

Werkstoff	$\dot{\sigma}$ [mbar/s]	n [-]	B [bar ² s]	Bild Nr.
RBAO	1, 3, 10, 100, 300	18,5	$2,39 \cdot 10^5$	4.14
ZrO_2	3, 10, 30, 100	34,8	2,48	4.15
Si_3N_4	1, 3, 10	23,7	$1,44 \cdot 10^8$	4.16

Tabelle 4.3: Risswachstumsparameter und Risswachstumsexponenten.

Bild 4.15: Ergebnisse der dynamischen Lebensdaueruntersuchungen mit ZrO_2 .Bild 4.16: Ergebnisse der dynamischen Lebensdaueruntersuchungen mit Si_3N_4 .

4.4 Zusammenstellung der Festigkeitskennwerte

In Tabelle 4.4 sind die in den vorangegangenen Abschnitten an Innendruckprobekörpern bestimmten Kennwerte für die Festigkeits- und Lebensdauerberechnung zusammengestellt.

Der Vergleich der charakteristischen Festigkeiten und Weibull-Moduli zeigt, dass mit ZrO_2 und RBAO hochfeste Werkstoffe zur Verfügung stehen, wobei RBAO eine relativ hohe, mit üblichen Al_2O_3 -Werkstoffen vergleichbare Festigkeitsstreuung aufweist. Si_3N_4 zeigt nur eine geringe Festigkeitsstreuung, dies jedoch auf einem niedrigeren Festigkeitsniveau, was auf die geringe Festigkeit der Sinterhaut von Si_3N_4 , die üblicherweise durch mechanische Bearbeitung entfernt wird, zurückgeführt wird. ZrO_2 zeigt unter den Aspekten der Festigkeit und der Festigkeitsstreuung die besten Eigenschaften.

Die Festigkeit der Probekörper ist zur Veranschaulichung in Bild 4.17 als Ausfallwahrscheinlichkeit in Abhängigkeit vom Innendruck dargestellt, die Berechnung erfolgte nach Gl. (3.1). Es ist zu erkennen, dass bei Si_3N_4 , RBAO und ZrO_2 ab Drücken von 500, 700 und 1000 bar mit zahlenmäßig bedeutenden Ausfällen zu rechnen ist. Werden die unteren Äste der Kurven durch einen Proof-Test abgeschnitten, kann der Vorteil der hohen Festigkeiten von RBAO und ZrO_2 in einem höheren Maße ausgenutzt werden: Würde eine Ausfallrate von rd. 10 % der Probekörper im Proof-Test in Kauf genommen, kann nach dem Proof-Test eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 0 % bis zu Drücken von ca. 500 bar bei Si_3N_4 , 1000 bar bei RBAO und 1300 bar bei ZrO_2 erreicht werden.

Bild 4.18 zeigt die nach Gl. (3.18) berechneten Ausfallwahrscheinlichkeiten der Probekörper in Abhängigkeit von der Belastungsdauer bei einem Innendruck von 400 bar. Es ist zu erkennen, dass nahezu alle Si_3N_4 -Probekörper innerhalb eines Jahres versagen. Die RBAO-Probekörper fallen über einen Zeitraum von etwa 10 Jahren zu einen großen Teil aus, während sich die Ausfälle von ZrO_2 , dessen Kennlinie innerhalb der dargestellten 10 Jahre nahezu deckungsgleich mit der Abszisse verläuft, unterhalb von einem Prozent halten. Wie bei der Inertfestigkeit schneidet also Si_3N_4 auch im Hinblick auf eine Dauerbelastung am schlechtesten ab, ZrO_2 zeigt auch hier das geeignetste Verhalten. Über eine Eignung der Werkstoffe für die spätere Anwendung entscheiden jedoch noch weitere, im Folgenden betrachtete Größen wie die Höhe der zu ertragenden Belastungen, das tribologische Verhalten und nicht zuletzt auch die Fertigungskosten.

Werkstoff	Ringtyp	p_0 [bar]	$\sigma_{1,0}$ [MPa]	m_{cor} [-]	n [-]	B [bar ² s]	V_{eff} [mm ³]
RBAO	A (B)	486 (1164)	574 (547)	10,8	18,5	$2,39 \cdot 10^5$	$1,74 \cdot 10^{14}$
ZrO_2	B	1498	704	17,1	34,8	2,48	$3,31 \cdot 10^{14}$
Si_3N_4	B	605	284	24,6	23,7	$1,44 \cdot 10^8$	$6,88 \cdot 10^{19}$

Tabelle 4.4: An Probekörpern ermittelte Festigkeits- und Risswachstumskenngrößen. In Klammern stehen zu Vergleichszwecken von Ringtyp A auf Typ B umgerechnete Werte.

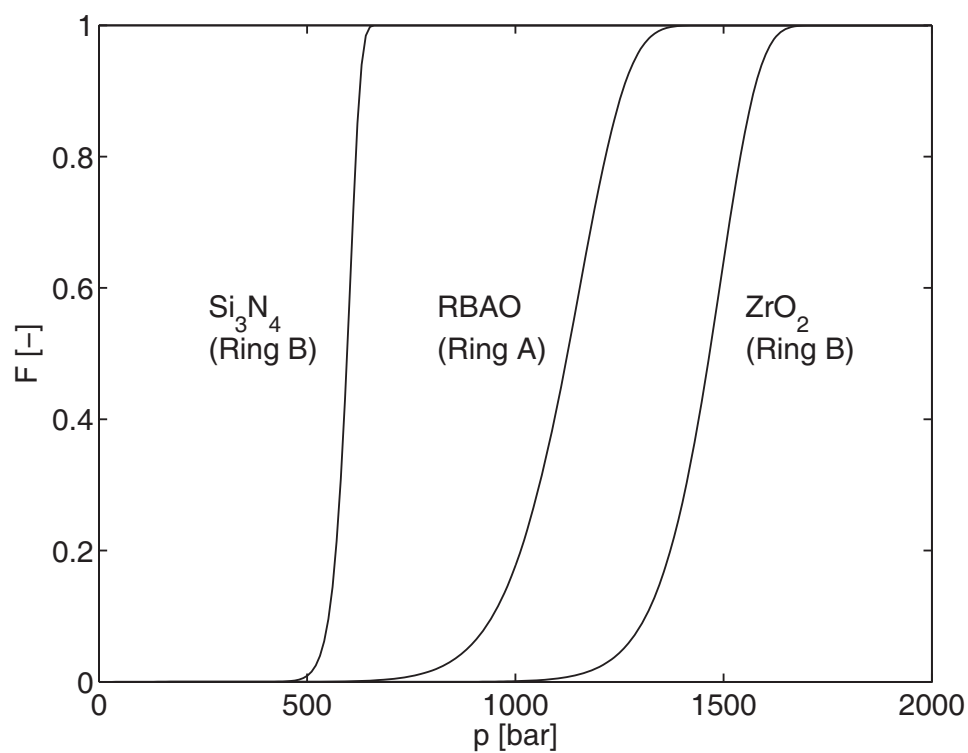


Bild 4.17: Ausfallwahrscheinlichkeit der Probekörper in Abhängigkeit vom Innendruck.

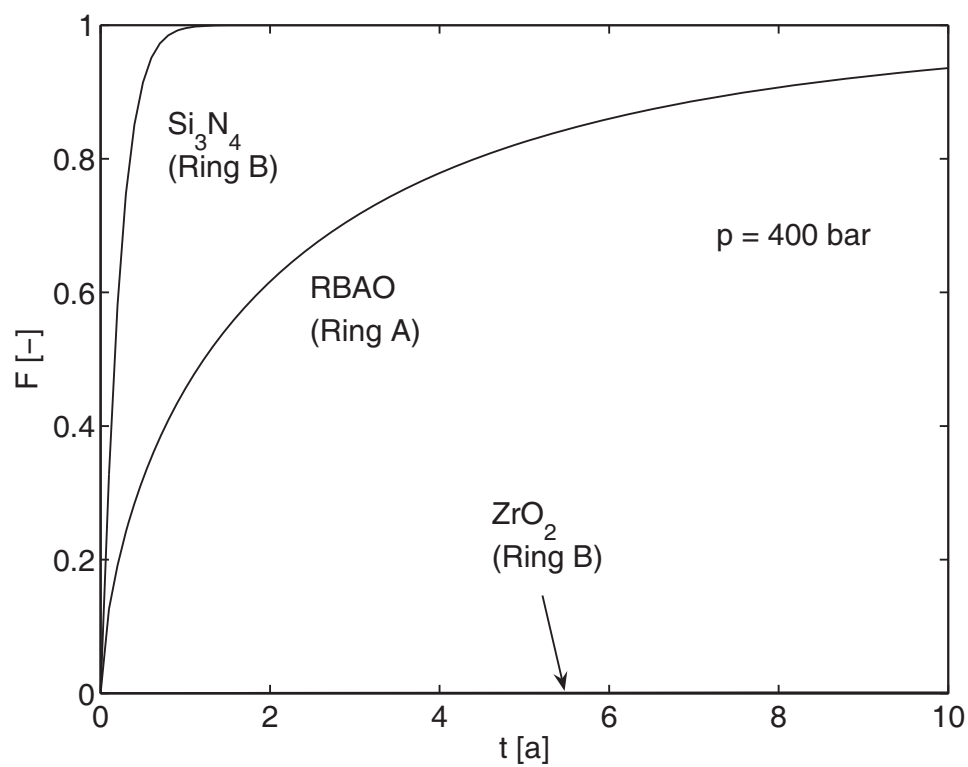


Bild 4.18: Ausfallwahrscheinlichkeit der Probekörper in Abhängigkeit von der Belastungsdauer bei 400 bar Innendruck.

Kapitel 5

Arbeitskolben und Laufbuchsen von Axialkolbenmaschinen

5.1 Mechanische Beanspruchung der Bauteile

Die Analyse der mechanischen Beanspruchung der keramischen Arbeitskolben und Laufbuchsen erfolgte mittels der Finite Elemente Methode (FEM). Im Folgenden werden die Modellierung und die Berechnungsergebnisse für die Maschine Bosch Rexroth A4VSO 40 dargestellt. Es werden die Spannungsverteilungen in den Bauteilen und die Auswirkungen der Betriebsdrehzahl und verschiedener Werkstoffkombinationen auf die Spannungen dargestellt. Für die Maschine Sauer-Danfoss 90/075 werden die Spannungsverteilungen in den Bauteilen, die Auswirkungen der Betriebsdrehzahl und unterschiedlicher Lagerspiele von Kolben und Buchse auf die Spannungen beschrieben.

5.1.1 Finite-Elemente-Modelle

Die Kontaktsituation von Arbeitskolben und Laufbuchsen der Maschinen wird wesentlich durch die Elastizitäten der Bauteile und der Einbauumgebung mitbestimmt. Die Berechnung der Beanspruchung von Kolben und Buchse erfordert daher die Berücksichtigung der angrenzenden Bauteile, weshalb das zur Untersuchung verwendete FE-Modell die Baugruppe aus Zylinderblock, Buchse, Kolben und Gleitschuh modelliert. Für die Buchse wurde der bzgl. der Beanspruchung ungünstigere Fall der vorspannungsfreien Montage angenommen. Die Kontakte zwischen Kolben und Buchse sowie Kolben und Gleitschuh werden über Kontaktrandbedingungen, die Schrägscheibe durch das Unterbinden von Verschiebungen senkrecht zur Gleitschuhauflfläche abgebildet. Zur Erstellung des Finite-Elemente-Modells wurde ein CAD-Volumenmodell der Baugruppe erstellt und mit Finiten Elementen vernetzt, Bild 5.1. Als Werkstoffe für den Zylinderblock und den Gleitschuh werden für alle Berechnungen Stahl und Messing verwendet,

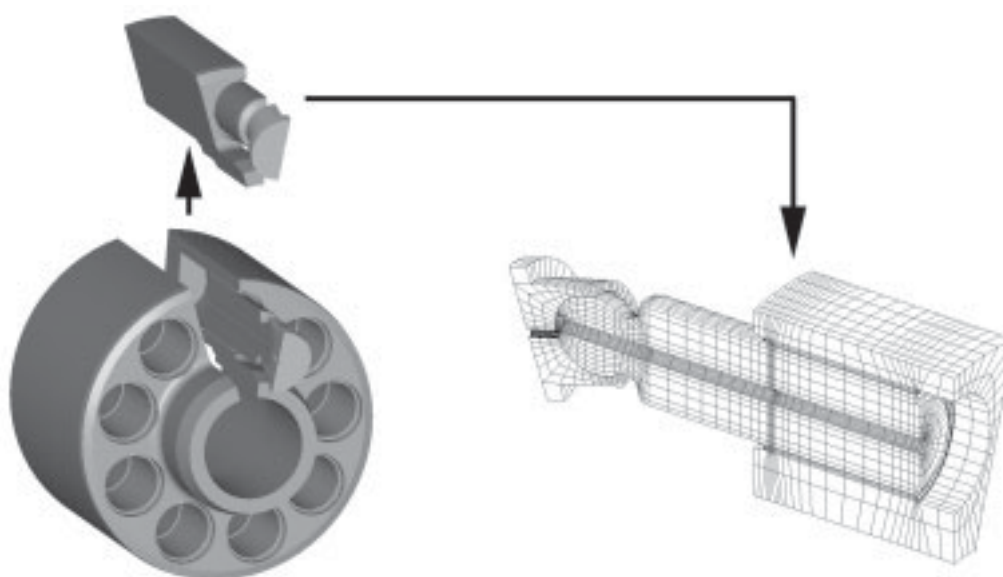


Bild 5.1: Ableitung des FE-Netzes aus dem CAD-Modell des Laufsatzes einer Axialkolbenmaschine bestehend aus Zylinderblock, Buchse, Kolben und Gleitschuh.

die Werkstoffe für den Kolben und die Buchse werden variiert. Das System wird durch Aufbringung des Betriebsdrucks und der Drehzahl belastet, wodurch sich die Belastungen der einzelnen Bauteile über die mechanische Kopplung durch die Kontaktbedingungen selbstständig einstellen. Hieraus resultiert eine realitätsnahe Modellierung der Krafteinleitung in die Bauteile, wodurch Fehler vermieden werden, die aus einer vereinfachten Antragung analytisch berechneter Kräfte entstehen können¹.

Um die maximale Bauteilbeanspruchung zu ermitteln, wurde das System bei maximal ausgefahrenem Kolben untersucht. Da im Nennbetrieb der Maschine zwischen Kolben und Buchse und zwischen Gleitschuh und Schrägscheibe aufgrund von Flüssigkeitsreibung nur eine geringe Reibkraft vorliegt, werden in der FE-Analyse keine Reibkräfte berücksichtigt. Hierdurch und durch die Ausnutzung der Bauteilsymmetrie wird die Modellierung eines 20°-Ausschnitts des Zylinderblocks ermöglicht. Das Bauteilvolumen wurde mit parabolischen Tetraeder-Elementen bzw. parabolischen Hexaeder-Elementen² vernetzt und die Elementgröße in den Bereichen hoher Kontaktspannungsgradienten verfeinert.

¹wie z.B. bei einer Punktlast im Kugelkopf

²Bei der Modellierung der Maschine 90/075 wurde das Bauteilvolumen mit Hexaeder-Elementen vernetzt, um die Anzahl der Elemente und die Rechenzeit im Vergleich zum automatisch erzeugten Netz mit Tetraeder-Elementen zu reduzieren.

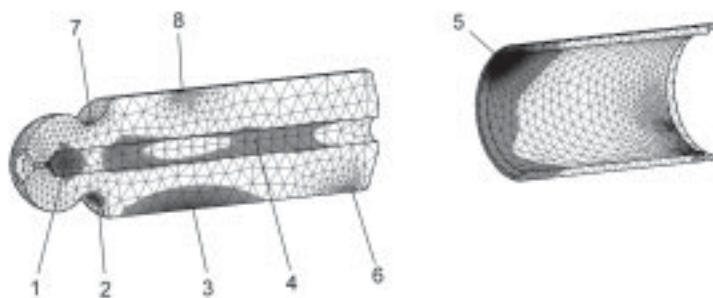


Bild 5.2: Maschine A4VSO 40, Bereiche hoher Spannungskonzentrationen.

5.1.2 Ergebnisse der FEM-Berechnungen

5.1.2.1 Maschine A4VSO 40

Für die Axialkolbenmaschine A4VSO 40 wurden die Spannungsverteilungen in den Arbeitskolben und Laufbuchsen und die Auswirkungen der Betriebsdrehzahl auf die Bauteilbeanspruchung für die Materialkombination $\text{Si}_3\text{N}_4\text{-Si}_3\text{N}_4$ ermittelt. Weiter wurde die Auswirkung der Werkstoffwahl auf die Bauteilbeanspruchung untersucht. Tabelle 5.1 enthält die Spannungen im Kolben und in der Buchse in den in Bild 5.2 dargestellten Bereichen für die Werkstoffkombination $\text{Si}_3\text{N}_4\text{-Si}_3\text{N}_4$ bei dem für die Erprobung vorgesehenen maximalen Betriebsdruck von 250 bar, maximalem Schwenkwinkel 15° , Drehzahlen von 0 und 2500 min^{-1} und einem relativen Lagerspiel zwischen Kolben und Buchse von $0,6 \text{ ‰}$.

Zu erkennen sind Konzentrationen der 1. Hauptnormalspannung, d.h. im vorliegenden Fall der Zugspannung im Kolben bei $n = 0 \text{ min}^{-1}$ im Bereich der Drossel (1) von 99 MPa, des Kolbenhalses (2) von 66 MPa und des Kolbenschafts (3) von 58 MPa. Würde auf die Drossel verzichtet und die Bohrung durchgehend ausgeführt, würden die Spannungen auf die Werte im Bereich des Kolbenhalses reduziert. Eine geringere Zugbeanspruchung von 20 MPa, die durch den Innendruck in der Bohrung hervorgerufen wird, liegt im Bereich der Kolbenbohrung (4) vor. Eine vorspannungsfrei montierte Buchse weist infolge der querkraftbedingten Verkantung des Kolbens eine hohe Zugbeanspruchung im vorderen Bereich (5) auf.

Die Konzentrationen der 3. Hauptnormalspannung, d.h. im vorliegenden Fall der Druckspannung, treten mit -306 MPa im Bereich des Kolbenhalses (7) und mit -131 MPa und -295 MPa in den Kontaktbereichen des Kolbens und der Buchse (6) und (8) auf. Die Flächenpressung im Kontaktbereich (6) entspricht der Druckspannung. Im Kontaktbereich (8) wird der Druckspannung durch den Kontakt eine Biegespannung überlagert, so dass die Druckbeanspruchung dort über der Flächenpressung liegt³.

³Angaben für Flächenpressungen ohne hydrodynamische Entlastung

n [min ⁻¹]	σ_1 [MPa]					σ_3 [MPa]			p_0 [MPa]	
	1	2	3	4	5	6	7	8	6	8
0	99	66	58	20	-138	-131	-306	-295	136	213
2500	99	71	61	20	-144	-133	-311	-304	138	221

Tabelle 5.1: Maschine A4VSO 40, Hauptnormalspannungen σ_1 , σ_3 und maximale Flächenpressung p_0 für die Werkstoffkombination Si_3N_4 -Kolben/ Si_3N_4 -Buchse bei 250 bar Betriebsdruck und maximalem Schwenkwinkel.

Der Vergleich der Berechnungsergebnisse für 0 und 2500 min⁻¹ zeigt, dass die Zugspannungen durch die Rotation des Zylinderblocks in den Bereichen (2), (3) und (5) geringfügig um bis zu 6 MPa erhöht werden. Gleiches gilt mit 9 MPa für die Druckspannungen und mit 8 MPa für die Pressung.

Aus der Beanspruchung des Kolbens und der Buchse lassen sich in Bezug auf die Verwendung von keramischen Werkstoffen für diese Bauteile folgende Schlussfolgerungen ziehen:

- Druckspannungen in der vorliegenden Höhe sind durch die keramischen Werkstoffe problemlos zu ertragen.
- Die Zugspannungen sind von keramischen Werkstoffen hoher Festigkeit ebenfalls ohne Probleme zu ertragen. Eine Aussage zu einem bestimmten Werkstoff wird durch die Berechnung der Ausfallwahrscheinlichkeiten und Lebensdauern der Bauteile möglich, Voraussetzung für eine belastbare Aussage sind zutreffende Daten zum Werkstoffverhalten und fehlerlos gefertigte Bauteile.
- Die Drosselstelle verursacht die höchste Zugspannung im Kolben. Bei höheren als den geplanten Betriebsdrücken ist eine konstruktive Änderung sinnvoll.
- Im Falle einer vorspannungslos, d.h. ohne Presssitz montierten Buchse ist diese einer hohen Zugbeanspruchung durch die Verkantung des Kolbens ausgesetzt (s. Abschnitt 5.4.2).

Die Werte in Tab. 5.2 zeigen die Auswirkung der Werkstoffwahl auf die Beanspruchung der Bauteile. Die Berechnungen wurden für einen Betriebsdruck von 400 bar und eine Drehzahl von 3700 min⁻¹ bei maximalem Schwenkwinkel durchgeführt.⁴ In der Tabelle sind für RBAO als Werkstoff mit einem hohen E-Modul (380 GPa) und ZrO_2 als Werkstoff mit einem niedrigeren E-Modul (210 GPa) sowie für die Serienwerkstoffe Stahl und Messing die ermittelten Abhängigkeiten der Hauptnormalspannungen von den E-Moduli aufgeführt.

⁴Diese Betriebsgrößen wurden in Absprache mit dem Maschinenhersteller als obere Betriebsgrenze für eine mit keramischen Bauteilen ausgestattete Serienmaschine festgelegt.

Werkstoff		σ_1 [MPa]					σ_1 [MPa]			p_n [MPa]	
Kolben	Buchse	1	2	3	4	5	6	7	8	6	8
Stahl	Messing	144	106	95	61	105	-12	-488	-409	125	385
RBAD	Messing	135	106	98	62	100	-166	-488	-372	171	36
RBAD	ZrO ₂	134	106	96	63	146	-193	-488	-425	197	440
RBAD	RBAD	134	106	95	63	229	-211	-488	-482	217	52
ZrO ₂	RBAD	122	106	94	63	231	-162	-488	-588	164	638
ZrO ₂	ZrO ₂	121	106	95	60	154	-15	-488	-502	(-)	(-)
E-Modul Kolben		x	x	x	x	-	-	x	-	-	-
E-Modul Buchse		x	x	x	x	-	-	x	-	-	-

x Zunahme, - Abnahme, - keine Abhängigkeit

Tabelle 5.2: Maschine A4VSO 40, Einfluss des Werkstoffs auf die Beanspruchung von Kolben und Buchse bei 400 bar Betriebsdruck, Drehzahl 3700 min⁻¹ und maximalem Schwenkwinkel.

Erwartungsgemäß reduziert eine Verringerung des E-Moduls des Buchsenmaterials die Flächenpressungen und Druckspannungen in den Kontaktbereichen (6) und (8) von Kolben und Buchse sowie die Zugspannungen im Bereich (5). Es ist weiterhin zu sehen, dass eine Erhöhung des E-Moduls des Kolbens die Flächenpressungen im vorderen Kontakt zur Buchse (8) und die Zugspannungen in der Buchse (5) reduziert. Ursache hierfür ist eine verringerte Durchbiegung des Kolbens. Eine daraus resultierende Erhöhung der Flächenpressung im hinteren Kontaktbereich der Buchse (6) ist vergleichsweise gering. Die Zugspannungen im Bereich der Drosselstelle, im Kolbenhals und im Kolbenschaft sind unabhängig vom E-Modul der verwendeten Werkstoffe.

Aus den vorstehend beschriebenen Berechnungen sind folgende Schlüsse zu ziehen:

- Zur Verringerung der maximalen Flächenpressung zwischen Kolben und Buchsen legen die Berechnungsergebnisse die Verwendung eines Werkstoffs mit einem geringen E-Modul für die Buchsen nahe. Es ist davon auszugehen, dass die durch eine nachgiebigere Buchse verringerte Flächenpressung zwischen Buchse und Kolben auch zu einer geringeren tribologischen Beanspruchung dieser Bauteile führt.
- Eine Reduktion der Flächenpressung wird weiterhin durch eine steife Ausführung des Kolbens, d.h. durch einen hohen E-Modul des Kolbenwerkstoffs erreicht.
- Die Zugbeanspruchung des Kolbens ist durch die Werkstoffwahl nicht beeinflussbar.

Bei der Auslegung keramischer Kolben und Buchsen für Axialkolbenmaschinen sind daher der Kolben vorzugsweise steif und die Buchse nachgiebig auszuführen, was auch auf die Standard-Bauteilpaarung aus Stahlkolben und Messingbuchse zutrifft.

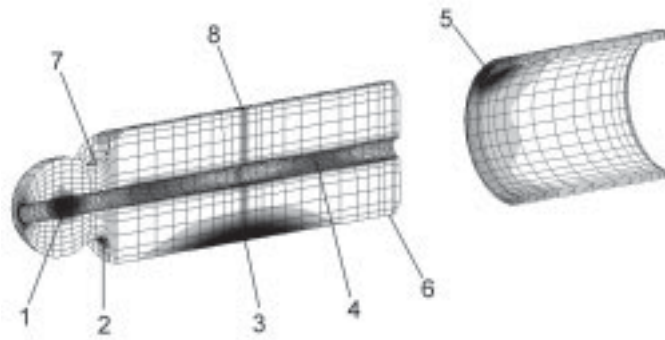


Bild 5.3: Maschine 90/075, Bereiche hoher Spannungskonzentrationen.

Im nächsten Abschnitt wird am Beispiel der Axialkolbenmaschine 90/075 u.a. die Bedeutung des Lagerspiels zwischen Kolben und Buchse für die Bauteilbeanspruchung untersucht.

5.1.2.2 Maschine 90/075

Für die Axialkolbenmaschine 90/075 wurden die Auswirkungen der Betriebsdrehzahl und des Lagerspiels zwischen Kolben und Buchse auf die Bauteilbeanspruchung bestimmt. Die Untersuchung zum Lagerspiel wurde durchgeführt, weil die von Stahl und Messing abweichenden elastischen und thermischen Eigenschaften (Wärmedehnung und Wärmeleitfähigkeit) der keramischen Werkstoffe potentiell die Möglichkeit eröffnen, durch eine Abweichung vom serienmäßigen Lagerspiel den Wirkungsgrad der Maschine positiv zu beeinflussen.

Tabelle 5.3 zeigt die Spannungen im Kolben und in der Buchse in den in Bild 5.3 dargestellten Bereichen für die Werkstoffkombination Si_3N_4 - Si_3N_4 bei dem für die Langzeiterprobung vorgesehenen Betriebsdruck von 250 bar, dem maximalen Schwenkwinkel von 17° , Drehzahlen von 0 und 1800 min^{-1} und einem relativen Lagerspiel zwischen Kolben und Buchse von 1 ‰.

Es ist zu erkennen, dass sich die Zugspannungen im Kolben auf dem selben Niveau wie bei der A4VSO 40 (s. Tab. 5.2) befinden. Die Zugbeanspruchung der Kolbenbohrung (4) liegt mit 44 MPa etwas höher als bei der A4VSO 40 und damit im Bereich der übrigen Zugspannungen. In der Kugel (1) liegt aufgrund der fehlenden Drossel im Gegensatz zur A4VSO 40 keine Spannungskonzentration vor, wodurch die Beanspruchung mit 51 MPa ebenfalls den Zugspannungen in anderen Bauteilbereichen entspricht. Die im Vergleich zur A4VSO 40 niedrige Versuchsdrehzahl von 1800 min^{-1} trägt zur Bauteilbeanspruchung nur geringfügig bei. Wie Tabelle 5.4 zu entnehmen ist, führen erst erheblich höhere Drehzahlen zu einem deutlichen Anstieg der Beanspruchung der Bauteile. In der Tabelle sind am Beispiel von Stahlkolben und Messingbuchse für einen Betriebsdruck von 500 bar bei maximalem Schwenkwinkel die Spannungen für den Maschinenstill-

n [min ⁻¹]	σ_1 [MPa]					σ_3 [MPa]		
	1	2	3	4	5	6	7	8
0	51	62	65	44	150	-173	-360	-282
1800	52	66	67	45	147	-160	-365	-275

Tabelle 5.3: Maschine 90/075, Hauptnormalspannungen σ_1 und σ_3 für die Werkstoffkombination Si_3N_4 -Kolben/ Si_3N_4 -Buchse bei 250 bar Betriebsdruck und maximalem Schwenkwinkel.

stand und eine Maschinendrehzahl von 4500 min^{-1} angegeben. Erst eine Drehzahl in dieser Höhe führt in Verbindung mit dem höheren Gewicht der Stahlkolben zu einer wesentlichen Erhöhung der Zugspannungen in den Bereichen des Kolbenhalses (2) um 27 MPa, des Kolbenschafts (3) um 26 MPa und der Buchse ohne Presssitz um 16 MPa.

Tabelle 5.4 zeigt weiter die Spannungen für drei relative Lagerspiele 0, 1 und 10 ‰ von Kolben und Buchse. Es ist ein erheblicher Einfluss des Lagerspiels auf die Flächenpressung zwischen Kolben und Buchse zu erkennen, die bei einer Vergrößerung von $\psi = 0 \text{ ‰}$ auf $\psi = 1 \text{ ‰}$ im Bereich (8) um 27 % und im Bereich (6) um 76 % ansteigt. Bei einer Erhöhung des Spiels zwischen Kugel und Gleitschuh von $\psi = 0 \text{ ‰}$ auf $\psi = 1 \text{ ‰}$ nimmt die Zugspannung in der Kugel (1) um 10 MPa zu. Die Bedeutung des Lagerspiels für die maximale Flächenpressung nimmt entsprechend den Ergebnissen aus dem vorigen Abschnitt mit steigendem E-Modul der Bauteile zu.

Die Ergebnisse machen deutlich:

- Die Beanspruchung der Kolben und Buchsen der Maschinen A4VSO 40 und 90/075 weisen bei gleichen Betriebsdaten nahezu identische Spannungen und Spannungsverteilungen auf.
- Durch Fortfall der Drosseln in den Kolben wird eine Spannungskonzentration in diesem Bereich vermieden.
- Die für die Erprobung vorgesehenen Drehzahlen von bis zu 1800 min^{-1} spielen beim Einsatz von Si_3N_4 -Kolben bzgl. der Bauteilbeanspruchung eine untergeordnete Rolle.
- Das Lagerspiel hat einen wesentlichen Einfluss auf die maximale Flächenpressung zwischen Kolben und Buchse.

5.2 Bauteilfestigkeit

Aufgrund der für keramische Werkstoffe hohen Zugbeanspruchung der Kolben ist für diese eine Festigkeitsberechnung durchzuführen. Die Buchsen werden bei den untersuch-

φ [%]	n [min ⁻¹]	σ_1 [MPa]					σ_2 [MPa]			p_m [MPa]	
		1	2	3	4	5	6	7	8	6	8
0	0	85	124	138	71	88	-103	-718	-360	102	233
1	0	95	124	133	77	105	-184	-719	-438	179	297
10	0	103	122	129	94	124	-288	-716	-518	272	389
1	1500	98	151	159	80	121	-178	-751	-462	180	297

Tabelle 5.4: Maschine 90/075, Einfluss des relativen Lagerspiels und der Drehzahl auf die Beanspruchung von Stahlkolben und Messingbuchse, Betriebsdruck 500 bar, max. Schwenkwinkel.

Maschine	A1V50 10			90/07E
Werkstoff	REAO	ZrO ₂	Si ₃ N ₄	Si ₃ N ₄
p_0 [bar]	1547	1692	EE2	466
V_{eff} [mm ³]	$6,44 \cdot 10^8$	$1,95 \cdot 10^{14}$	$4,25 \cdot 10^{20}$	$4,16 \cdot 10^{20}$

Tabelle 5.5: Charakteristische Festigkeiten und effektive Volumina für die Arbeitskolben.

ten Maschinen durch einen Presssitz in den Zylinderblockbohrungen gehalten, wodurch ein Auftreten von Zugspannungen vollständig verhindert wird (Abschnitt 5.4.2). Die Druckspannungen in der Buchse sind von den gewählten keramischen Werkstoffen problemlos ertragbar, so dass eine Berechnung der Festigkeit der Buchsen entfallen kann.

Für die Berechnung der charakteristischen Festigkeit der keramischen Kolben ist deren effektives Volumen zu bestimmen. Mit dem Weibull-Modul aus den Versuchen mit Probekörpern und den Spannungsverteilungen in den Kolben nach Abschnitt 5.1 können die effektiven Volumina berechnet werden. Hierzu wird Gleichung (3.3) für eine mehrachsige Spannungsverteilung unter Annahme eines Versagens durch kreisförmige Volumenfehler unter Verwendung der von SCHEUNEMANN [5] entwickelten Software numerisch ausgewertet (Versagenskriterium nach RICHARD, $\alpha_I = 1,3$). In Tabelle 5.5 sind die berechneten Effektivvolumina angegeben. Die charakteristischen Festigkeiten der Probekörper (Abschnitt 4.3.2) können damit nach Gl. (3.6) auf char. Festigkeiten der keramischen Bauteile umgerechnet werden. Die Ergebnisse sind in der Tabelle angegeben.

Mit der Inertfestigkeit der Kolben kann nach Gl. (3.1) die Ausfallwahrscheinlichkeit in Abhängigkeit von der Belastung berechnet werden. Die Ergebnisse sind in Bild 5.4 dargestellt: Die Graphen zeigen, dass bei der Inbetriebnahme der Versuchsmaschinen bei einem Druck von 250 bar bei allen Werkstoffen Ausfälle der Kolben unwahrscheinlich sind, aber statistisch nicht ausgeschlossen werden können. Tritt jedoch unterkritischen Risswachstum auf, nimmt die Bauteilfestigkeit mit der Belastungsdauer ab und die

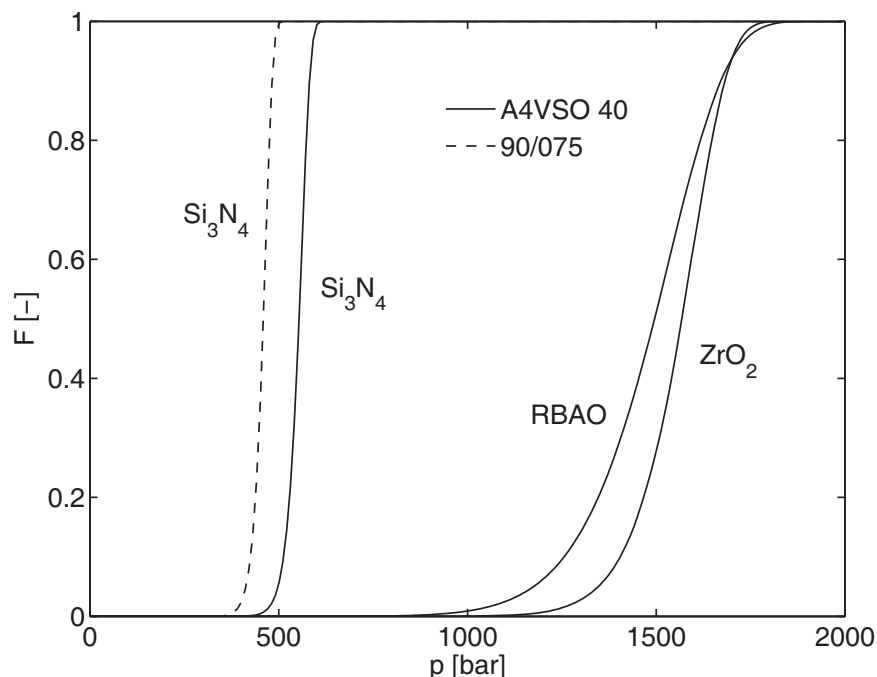


Bild 5.4: Ausfallwahrscheinlichkeit der keramischen Kolben in Abhängigkeit vom Betriebsdruck.

Ausfallwahrscheinlichkeit steigt. Die Berechnung der Auswirkung von unterkritischem Risswachstum erfolgt im nächsten Abschnitt.

5.3 Bauteillebensdauer

Um die Eignung der keramischen Kolben für die Praxis zu ermitteln, sind Lebensdauerbetrachtungen erforderlich. Für die Buchsen können diese analog zum vorangegangenen Abschnitt entfallen.

Die Ausfallwahrscheinlichkeit der keramischen Kolben in Abhängigkeit von der Beanspruchungsdauer kann nach Gl. (3.18) mit der char. Festigkeit p_0 , dem Weibull-Modul m , dem Risswachstumsparameter B und dem Risswachstumsexponenten n (Kapitel 4.3) berechnet werden, wobei eine konstante Belastung vorausgesetzt wird. Für einige Keramiken wie Al_2O_3 und ZrO_2 wurde ein verkürzender Einfluss einer dynamischen Belastung auf die Lebensdauer nachgewiesen [46, 47, 48, 49]. Erkenntnisse zur Auswirkung einer der Beanspruchung der Arbeitskolben entsprechenden dynamischen Belastung auf die Lebensdauer keramischer Bauteile sind der Literatur nicht zu entnehmen, eine Bestimmung der Einflüsse ist mit erheblichem Aufwand verbunden. Ferner ist der vom Betriebszustand abhängige Rotationszustand der keramischen Kolben unbekannt und die Aussage einer solchen Untersuchung damit nicht belastbar. Aus diesen Gründen wird in den folgenden Berechnungen von einer konstanten Last ausgegangen. Herangezogen wird die maximale Beanspruchung der Kolben, d.h. das Spannungsfeld im Kolben im äußeren Totpunkt.

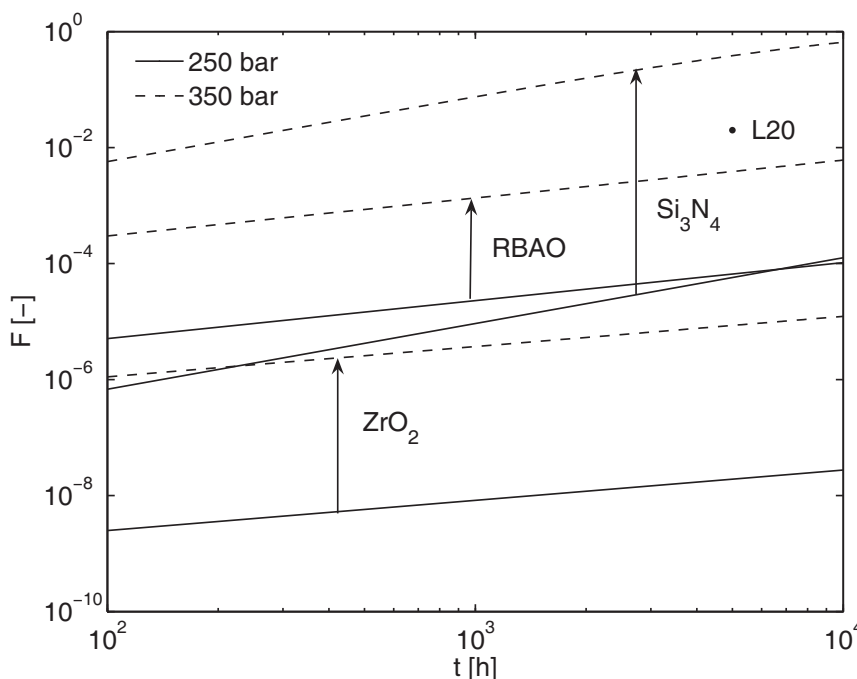


Bild 5.5: Maschine A4VSO 40, Ausfallwahrscheinlichkeit der keramischen Kolben in Abhängigkeit von der Belastungsdauer.

Die Ergebnisse sind in den Bildern 5.5 und 5.6 dargestellt. Bei einem Druck von 250 bar liegen die Ausfallwahrscheinlichkeiten der Si_3N_4 - und RBAO-Kolben der Maschine A4VSO 40 (Bild 5.5) etwa auf einem Niveau, wobei innerhalb von 10 000 h die Ausfallwahrscheinlichkeit der Si_3N_4 -Kolben um etwa eine Größenordnung stärker zunimmt als die Ausfallwahrscheinlichkeit der RBAO-Kolben. Die Ausfallwahrscheinlichkeit der ZrO_2 -Kolben liegt um 2-3 Größenordnungen unterhalb der Ausfallwahrscheinlichkeit der Si_3N_4 - und RBAO-Kolben und weist etwa den selben Anstieg wie RBAO auf.

Bei einem Betriebsdruck von 350 bar steigen die Ausfallwahrscheinlichkeiten von einer Größenordnung bei den ZrO_2 -Kolben bis zu 2 Größenordnungen bei den Si_3N_4 -Kolben an. Insgesamt zeigen die Si_3N_4 -Kolben das ungünstigste und die ZrO_2 -Kolben das günstigste Zeitverhalten.

Bei den Si_3N_4 -Kolben der Maschine 90/075, Bild 5.6, ergeben sich identische Verhältnisse auf einem höheren Niveau der Ausfallwahrscheinlichkeit, die bei einem Betriebsdruck von 250 bar innerhalb von 10 000 h auf über 1 % und bei 350 bar schnell auf 100 % anwächst. Der Vergleich der Verläufe der Ausfallwahrscheinlichkeiten der Si_3N_4 -Kolben mit der vom Hersteller Sauer-Danfoss für Serienmaschinen angegebenen L20-Lebensdauer⁵ von 5 000 h bei 250 bar, 1800 min^{-1} und vollem Schwenkwinkel macht deutlich, dass die Forderung bis zu einem Druck von 250 bar eingehalten wird. In Bild 5.6 ist die aus der L20-Lebensdauerforderung resultierende Ausfallwahrscheinlichkeit für einen einzelnen Kolben $F_K = 1 - 0,8^{1/9} \approx 0,02$ eingezeichnet, unter der Annahme, dass der Ausfall der Maschine ausschließlich durch die Kolben verursacht wird. Wird die

⁵Zeitspanne mit einer statistischen Ausfallwahrscheinlichkeit der Maschinen von 20%

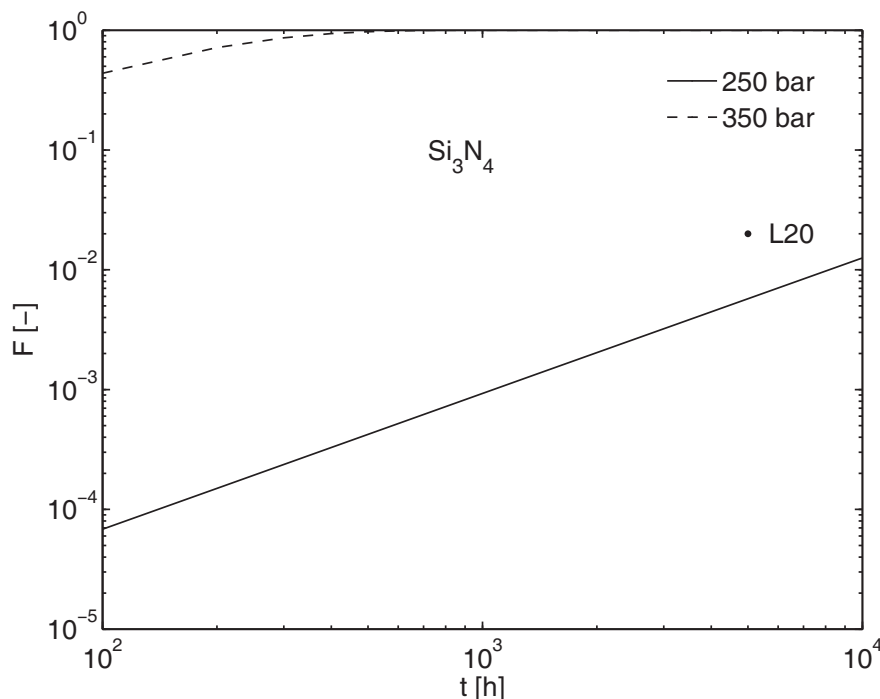


Bild 5.6: Maschine 90/075, Ausfallwahrscheinlichkeit der keramischen Kolben in Abhängigkeit von der Belastungsdauer.

Forderung einer L20-Lebensdauer von 5000 h auf die Maschine A4VSO 40 angewandt, ergibt sich für den Si_3N_4 -Kolben ein ähnliches Bild. Mit Kolben aus dem Werkstoff RBAO können bei Einhaltung des L20-Kriteriums Betriebsdrücke von bis zu 350 bar und mit Kolben aus ZrO_2 von bis über 350 bar erreicht werden. Zur theoretischen Vermeidung eines Triebwerkausfalls soll für die in dieser Arbeit durchzuführenden Versuche für die Bauteile die Ausfallwahrscheinlichkeit Null gefordert werden, da für die Erprobung für jeden Werkstoff nur ein Laufsatz zur Verfügung steht. Zur Umsetzung dieser Forderung wurde ein Proof-Test für die keramischen Arbeitskolben entwickelt, der in Kapitel 6 beschrieben wird.

5.4 Presssitz von Buchse und Zylinderblock

5.4.1 Verfahren zur rechnergestützten Auslegung des Presssitzes

Die Laufbuchsen der Serienmaschinen werden durch einen Presssitz in den Bohrungen des Zylinderblocks gehalten. Unter Beachtung von Besonderheiten infolge der von Messing abweichenden Eigenschaften keramischer Werkstoffe ist ein Presssitz auch für die Fixierung von keramischen Buchsen geeignet. DIN 7190 [51] beschreibt ein Verfahren zur analytischen Auslegung von zylindrischen Pressverbänden. Die Zylinderblöcke sind bezüglich der Achse der die Laufbuchsen aufnehmenden Bohrungen hochgradig unsymmetrisch, eine Berechnung der Nachgiebigkeit des Zylinderblocks ist nach DIN 7190

aus diesem Grunde nicht möglich. Weiter liegt mit der Keramikbuchse eine dünnwandige Struktur vor, deren geringe Steifigkeit bereits durch geringe Veränderungen des Innen- und Außendurchmessers in relevanter Höhe verändert wird. Der Innendurchmesser der montierten Buchse ist durch den Durchmesser des Axialkolbens und das vorgesehene Kolbenspiel vorgegeben. Wird der Durchmesser der Zylinderblockbohrung durch das Fertigungsverfahren und seine Toleranz festgelegt, muss der Außendurchmesser der Buchse entsprechend der erforderlichen Vorspannung variiert werden. Die Veränderung des Außendurchmessers bewirkt wiederum eine Veränderung der radialen Steifigkeit und des Innendurchmessers der montierten Buchse, so dass bei der Auslegung des Pressverbands ein iteratives Vorgehen erforderlich ist.

Um mit zeitlich vertretbarem Aufwand eine Auslegung der Presssitze für die verschiedenen Maschinen und Werkstoffe durchführen zu können, wurde ein Verfahren zur rechnergestützten analytischen Auslegung des Pressverbands entwickelt, bei dem auch die nicht konstante radiale Steifigkeit der Zylinderblockbohrung berücksichtigt wird. Der Grundgedanke des Verfahrens ist, die radiale Steifigkeit der Zylinderblockbohrung mit der Methode der Finiten Elemente zu berechnen und die radiale Steifigkeit der Buchse analytisch zu ermitteln, so dass die Presssitzauslegung analytisch und nach Umsetzung des Verfahrens in ein Berechnungsprogramm rechnergestützt durchgeführt werden kann.

Die Beanspruchung von Buchse und Zylinderblock im Pressverband wird anhand der vom Programm analytisch berechneten Spannungsverläufe bei Betriebs- und bei Raumtemperatur beurteilt. Ausgegeben werden axial und in Umfangsrichtung gemittelte Verläufe der Radialspannungen und Tangentialspannungen in der Buchse und der Radialspannungen, Tangentialspannungen und der Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungsenergiehypothese (GEH) in einem Ersatz-Zylinderblock mit zylindrischem Querschnitt und der Steifigkeit des realen Zylinderblocks. Eine an die Auslegung des Presssitzes anschließende FE-Analyse liefert falls erforderlich die ungemittelten Spannungen, Flächenpressungen und Verformungen.

Zur Planung des Montagevorgangs von Buchse und Zylinderblock durch Einschrumpfen wird von dem entwickelten Programm ein Montage-Diagramm berechnet.

Zur Untersuchung der aus dem Pressverband resultierenden Verformungen und einer Überprüfung der Einhaltung der Toleranzvorgaben für die Buchseninnenfläche wurden Programme geschrieben, die die Datenexportfiles (Universal Dataset Files) der FEM-Software I-DEAS Master Series 8 des Unternehmens SDRC lesen, dekomponieren und aus den extrahierten Koordinaten und Verschiebungen der Knoten der Buchseninnenfläche eine Abwicklung berechnen können.

Für die Axialkolbenmaschinen A4VSO 40 und 90/075 wurden unter Verwendung der oben beschriebenen Werkzeuge Presssitze für Buchsen aus den Werkstoffen RBAO, ZrO_2 und Si_3N_4 ausgelegt. Vorgaben für die Auslegung der Presssitze für die Maschine A4VSO 40 waren neben der erforderlichen Ausziehkraft unter anderem der mittlere Innendurchmesser der montierten Buchse bei Betriebstemperatur und der Durchmesser

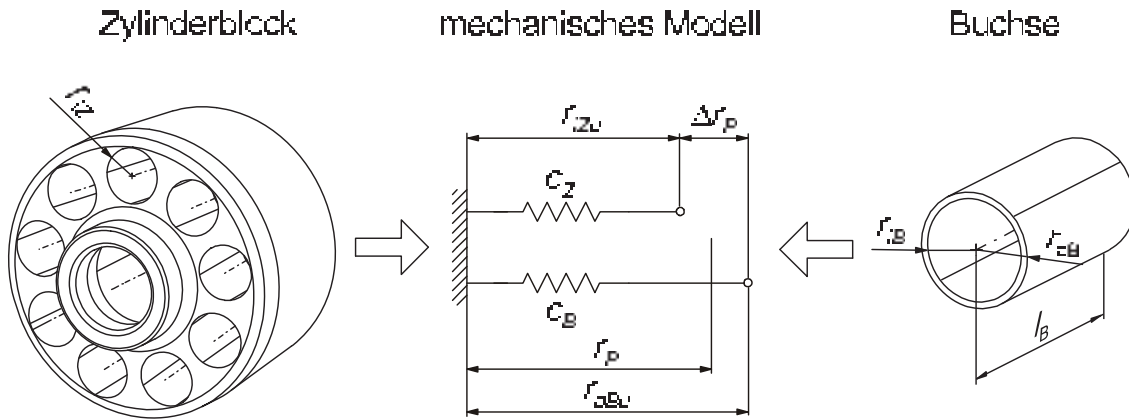


Bild 5.7: Zylinderblock (links), Buchse (rechts) und mechanisches Ersatzmodell zur Auslegung des Presssitzes.

der Zylinderblockbohrung bei Raumtemperatur vor der Montage, d.h. der gefertigte Durchmesser. Dieser wurde bei der A4VSO 40 größer gewählt als bei der Ausführung für die Messingbuchsen, da von den Keramikeileherstellern eine größere Wandstärke für die keramischen Buchsen empfohlen wurde.

Die analytische Auslegung des Presssitzes erfordert Gleichungen zur Beschreibung des Zusammenwirkens der Elastizitäten von Buchse und Zylinderblock. Diese Gleichungen können von dem mechanischen Ersatzmodell in Bild 5.7 abgeleitet werden, das aus der radialen Steifigkeit der Buchse c_B und der radialen Steifigkeit der Zylinderblockbohrung c_Z besteht. Das radiale Übermaß der Passung Δr_P wird definiert als die Differenz des Außenradius der Buchse im unmontierten Zustand r_{aBu} und des Radius der Zylinderblockbohrung im unmontierten Zustand r_{iZu} . Im montierten Zustand (Index „m“) haben die Fügeflächen den Radius r_P . Aus der Kopplung der Verschiebungen und dem Kräftegleichgewicht in der Kontaktfläche von Buchse und Zylinderblock kann das erforderliche radiale Übermaß Δr_P berechnet werden. Aus dem Gleichgewicht der auf die Buchse und den Zylinderblock wirkenden Kräfte

$$F_B + F_Z = c_B \cdot \Delta r_{aB} + c_Z \cdot \Delta r_{iZ} = 0 \quad (5.1)$$

mit $\Delta r_{aB} = r_{aBm} - r_{aBu}$, $\Delta r_{iZ} = r_{iZm} - r_{iZu}$ und der Kopplung der Verschiebungen

$$\Delta r_{aB} - \Delta r_{iZ} - \Delta r_P = 0 \quad (5.2)$$

ergibt sich für das erforderliche Übermaß

$$\Delta r_P = r_{aBu} - r_{iZu} = F_V \left(\frac{1}{c_B} + \frac{1}{c_Z} \right) \quad (5.3)$$

Die radiale Steifigkeit der Buchse c_B kann mit der gängigen Gleichung zur Bestimmung der Verschiebung des Außenradius eines Rohrs unter Außendruck berechnet werden.

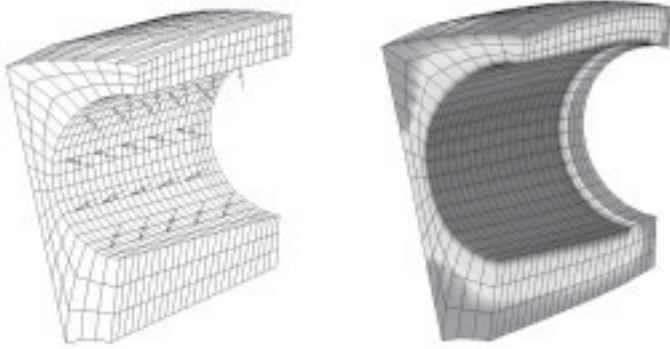


Bild 5.8: Maschine A4VSO 40, FE-Modell der Zylinderblockbohrung und Belastung durch Flächenpressung (links), Aufweitung der Bohrung (Farbverlauf zeigt Verteilung der 3. Hauptnormalspannung).

Für die Verschiebung des Außenradius der Buchse unter dem mittleren Außendruck \bar{p} gilt

$$\Delta r_{aB} = r_{aBm} - r_{aBu} = \frac{\bar{p}}{E} \left(\nu - \frac{1+Q^2}{1-Q^2} \right) r_{aBu} \quad (5.4)$$

mit

$$Q = \frac{r_{iBu}}{r_{aBu}} \quad (5.5)$$

Umformen ergibt die Steifigkeit der Buchse

$$c_B = \frac{2\pi l_B E}{\frac{1+Q^2}{1-Q^2} - \nu} \quad (5.6)$$

Der Innenradius der Buchse verschiebt sich unter dem Außendruck \bar{p} um

$$\Delta r_{iB} = r_{iBm} - r_{iBu} = \frac{2r_{iBu}\bar{p}}{(1-Q^2)E} \quad (5.7)$$

Die radiale Steifigkeit der Zylinderblockbohrung c_Z wird mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente in Abhängigkeit vom Bohrungsradius berechnet. Die Kenntnis der Abhängigkeit der Steifigkeit vom Bohrungsradius ist erforderlich, weil der Radius ggf. erst ein Ergebnis der Presssitzauslegung ist.

Die Bereitstellung von $c_Z = f(r_{iZ})$ für das Pressverband-Auslegungsprogramm erfolgt über die Ermittlung von $c_{Z,i}$ für vier verschiedene Bohrungsradien $r_{iZ_{u,i}}$. Im Berechnungsprogramm wird c_Z dann aus den vier Werten über Splines interpoliert. Die Ermittlung der Werte für $c_{Z,i}$ mit FEM erfolgt über die Berechnung der bei einer definierten radialen Belastung F_V der Bohrung im Zylinderblock gespeicherten inneren Energie U , die in den Arbeitssatz für elastische Systeme eingesetzt wird. Dieser lautet mit der inneren Energie (Formänderungsenergie) U und der Arbeit der äußeren Lasten W

$$U = W = \int_{A_P} \int_{r_0}^{r_1} p_A(r) dr dA \quad (5.8)$$

$r_{iZu,20^\circ\text{C}}$ [mm]	9,1	9,6	10,1	10,6
$U_{1000\text{ N}}^*$ [J]	$5,48 \cdot 10^{-5}$	$6,17 \cdot 10^{-5}$	$7,14 \cdot 10^{-5}$	$8,61 \cdot 10^{-5}$
c_Z^* [N/m]	$9,13 \cdot 10^9$	$8,10 \cdot 10^9$	$7,00 \cdot 10^9$	$5,81 \cdot 10^9$

Tabelle 5.6: Maschine A4VSO 40, Innere Energie und Nachgiebigkeit eines 20° -Segments des Zylinderblocks für verschiedene Bohrungsradien.

mit den Radien $r_0 = r_{iZu}$, $r_1 = r_{iZm}$ und der von der Aufweitung der Zylinderblockbohrung abhängigen Flächenpressungsverteilung $p_A(r)$ in der Kontaktfläche A_P . Damit wird

$$U = \frac{\Delta r_{iZ} F_V}{2} \quad (5.9)$$

mit der Vorspannkraft als Produkt aus der mittleren Flächenpressung und der Kontaktfläche $F_V = \bar{p} A_P$, wobei $A_P = 2\pi r_{iZ} l_B$ mit Buchsenlänge l_B , s. Bild 5.7.

Damit ergibt sich die radiale Steifigkeit der Zylinderblockbohrung zu

$$c_Z = \frac{F_V}{\Delta r_{iZ}} = \frac{F_V^2}{2U} \quad (5.10)$$

Die mit dem FE-Modell in Bild 5.8 bestimmten inneren Energien eines 20° -Segments des Zylinderblocks, d.h. der halben Bohrung, U^* für eine Belastung mit $F_V^* = 1000$ N und die daraus resultierenden Steifigkeiten c_Z^* sind in Tabelle 5.6 aufgeführt. Die Referenztemperatur für die Radien ist 20°C . Die Steifigkeiten für ein volles Segment $c_Z = 2c_Z^*$ sind in Bild 5.9 über dem Bohrungsradius aufgetragen. Der Bereich der Radien deckt sowohl den Standardbohrungsdurchmesser als auch den größeren Durchmesser für die keramischen Buchsen ab. Das Vorgehen für die Axialkolbenmaschine 90/075 verläuft analog.

In die Auslegung der Presssitze geht als eine wesentliche Größe der thermische Ausdehnungskoeffizient α der beteiligten Werkstoffe ein. Bei den serienmäßig verwendeten Werkstoffen gilt für das Buchsen- und Zylinderblockmaterial $\alpha_B > \alpha_Z$, d.h. ein Anstieg der Temperatur von der Umgebungs- bzw. Fertigungstemperatur auf Betriebstemperatur erhöht die Vorspannung des Pressverbands. Bei keramischen Werkstoffen sind die Verhältnisse i.d.R. umgekehrt und der Presssitz muss für die Betriebstemperatur ausgelegt werden. Das erforderliche Übermaß bei Betriebstemperatur ist dann zum einen für die Zeichnungserstellung und zum anderen zur Überprüfung der höchsten Beanspruchung von Buchse und Zylinderblock auf Raumtemperatur umzurechnen. Diese Schritte werden ebenfalls durch die Auslegungssoftware abgedeckt, für die im folgenden Abschnitt beispielhaft ein Auszug aus einem Berechnungsprotokoll wiedergegeben wird.

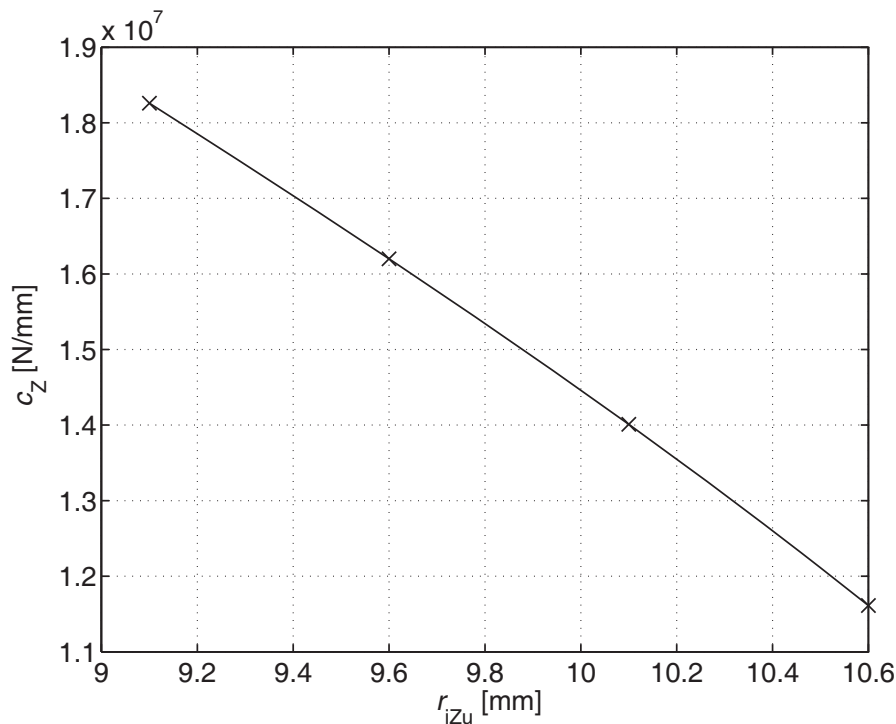


Bild 5.9: Maschine A4VSO 40, radiale Steifigkeit der Zylinderblockbohrung in Abhängigkeit vom Bohrungsradius.

5.4.2 Auslegung des Presssitzes

Am Beispiel der Axialkolbenmaschine A4VSO 40 werden im Folgenden die Ergebnisse der Presssitzauslegung für die Buchsen aus Si_3N_4 aufgezeigt. Die Berechnungen für die RBAO- und ZrO_2 -Buchsen verlaufen analog.

Von der Auslegungssoftware wird ein Berechnungsprotokoll ausgegeben, das sich in einen Teil mit vorgegebenen Größen und einen Berechnungsteil gliedert. Der Berechnungsteil unterteilt sich wiederum in einen Abschnitt mit direkt berechneten Größen, einen Abschnitt mit iterativ bestimmten Größen und einen Abschnitt mit nach Kenntnis der iterativ ermittelten Werte berechneten Größen, die zusätzlich von Interesse sind, wie z.B. Radien und die Flächenpressung bei Raumtemperatur. Die im Folgenden auszugsweise wiedergegebenen Ausgabegrößen des Programms definieren den erforderlichen Presssitz. Zahlen sind mit Dezimalpunkt anstelle des Kommas geschrieben:

VORGABEN:

Mindest-Auszugskraft (erf. Reibkraft) [N]:

$F_R = 7820^6$

Raumtemperatur [$^{\circ}\text{C}$]:

$T_0 = 20$

Betriebstemperatur [$^{\circ}\text{C}$]:

$T = 125$

Radius der Bohrung im Zylinderblock vor der Montage bei Raumtemperatur [mm]:

⁶Aus Vertraulichkeitsgründen wird die Berechnung mit einem beispielhaften Wert wiedergegeben.

```

r_iZuT0 = 10.5000
geforderter Innenradius der montierten Buchse bei Betriebstemperatur [mm]:
r_iBmT = 8.5000
angenommener Reibungskoeffizient Buchse-Zylinderblock [-]:
mu = 0.1000

ZUSTAND BEI BETRIEBSTEMPERATUR:
Flächenpressung zw. Buchse und Zylinderblock bei Betriebstemperatur [N/mm^2]:
p = 32.5935
radiales Übermaß bei Betriebstemperatur [mm]:
delta_r_PT = 0.0113

ZUSTAND BEI RAUMTEMPERATUR:
Außenradius der unmontierten Buchse bei Raumtemperatur [mm]:
r_aBuT0 = 10.5206
Innenradius der unmontierten Buchse bei Raumtemperatur [mm]:
r_iBuT0 = 8.5021
radiales Übermaß bei Raumtemperatur [mm]:
delta_r_PT0 = 0.0206
Flächenpressung bei Raumtemperatur [N/mm^2]:
p_T0 = 59.6900
Innenradius der montierten Buchse bei Raumtemperatur [mm]:
r_iBmT0 = 8.4930

```

Die Auslegung des Presssitzes der Si_3N_4 -Buchsen ist unter Vorgabe des Bereichs für die Betriebstemperatur, der Mindest-Auszugkraft der Buchse, des gefertigten Bohrungsdurchmessers im Zylinderblock sowie des geforderten Innendurchmessers der Buchse im montierten Zustand bei Betriebstemperatur erfolgt. Das Ergebnis sind die zu fertigenden Innen- und Außendurchmesser der Buchse. Die Ergebnisse zeigen weiter, dass die Flächenpressung zw. Buchse und Zylinderblock bei Erwärmung des Zylinderblocks auf Betriebstemperatur aufgrund der unterschiedlichen thermischen Ausdehnungskoeffizienten halbiert wird. Das gleiche gilt für das Übermaß, das in einer Größenordnung von einigen wenigen hundertstel Millimetern liegt. Der Innendurchmesser der Buchsen wird beim Einpressen um rd. 2 hundertstel Millimeter reduziert. Diese Information ist dann nützlich, wenn zur Einsparung von Fertigungskosten die Innenflächen der Buchsen vor der Montage geschliffen werden sollen.

In Bild 5.10 sind die von der Software berechneten Verläufe der Radial- und der Tangentialspannung in der Buchse und im Zylinderblock bei einer Temperatur von 20°C dargestellt. Die Axialspannung ist wegen der Annahme von Reibungsfreiheit in der Fügefläche definitionsgemäß Null. Für den Zylinderblock ist zusätzlich die GEH-Vergleichsspannung eingetragen. Die Spannungen sind über den Umfang und in axialer Richtung der Buchse gemittelt. Den Verläufen ist zu entnehmen, dass die Buchse ausschließlich druckbeansprucht ist und dass die auftretenden Spannungen durch ingenieurkeramische Werkstoffe gut ertragen werden. Bild 5.11 zeigt eine Abnahme der Spannungen um 44 % bei Erwärmung des Zylinderblocks auf Betriebstemperatur.

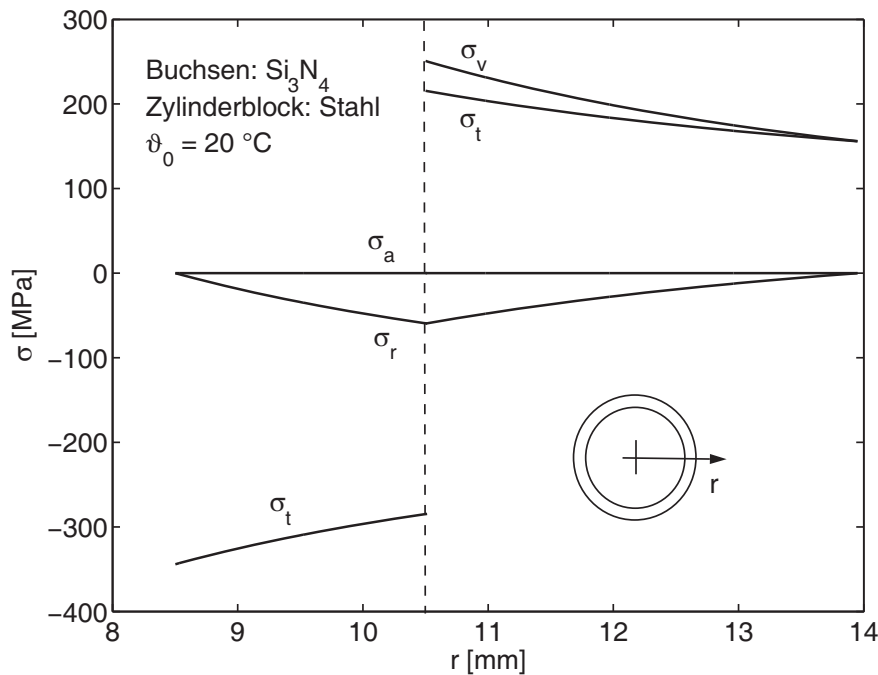


Bild 5.10: Maschine A4VSO 40, gemittelte Spannungsverläufe in der Si_3N_4 -Buchse und im Zylinderblock bei 20°C .

Das Diagramm in Bild 5.12 zeigt, dass die Montage nicht durch bloßes Abkühlen der Buchse erfolgen kann. Aufgrund des geringen thermischen Ausdehnungskoeffizienten von Si_3N_4 haben Temperaturveränderungen der Buchse eine weitaus geringere Wirkung als die Änderung der Temperatur des Zylinderblocks, dessen Erwärmung auf rund 280°C die Montage einer Buchse mit Raumtemperatur ermöglicht.

Das Diagramm zeigt auch die Möglichkeiten der Montage unter Abkühlung der Buchse und gleichzeitiger Erwärmung des Zylinderblocks. Das Diagramm berücksichtigt ein Fügspiel von

$$\Delta r_S = 0,001 r_F \quad (5.11)$$

mit Fügeradius r_F sowie Setzen der gefügten Flächen nach der Beziehung

$$\Delta r_V = 0,4(R_{z,Block} + R_{z,Buchse}) \quad (5.12)$$

nach DIN 7190, wobei angenommen werden kann, dass Setzvorgänge aufgrund des Härteverhältnisses von Keramik und ungehärtetem Stahl im Wesentlichen an der Oberfläche der Zylinderblockbohrung auftreten werden, d.h. es gilt für den Setzbetrag

$$\Delta r_V = 0,4 R_{z,Block} \quad (5.13)$$

Ist der Durchmesser der Zylinderblockbohrung durch das Fertigungsverfahren festgelegt, muss der Außendurchmesser der Buchse um das Zweifache des radialen Setzbetrags erhöht werden.

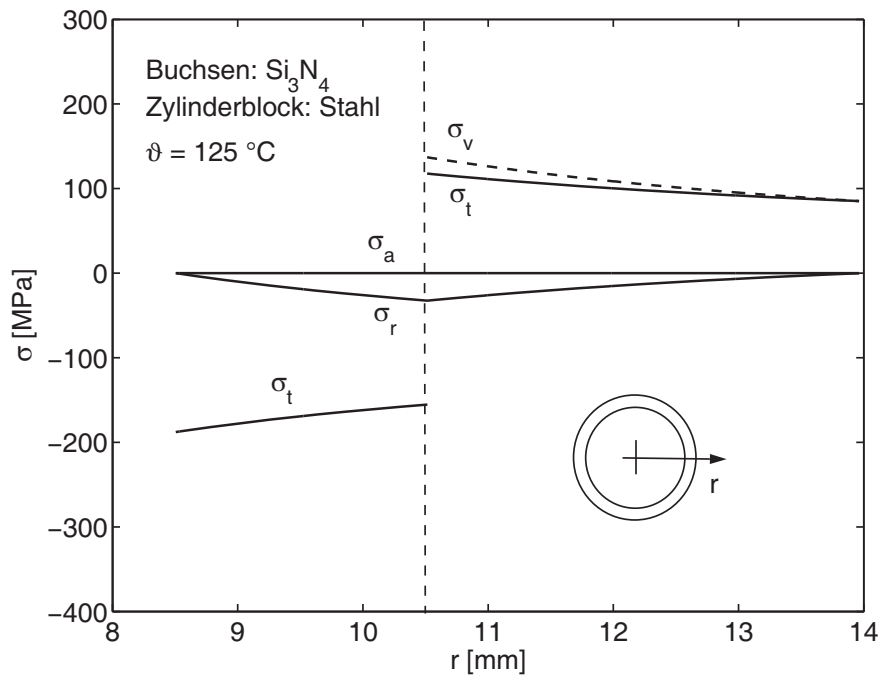


Bild 5.11: Maschine A4VSO 40, gemittelte Spannungsverläufe in der Si_3N_4 -Buchse und im Zylinderblock bei 125°C .

Die Auslegung des Presssitzes auf eine geforderte Ausziehkraft erfolgte in der Weise, dass ein Reibungskoeffizient und eine maximale Betriebstemperatur des Pressverbands vorgegeben und das erforderliche Übermaß berechnet wurde. Die tatsächliche Ausziehkraft der Buchse kann unterhalb der Vorgabe liegen, wenn der Reibungskoeffizient zu hoch angenommen wurde, oder die Betriebstemperatur oberhalb des vorgegebenen Wertes liegt, da eine höhere Zylinderblocktemperatur aufgrund des geringeren thermischen Ausdehnungskoeffizienten von Keramik im Vergleich zu Stahl zu einem abnehmenden Übermaß der Buchse führt. Um diesem Fall vorzubeugen, kann eine Absicherung gegen Ausziehen der Buchsen z.B. durch ein erhöhtes Übermaß oder eine mechanische Ausziehsicherung erfolgen.

5.4.3 Nachrechnung des Presssitzes mit FEM

Die Berechnung der ungemittelten Spannungen und Verformungen der Buchse erfolgt mit FEM unter Verwendung der analytisch bestimmten Radien des Pressverbands. Bild 5.13/links zeigt das verwendete FE-Netz der Buchse und des Zylinderblocks für die Maschine A4VSO 40. In Bild 5.13/rechts ist die durch die nicht konstante radiale Steifigkeit der Bohrung hervorgerufene Ungleichverteilung der Flächenpressung in der Zylinderblockbohrung bei Betriebstemperatur (125°C) abgebildet. Die analytisch auf $\bar{p} = 32,6$ MPa ausgelegte Flächenpressung liegt bei der Nachrechnung mit FEM in einem Bereich von 26...45 MPa und stimmt mit einem Mittelwert von 31,6 MPa gut mit der analytischen Auslegung überein.

Die höchste Druckbeanspruchung der Buchse bei Betriebstemperatur beträgt nach Bild

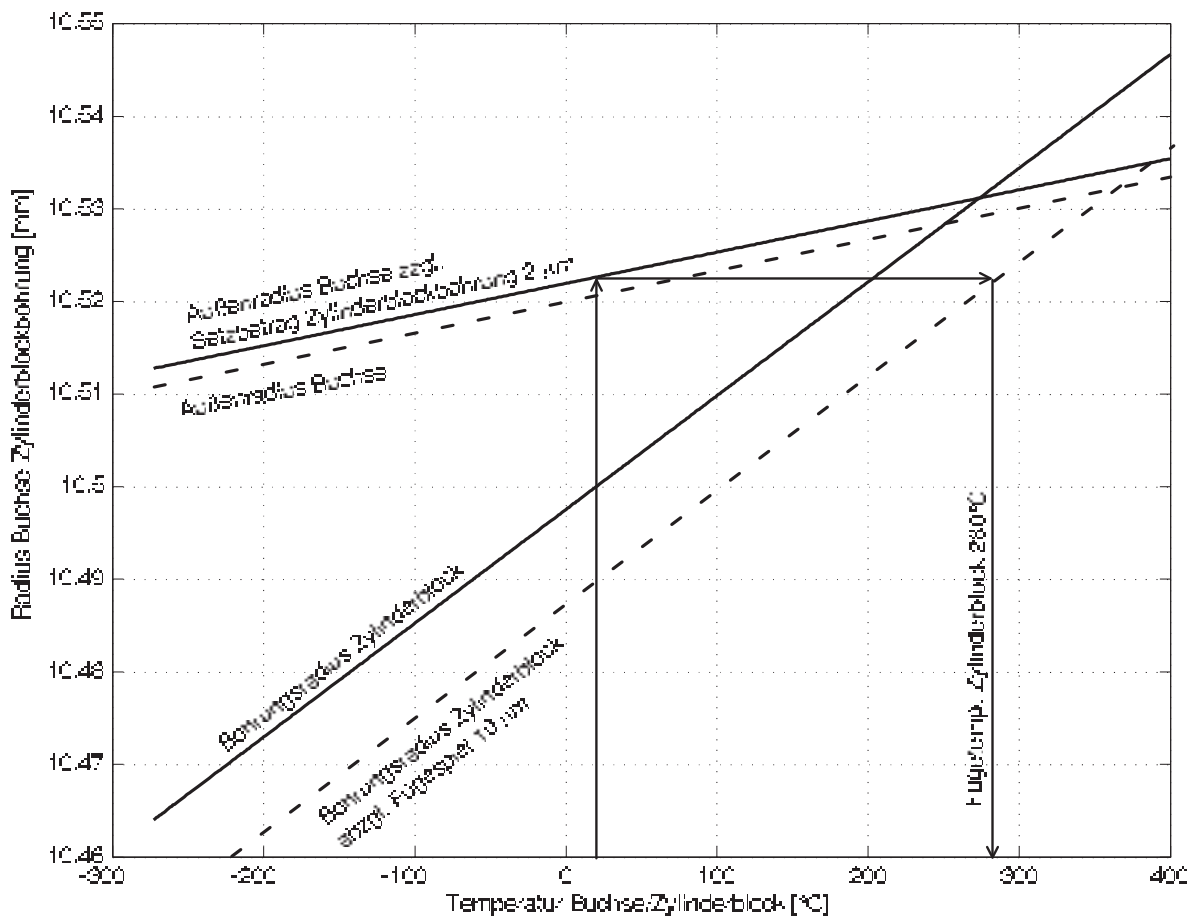


Bild 5.12: Maschine A4VSO 40, Montage-Diagramm für die Si₃N₄-Buchse.

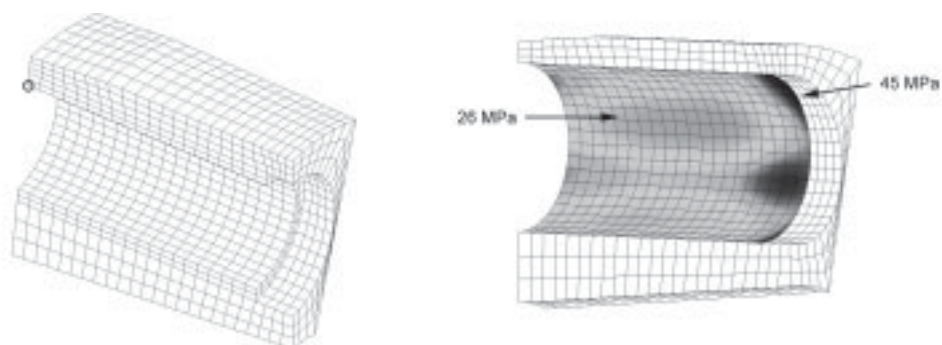


Bild 5.13: Maschine A4VSO 40, FE-Netz der Keramikbuchse und des Zylinderblocks (links), Flächenpressung in der Zylinderblockbohrung bei Betriebstemperatur (rechts).

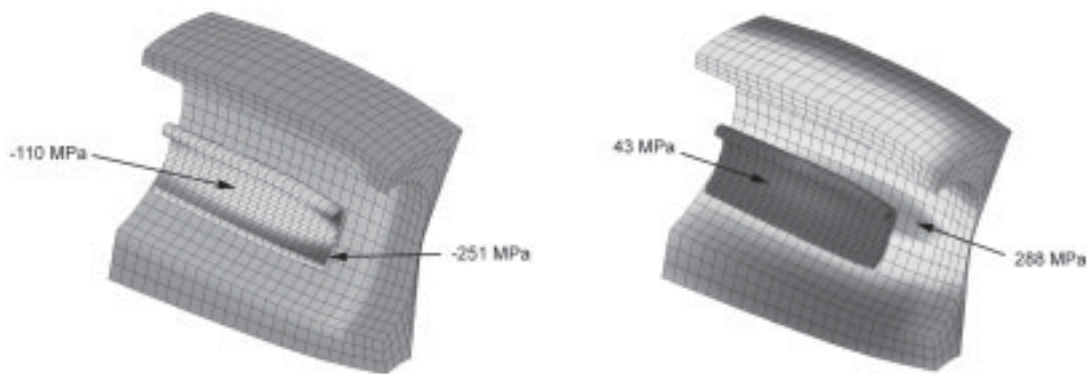


Bild 5.14: Maschine A4VSO 40, 3. (links) und 1. (rechts) Hauptnormalspannung in der Si_3N_4 -Buchse und im Zylinderblock bei Betriebstemperatur (Darstellung der Deformationen vergrößert).

5.14/links 251 MPa und liegt damit aufgrund der Ungleichverteilung der Spannungen um 34 % über dem analytisch berechneten Mittelwert. Die maximale Zugbeanspruchung der Buchse ist mit 43 MPa, Bild 5.14/rechts, gering und auf die unterschiedlichen thermischen Ausdehnungskoeffizienten von Buchse und Block zurückzuführen, die in der FE-Modellierung zu einer axialen Zugspannung in der Buchse führen. Die Abweichung vom analytischen Wert Null ist auf die Vernachlässigung der Reibung bei der analytischen Berechnung zurückzuführen. Im realen Bauteil wird durch den Fügeprozeß eine axiale Druckspannung in der Buchse erzeugt, die ggf. im Betrieb relaxiert. Die obere Grenze für die axiale Spannung ist der mit FEM ermittelte Wert, der von den keramischen Werkstoffen problemlos ertragen werden kann. Dass die Zugspannungen in Abhängigkeit von der Buchsengeometrie höhere Werte annehmen können, zeigen die Berechnungen zur Maschine 90/075, bei denen eine Fase an der Stirnfläche der Buchse mit Seriengeometrie zu einer Zugspannung in der Höhe von rund 100 MPa führt, Bild 5.15.

Die maximale Vergleichsspannung nach der GEH im Zylinderblock liegt bei Betriebstemperatur mit 301 MPa um den Faktor 2,2 höher als der analytisch berechnete Mittelwert von 137 MPa und ist bzgl. der Materialbeanspruchung unproblematisch.

Die nach Bild 5.13 im Bereich des Betriebsdrucks liegende Flächenpressung im Presssitz war Anlass für die im folgenden Abschnitt beschriebene weiterführende Untersuchung, in der ermittelt wurde, inwieweit unter Druck stehendes Öl in den Presssitz eindringen und die Ausziehkraft verringern kann.

5.4.4 Flächenpressungsverteilung im Pressverband

Die in der Presssitzauslegung erhaltenen Flächenpressungen zwischen Buchse und Zylinderblock liegen in der Größenordnung des Betriebsdrucks. Im Folgenden werden am

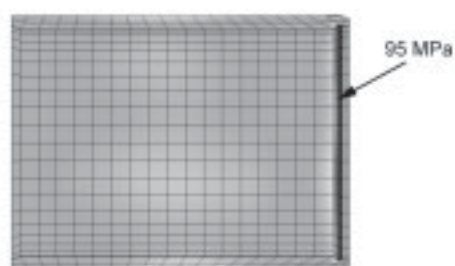


Bild 5.15: Maschine 90/075, durch die Fasengeometrie hervorgerufene Zugspannungen in der Si₃N₄-Buchse.

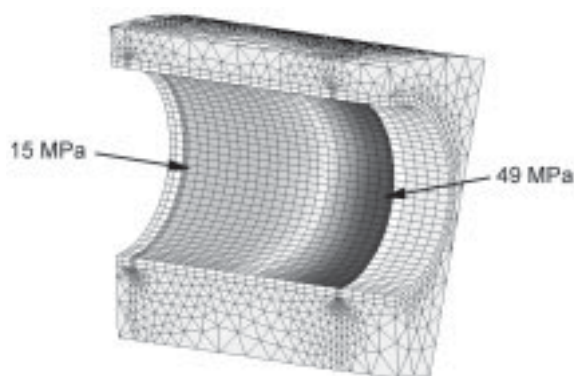
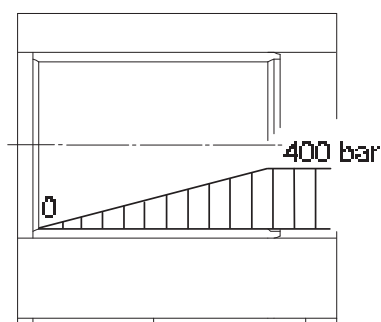


Bild 5.16: Maschine 90/075, vorgegebene Druckverteilung (links) und Flächenpressungsverteilung in der Zylinderblockbohrung für die Si₃N₄-Buchse bei 400 bar Betriebsdruck (rechts).

Beispiel der Maschine 90/075 die Ergebnisse der FEM-Berechnung der Flächenpressungsverteilung zwischen Si₃N₄-Buchse und Zylinderblock wiedergegeben, mit der untersucht wurde, ob Öl in den Presssitz eindringen und die Ausziehkraft reduzieren kann. Randbedingungen für die Berechnung sind:

- Betriebsdrücke 0, 200, 400 bar
- vereinfachter Druckverlauf nach Bild 5.16
- Betriebstemperatur 120 °C
- Berechnung für gefertigtes Übermaß⁷

Die Ergebnisse der Berechnung sind in Tabelle 5.7 wiedergegeben, wobei p_{min} die minimale, \bar{p} die mittlere, $p_{I,max}$ die maximale und $p_{I,min}$ die minimale Flächenpressung am inneren Ende der Buchse bezeichnen. Es zeigt sich, dass die fertigungstechnische Umsetzung des Presssitzes ohne Betriebsdruck zu einer mittleren Flächenpressung von 20,4 MPa führt. Diese Flächenpressung liegt unterhalb der zur Erzeugung der geforderten Ausziehkraft notwendigen Flächenpressung von 32,3 MPa⁸, die auch der Flächenpressung bei den Buchsen der Maschine A4VSO 40 entspricht. Es zeigt sich weiter, dass die

⁷Das tatsächliche Übermaß liegt bei diesem Zylinderblock fertigungsbedingt unterhalb des berechneten erforderlichen Übermaßes.

⁸Die Berechnung erfolgte für den realen Reibungskoeffizienten von $\mu = 0,17$, der aus den Ergebnissen von Ausziehversuchen mit Buchsen berechnet wurde.

	Betriebstemperatur [°C]		
	20	50	120
\bar{p} [MPa]	42.2	32.0	15.0
v_{rel} [mm]	22.5	15.0	10.4

[MPa]	Betriebsdruck [bar]		
	0	200	400
p_{min}	15.0	15.0	14.4
\bar{p}	23.4	25.0	31.1
p_{max}	40.0	40.0	49.4
p_{min}	37.5	40.0	45.0

Tabelle 5.7: Maschine 90/075, Auswirkung der Betriebstemperatur auf Übermaß und Flächenpressung (links), Verteilung der Flächenpressung bei verschiedenen Betriebsdrücken bei 120 °C (rechts).

mittlere Flächenpressung linear mit dem Betriebsdruck ansteigt und bei 400 bar mit 31,1 MPa kleiner wird als der Betriebsdruck. Die kleinste Flächenpressung nimmt mit zunehmendem Betriebsdruck geringfügig ab und beträgt in allen Fällen etwa 15 MPa. Die Flächenpressung steigt bei den Presssitzen in Richtung der Zylinderblockmitte, d.h. die größte Flächenpressung liegt am inneren Ende der Buchse vor und variiert über den Umfang. Die Flächenpressung beträgt dort bei 400 bar rd. 45 MPa. Die Buchsenkante kann das Unterwandern der Buchse mit Öl nur verhindern, wenn die Bauteile weder Formabweichungen noch Oberflächenrauheiten aufweisen und über den Kolben keine Querkraft auf die Buchse ausgeübt wird. Solche Annahmen sind für reale Maschinen unrealistisch. Buchsen mit großer Wandstärke und hohem E-Modul erhöhen durch ihre Steifigkeit die Ungleichverteilung der Flächenpressung. Die Ergebnisse der Berechnung zeigen, dass die Flächenpressung zwischen Buchse und Bohrung nicht ausreicht, um das Eindringen von Öl und die Bildung eines Ölpolsters im Presssitz zu verhindern. Bei dem vorliegenden Zylinderblock wurde daher einem Verschieben der Buchsen durch eine Drainage und eine mechanische Sicherung entgegengewirkt.

5.4.5 Innenkontur der gefügten Keramikbuchsen

Die Hartbearbeitung der Innenflächen der Buchsen kann prinzipiell vor und nach der Einbringung in den Zylinderblock erfolgen. Die fertigungstechnisch günstigere Bearbeitung außerhalb des Zylinderblocks hat jedoch die Konsequenz, dass die Buchseninnenfläche nach dem Einbau in die Bohrung infolge der ungleichförmigen Pressung eine Abweichung vom Sollmaß und von der Zylinderform aufweist. Im Folgenden wird am Beispiel der Si_3N_4 -Buchsen der Maschine A4VSO 40 die Deformation einer zylindrischen Buchseninnenfläche durch den Presssitz beschrieben und bewertet.

Aus den Datensätzen der Nachrechnung der Pressverbands mit FEM (Abschnitt 5.4.3) wurden die Verschiebungsdaten der Knotenpunkte extrahiert und die Abwicklung der Innenfläche der montierten Si_3N_4 -Buchse berechnet. Bild 5.17 zeigt die Abwicklung der Innenfläche bei Betriebstemperatur. Aufgrund der Symmetrie der Deformation beschränkt sich die Abbildung auf die Darstellung eines Winkelbereichs von 180°. Der

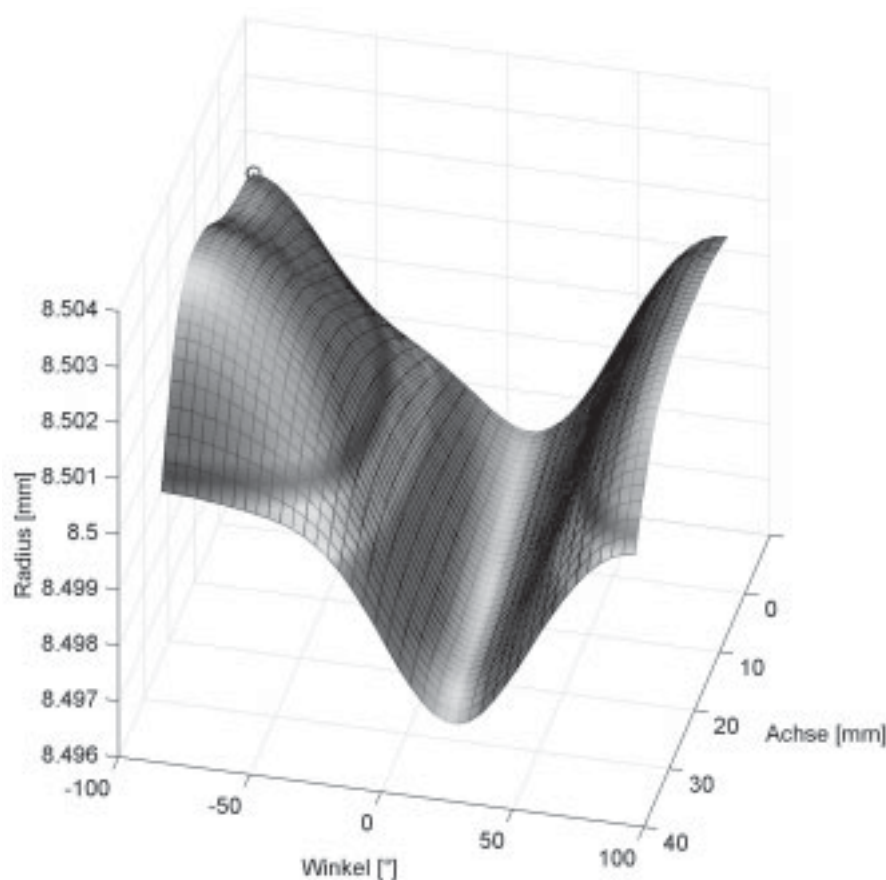


Bild 5.17: Maschine A4VSO 40, Abwicklung der Innenfläche der montierten Si_3N_4 -Buchse bei Betriebstemperatur.

eingezeichnete Kreis dient der Orientierung und ist hierzu auch im FE-Modell in Bild 5.13/links eingezeichnet.

Die Abwicklung zeigt Deformationen der Buchseninnenfläche im Mikrometerbereich. Der mittlere Radius beträgt 8,5 mm und ist damit gleich dem in der analytischen Auslegung vorgegebenen Wert. Deutlich erkennbar sind die Einschnürung des hinteren Endes der Buchse aufgrund der Stützwirkung des angrenzenden Zylinderblockmaterials sowie die Wellenform in Umfangsrichtung, deren Tal das Resultat der Abstützung der Buchsen untereinander ist.

Es kann davon ausgegangen werden, dass die maximale Differenz der Radien von $6,3 \mu\text{m}$ einen Einfluss auf die tribologischen Verhältnisse im Spalt zwischen Kolben und Buchse hat. Die Formänderung der Serienbuchsen durch zulässigen Verschleiß kann jedoch mehrere Hundertstel Millimeter betragen, so dass eine Nachbearbeitung der Innenflächen der montierten Keramikbuchsen aus funktionstechnischen Gründen als nicht erforderlich angesehen wird. Um eine Beeinflussung des Wirkungsgrads jedoch sicher auszuschließen, wurden die Innenflächen der Buchsen im Anschluss an die Montage nachgearbeitet, was die übliche Vorgehensweise bei Messingbuchsen ist.

5.5 Keramische Prototypen

Die keramischen Prototypen wurden durch Herstellung von Pulverpresskörpern, die grünbearbeitet, gesintert und hartbearbeitet wurden, gefertigt. Bild 5.18 zeigt die Schritte der Fertigung der keramischen Bauteile am Beispiel der Axialkolben der Maschine A4VSO 40 aus dem Werkstoff RBAO bei dem Unternehmen Materials Engineering Hamburg [50]: Zur Erzeugung der Pulverpresskörper wurde die Precursormischung zunächst isostatisch gepresst. Die Halbzeuge wurden dann auf konventionellen und auf CNC gesteuerten Dreh- und Fräsmaschinen bearbeitet. An Probekörpern wurden für die Grünbearbeitung optimierte Bearbeitungsparameter ermittelt, die zu einer minimalen Fehlereinbringung und einer hohen Oberflächenqualität führen. Einen wesentlichen Einfluss hatte die Maschinenteknik: Ist insbesondere ein vibrationsarmer Lauf nicht gegeben, verringern sich wesentlich die Bearbeitungsqualität und Bearbeitungsgeschwindigkeit.

Für die Bearbeitung kleiner Stückzahlen können metallische Werkzeuge, z.B. aus HSS, eingesetzt werden, ohne dass dies durch Werkzeugverschleiß zu einer höheren Maßtoleranz oder zu Oberflächenschädigungen führt. Die Verwendung von HSS-Werkzeugen erwies sich für die Herstellung der Prototypen als sinnvoll, da hierdurch auf kostenintensive Spezialwerkzeuge aus Hartmetall verzichtet werden konnte.

Die Beurteilung der Erfordernis einer Hartbearbeitung erfolgt anhand der erreichbaren Qualität der Geometrie und der Oberfläche des Sinterkörpers. Zur Ermittlung der mit Grünbearbeitung erzielbaren Oberflächengüten wurden Drehversuche durchgeführt, da es sich bei den zu fertigenden Prototypen um Drehteile handelt. Bestimmt wurden u.a. die Rauheiten in Richtung der Längsachse von Probezylindern in Abhängigkeit von der Maschinendrehzahl bzw. Schnittgeschwindigkeit und Vorschub. Es zeigte sich, dass Oberflächenqualitäten des Sinterkörpers von $R_a \approx 0,5 \mu\text{m}$ und $R_z \approx 1,5 \mu\text{m}$ realisierbar sind. Die erreichbare Oberflächenqualität ist durch die Korngröße der keramischen

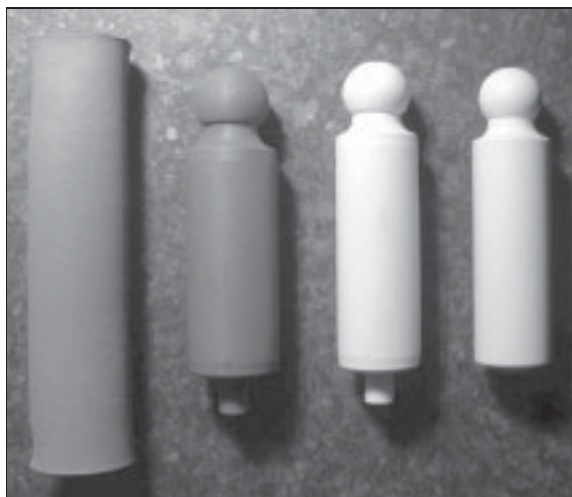


Bild 5.18: Fertigungsschritte der keramischen Prototypen, dargestellt am Beispiel der Axialkolben aus RBAO, von links: Grünkörper (Pulverpresskörper), spanend bearbeiteter Grünkörper, reaktionsgebundener Rohling, geschliffenes Bauteil, Foto: Materials Engineering Hamburg.

Partikel begrenzt; typischerweise bildet sich eine Oberfläche mit herausstehenden Körnern aus (as-fired-Oberfläche), deren Qualität nicht den Anforderungen an die Funktionsflächen der zu fertigenden Bauteile genügt (s. Abschnitt 4.2). Die Struktur kann die Anwendungseigenschaften der Oberfläche beeinflussen, beim Einsatz als Ventilkegel z.B. führt die Oberflächenstruktur der unbearbeiteten Oberfläche zusammen mit einem metallischen Kegelsitz zu einer guten Dichtwirkung. Elastomer-Dichtungen verschleifen jedoch schnell auf dieser Oberfläche und verringern dadurch die Lebensdauer des Ventils [50].

Die Maßhaltigkeit des reaktionsgebundenen Bauteils wird i.W. durch drei Effekte bestimmt, die sich im ungünstigen Fall addieren: Es sind die Maßhaltigkeit des bearbeiteten Grünkörpers, die Streuung der Sinterschwindung und Sinterverzug, z.B. auf Grund des Eigengewichts des Sinterkörpers oder Reibung mit der Auflage.

Die Maßhaltigkeit des Grünkörpers wird im Wesentlichen durch die Qualität der Bearbeitungsmaschinen bestimmt. Bei den Arbeitskolben aus RBAO wurde eine Genauigkeit im Durchmesser von $\pm 10 \mu\text{m}$ bei kalten Maschinen und von $\pm 5 \mu\text{m}$ bei warmen Maschinen innerhalb einer Serie von 30 Stück erzielt.

Die Schwindung vom Grünkörper zum gesinterten Bauteil wird im Wesentlichen durch die Zusammensetzung der Precursormischungen sowie die Pressdichte bestimmt. Bei der Fertigung der Bauteile wurde die Schwindung anhand von Probekörpern bestimmt und bei der Festlegung der Abmessungen des Grünkörpers berücksichtigt, so dass für die Maßhaltigkeit lediglich die Streuung der Schwindung entscheidend war. Diese konnte auf unter $\pm 0,2\%$ reduziert werden. Die Streuung kann bei einer kontinuierlichen Serienfertigung mittels einer iterativen Optimierung weiter auf voraussichtlich $\pm 0,05\%$ verringert werden.

Typische Streuungen der Sinterschwindung liegen bei marktüblichen Keramiken bei ca. 2% . Durch den Einsatz von optimierten Pulvern und durch eine ausgefeilte Prozessführung sind auch Toleranzen von $0,5\%$ zu realisieren.

Die Änderung der Bauteilgestalt durch Verzug auf Grund des Eigengewichts ist abhängig von den visko-plastischen Eigenschaften des Werkstoffs im Hochtemperaturbereich, insbesondere bei der maximalen Sintertemperatur, und von der Bauteilform. Durch eine optimale Positionierung im Sinterofen und den Einsatz von mitschrumpfenden Auflagern wurde der Sinterverzug der RBAO-Bauteile auf $\pm 20 \mu\text{m}$ begrenzt.

In der Praxis kompensieren sich die einzelnen Effekte teilweise, so dass die Gesamt-Toleranz geringer ist als die Addition der Einzeltoleranzen. Messungen an den keramischen Kolben zeigten Durchmesser-toleranzen von maximal $\pm 50 \mu\text{m}$. In einer Serienproduktion sind mit dem Werkstoff RBAO Maßtoleranzen von bis zu $\pm 10 \mu\text{m}$ zu erwarten. Eine darüber hinaus gehende Einengung der Toleranzen bis hin zu den heute für metallische Bauteile wie die Arbeitskolben geforderten Toleranzen von wenigen Mikrometern ist aus heutiger Sicht jedoch kaum möglich, so dass eine Hartbearbeitung der Funktionsflächen der gesinterten keramischen Bauteile nicht nur wegen der unzureichenden

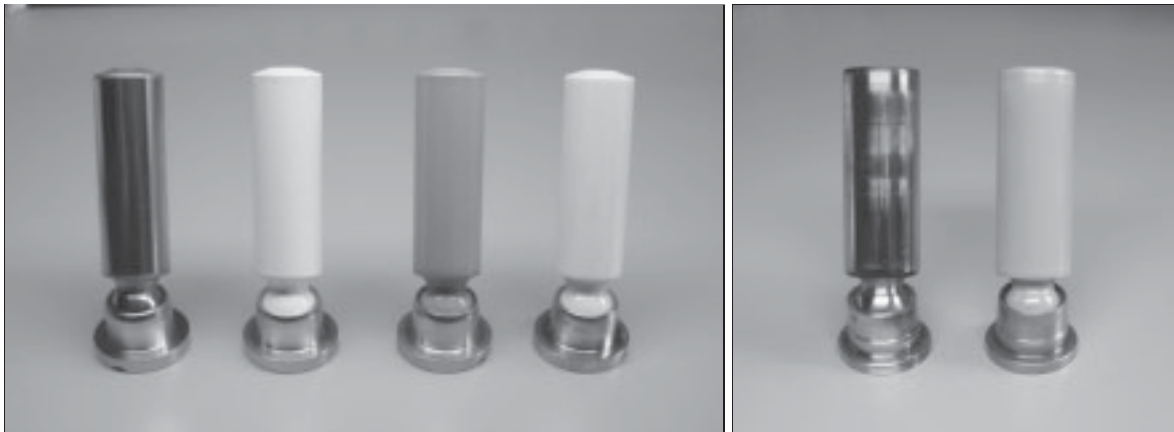


Bild 5.19: Axialkolben, links Maschine A4VSO 40: Stahl, RBAO, Si₃N₄, ZrO₂, rechts Maschine 90/075: Stahl, Si₃N₄.

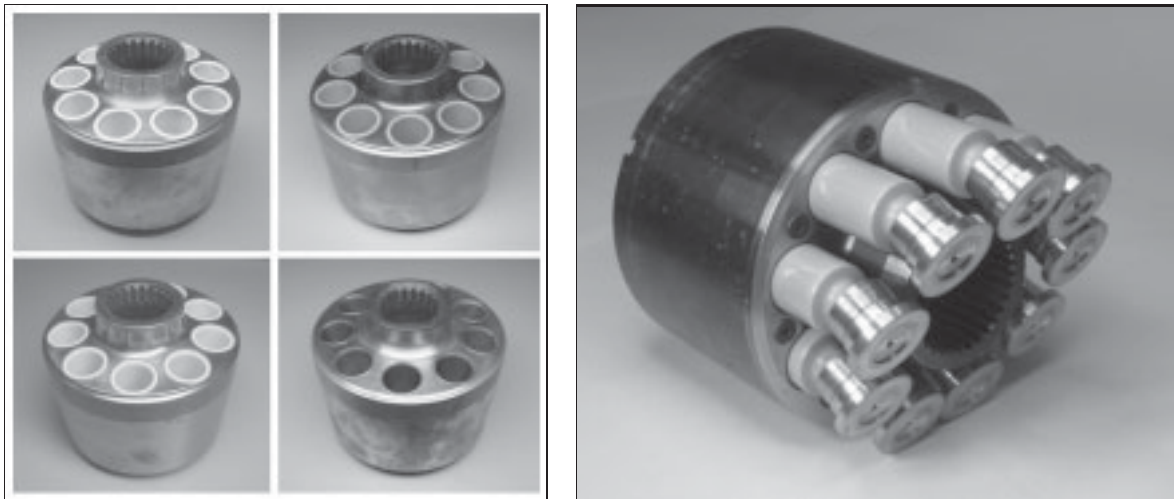


Bild 5.20: Links: Zylinderblöcke der Maschine A4VSO 40 mit Buchsen aus RBAO (links oben), Si₃N₄ (rechts oben), ZrO₂ (links unten), Messing (rechts unten), rechts: Zylinderblock der Maschine 90/075 mit Si₃N₄-Buchsen (verdeckt durch Haltering) und Si₃N₄-Kolben.

Oberflächenqualität sondern auch wegen zu hoher geometrischer Toleranzen erforderlich ist. Bild 5.19 zeigt die Keramik-Kolben und die Kolben der Serienmaschinen, in Bild 5.20 sind die mit keramischen Buchsen ausgestatteten Zylinderblöcke abgebildet.

5.6 Zusammenfassung

Die Analyse der mechanischen Beanspruchung der Arbeitskolben und Laufbuchsen ergibt, dass mit keramischen Werkstoffen eine für fluidtechnische Anwendungen ausreichende Festigkeit und Lebensdauer der Bauteile erreicht werden kann. Es zeigt sich weiter, dass aufgrund der Festigkeitsstreuung keramischer Werkstoffe Maßnahmen zur Gewährleistung einer Mindestlebensdauer der Kolben getroffen werden müssen.

Die FEM-Ergebnisse zeigen für vorspannungslos im Zylinderblock eingesetzte Laufbuchsen das Auftreten hoher Zugspannungen durch die Querkraftbeaufschlagung des Kolbens. Durch einen Presssitz wird das Auftreten dieser Zugspannungen durch die Überlagerung einer Druckspannung verhindert. Der Presssitz kann jedoch im Bereich der Fasen der Buchse Zugspannungen verursachen, die durch eine Umgestaltung der Fase erheblich verringert werden können. Es liegt dann einerseits der für keramische Werkstoffe günstige Fall der Druckbeanspruchung vor, andererseits zeigt sich eine Deformation der Buchseninnenfläche durch den Presssitz, die im Bedarfsfall durch eine Nachbearbeitung im Anschluss an das Fügen beseitigt werden kann. Die Flächenpressung in der Trennfuge des Pressverbands liegt im Bereich des Betriebsdrucks, weshalb Maßnahmen gegen das Eindringen von Öl in die Trennfuge oder zur Fixierung der Buchse zu treffen sind. Die Berechnung der erforderlichen Übermaße der Presssitze erfolgte mit einem hybriden Verfahren, das unter Verwendung der mittels FEM berechneten Nachgiebigkeit der hochgradig unsymmetrischen Zylinderblockbohrungen eine rechnergestützte analytische Auslegung der Presssitze unter Berücksichtigung der thermischen Ausdehnung der beteiligten Werkstoffe ermöglicht.

Eine Reduktion der Zugbeanspruchung des Kolbens ist über die Werkstoffwahl nicht möglich. Zugspannungskonzentrationen im Bereich der Drossel des Kolbens, an den Enden sowie an den Fasen der Buchse können durch konstruktive Maßnahmen reduziert werden. Eine wirksame Beeinflussung der Druckspannungen und Flächenpressungen in den Kontaktbereichen von Kolben und Buchse und damit auch mutmaßlich der tribologischen Beanspruchung ist durch die Werkstoffwahl möglich. Hier zeigt sich der Elastizitätsmodul als wesentlicher Einflussfaktor. Das Spiel zwischen Kolben und Buchse beeinflusst ebenfalls wesentlich die Flächenpressung zwischen dem Axialkolben und der Laufbuchse.

Kapitel 6

Entwicklung eines Proof-Tests für keramische Arbeitskolben

6.1 Konzept des Proof-Tests

Fertigungsbedingt nicht vermeidbare Gefügefehler in keramischen Bauteilen wie Poren, Einschlüsse und Risse führen aufgrund der Streuung ihrer Größe, Form und Lage in Verbindung mit sprödem Materialverhalten zu einer Streuung der Bauteilfestigkeit. Über Versuche mit Probekörpern können Festigkeitskennwerte bestimmt werden, mit denen Ausfallwahrscheinlichkeiten und Lebensdauern von keramischen Bauteilen berechnet werden können. Die Ausfallwahrscheinlichkeit für ein zugbeanspruchtes keramisches Bauteil ist immer größer Null, d.h. es gibt bei mechanisch beanspruchten keramischen Bauteilen in der Regel keine Dauerfestigkeit.

Die Buchse unterliegt, bedingt durch den Presssitz, ausschließlich Druckspannungen, deren Höhe von keramischen Werkstoffen problemlos ertragen werden kann, ein Proof-Test für die Buchsen ist daher nicht erforderlich. Für die Kolben ist sicherzustellen, dass eine für die Anwendung in hydrostatischen Maschinen ausreichende Lebensdauer bzw. Überlebenswahrscheinlichkeit erreicht wird. Im Fall bekannter Risswachstumsparameter und bei Kenntnis des bruchgefährlichsten Risses kann die Lebensdauer des Kolbens berechnet werden. Zur Ermittlung des bruchgefährlichsten Risses ist die Erfassung der Lage, Geometrie und Orientierung aller im Bauteil befindlichen Fehlstellen ab einer Größenordnung von $20\ \mu\text{m}$ [44, 45] und die Bewertung der Fehlstellen mit der Spannungsverteilung im Bauteil erforderlich. Dabei sind auch die Eigenspannungen im Bauteil zu berücksichtigen. Die Lebensdauerberechnung ist dann für den bruchgefährlichsten Riss durchzuführen. Aufgrund des hohen mit dieser Vorgehensweise verbundenen Aufwands und der Restunsicherheit wurde nach einer anderen Möglichkeit zur Gewährleistung eines ausfallfreien Betriebs für eine vorgegebene Betriebsdauer gesucht. Ein möglicher Weg ist die Durchführung des im Folgenden beschriebenen Proof-Tests.

Der Proof-Test basiert auf der Beaufschlagung des Bauteils mit einer Proofflast σ_p , die im Bauteil auf einem höheren Spannungsniveau die gleiche Spannungsverteilung wie die Betriebsbelastung σ verursacht. Das Verhältnis σ_p/σ wird als Überlastverhältnis bezeichnet. Überlebt das Bauteil den Proof-Test ist das ein Beleg dafür, dass an keiner Stelle des Bauteilvolumens kritische Risslängen vorliegen. Die größte Risslänge nach einem mit der Belastung σ_p durchgeführten Proof-Test ist dann gegeben durch

$$a_p = \left(\frac{K_{Ic}}{Y\sigma_p} \right)^2 \quad (6.1)$$

Die Ausfallwahrscheinlichkeit des Bauteils nach dem Proof-Test ist dann

$$G = 1 - \exp \left[- \left(\frac{\sigma}{\sigma_0} \right)^m + \left(\frac{\sigma_p}{\sigma_0} \right)^m \right] \quad (6.2)$$

Im Betrieb liegt die Belastung unterhalb der Proofflast, d.h. es gilt $\sigma < \sigma_p$. Die im Bauteil vorhandenen Risse wachsen unter dieser Belastung unterkritisch von a_p auf die kritische Risslänge a_c an. Entsprechend Gl. (3.16) ist die hierfür benötigte Zeit die Mindestlebensdauer des geproofterten Bauteils

$$t_{f,min} = B\sigma_p^{n-2}\sigma^{-n} \quad (6.3)$$

Überschreitet die Belastungsdauer t_f die Mindestlebensdauer wird die Ausfallwahrscheinlichkeit G größer Null und wird unter Verwendung der Beziehungen für m^* und t_0 nach den Gln. (3.17) berechnet aus

$$G = 1 - \exp \left[- \left(\frac{t_f}{t_0} \right)^{m^*} + \left(\frac{t_{f,min}}{t_0} \right)^{m^*} \right] \quad (6.4)$$

Die Lebensdauer bei gegebener Ausfallwahrscheinlichkeit beträgt dementsprechend nach dem Proof-Test

$$t_f = \left[\log \left(\frac{1}{1-G} \right) + \left(\frac{t_{f,min}}{t_0} \right)^{m^*} \right]^{\frac{1}{m^*}} t_0 \quad (6.5)$$

Nach Gl. (3.18) und mit m^* und t_0 nach den Gln. (3.17) beträgt die Lebensdauer der Bauteile t_f vor dem Proof-Test bei vorgegebener Ausfallwahrscheinlichkeit F

$$t_f = \left[\log \left(\frac{1}{1-F} \right) \right]^{\frac{1}{m^*}} t_0 \quad (6.6)$$

6.2 Im Proof-Test abzubildende Belastungen

Im Folgenden wird am Beispiel der Maschine A4VSO 40 ermittelt, welche Einzelbelastungsgrößen für die Beanspruchung des Kolbens wesentlich sind und im Proof-Test abgebildet werden müssen. Die Beanspruchung des Kolbens ist aus Abschnitt 5.1.2 bekannt. Bei einem Betriebsdruck von 250 bar und vollem Schwenkwinkel liegen die höchsten Zugspannungen in den folgenden Bereichen vor (Bild 5.2, Angaben für Si_3N_4 -Komponenten):

- Kolbenkugel: 99 MPa
- Kolbenhals: 66 MPa
- Kolbenschaft: 58 MPa
- Kolbenbohrung: 20 MPa

Im Proof-Test sind Belastungen aufzubringen, die diese Spannungen, erhöht um das noch festzulegende Überlastverhältnis \ddot{U} , im Kolben erzeugen. Hierzu gehört die axiale Betriebskraft, die über den Kugel-Gleitschuhkontakt zur Zugbeanspruchung der Kugel beiträgt und die Biegespannungen im Kolbenhals und im Kolbenschaft über die aus dem Schrägscheibenwinkel resultierende Querkraft verursacht. Um alle Bauteilbereiche auf kritische Fehler zu überprüfen, ist die Querkraft umlaufend auf den Prüfling aufzubringen. Die durch die Druckbeaufschlagung verursachte Zugspannung im Bohrbereich, die bei den Kolben der Maschine 90/075 bei 250 bar mit einem Wert von 44 MPa das Niveau der übrigen Spannungen erreicht, ist im Proof-Test ebenfalls aufzubringen.

Bei einer Drehzahl von 2500 min^{-1} trägt die auf den Gleitschuh und den Kolben wirkende Fliehkraft zu der Beanspruchung des Kolbenhalses 4 MPa und des Kolbenschafts 3 MPa bei und ist damit für den zu untersuchenden Drehzahlbereich nicht relevant. Bei wesentlich höheren Drehzahlen ist die Fliehkraft jedoch zu berücksichtigen. Laufen Kolben und Buchse im Mischreibungsgebiet, wirkt aufgrund der Reibung zwischen Kugel und Gleitschuh ein Torsionsmoment auf den Kolben, das nach KRULL zu max. 5,1 Nm abgeschätzt werden kann [53]. Daraus resultiert eine Schubspannung von rd. 50 MPa im bereits durch Zugspannungen beanspruchten Kolbenhals. Das Torsionsmoment ist daher im Proof-Test zu berücksichtigen. Die durch den Proof-Test abzubildenden Größen einschließlich der für spätere Anwendungsfälle möglicherweise relevanten Fliehkraft sind dann:

- Axialkraft
- Querkraft (umlaufend)
- Fliehkraft (umlaufend)
- Innendruck
- Torsionsmoment (wechselnde Richtung)

6.3 Proof-Test-Diagramme

Die Höhe der Belastung des Bauteils im Proof-Test richtet sich nach der Betriebsbelastung und der geforderten Mindestlebensdauer, in der kein Ausfall auftritt oder einer geforderten Lebensdauerwahrscheinlichkeit, d.h. einer geforderten Lebensdauer und Überlebenswahrscheinlichkeit. Mit den Festigkeits- und Risswachstumsgrößen

- Weibull-Moduli m nach Abschnitt 4.3.2,
- char. Festigkeiten p_0 der Kolben nach Abschnitt 5.2,
- Risswachstumsexponenten n und Risswachstumsparameter B nach Abschnitt 4.3.3

können mit den Gln. (6.3), (6.5) und (6.6) Proof-Test-Diagramme zur Bestimmung der Überlast im Proof-Test berechnet werden. Bilder 6.1, 6.2, 6.3 und 6.4 zeigen die Proof-Test-Diagramme für die RBAO-, Si_3N_4 - und ZrO_2 -Kolben. Die Diagramme enthalten die Geraden- und Kurvenschaaren der

- Lebensdauern der Kolben vor dem Proof-Test mit der Ausfallwahrscheinlichkeit F als Parameter,
- Mindestlebensdauer der geprooften Bauteile mit dem Überlastverhältnis \ddot{U} als Parameter,
- Lebensdauer der geprooften Bauteile bei Belastungsdauern $t > t_{f,min}$ mit der Ausfallwahrscheinlichkeit G als Parameter.

Mit Hilfe der Diagramme kann für einen Betriebsdruck p das erforderliche Überlastverhältnis \ddot{U} bestimmt werden, das zu einer geforderten Lebensdauer t bei einer Ausfallwahrscheinlichkeit G der geprooften Bauteile führt. Die Auswirkung der dynamischen Beanspruchung auf die Lebensdauer der Kolben wird durch den Berechnungsansatz, der den Proof-Test-Diagrammen zu Grunde liegt, nicht erfasst, s.a. Abschnitte 3.4.2 und 5.3. Die Angaben für Lebensdauern sind daher als Näherungswerte zu verstehen. Die Anwendung der Proof-Test-Diagramme wird im Folgenden am Beispiel der RBAO-Kolben erläutert:

Die im Diagramm Bild 6.1 eingetragenen Punkte A bis D kennzeichnen verschiedene Auslegungspunkte für eine Betriebsbelastung von $p = 200$ bar. Diese Belastung führt bei einem ungeproofteten Kolben nach 15 h zu einer Ausfallwahrscheinlichkeit von $F = 10^{-7}$, Punkt (A). Wird der Kolben bei einem Überlastverhältnis von $\ddot{U} = 2,0$ geprooft, wird eine Mindestlebensdauer, d.h. eine ausfallfreie Zeit, von 150 h erreicht (B). Nach einer Belastungsdauer von 200 h liegt die Bruchwahrscheinlichkeit G der geproofteten Kolben wieder bei 10^{-7} (C). Wird eine höhere Mindestlebensdauer von 5000 h gefordert (D), ist

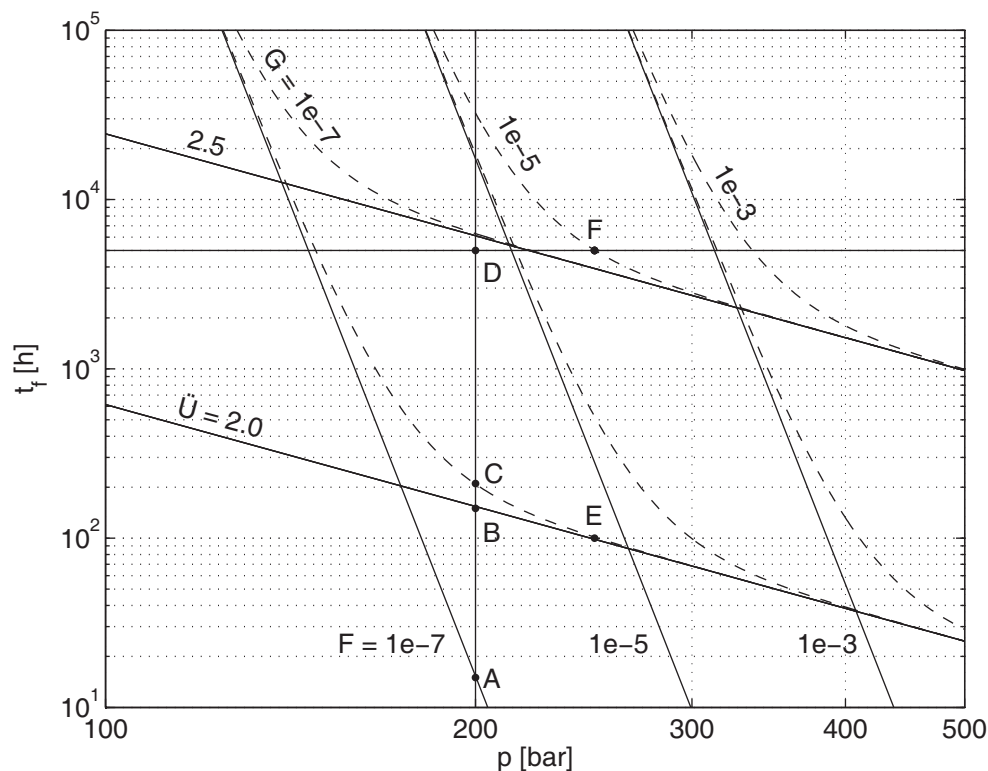
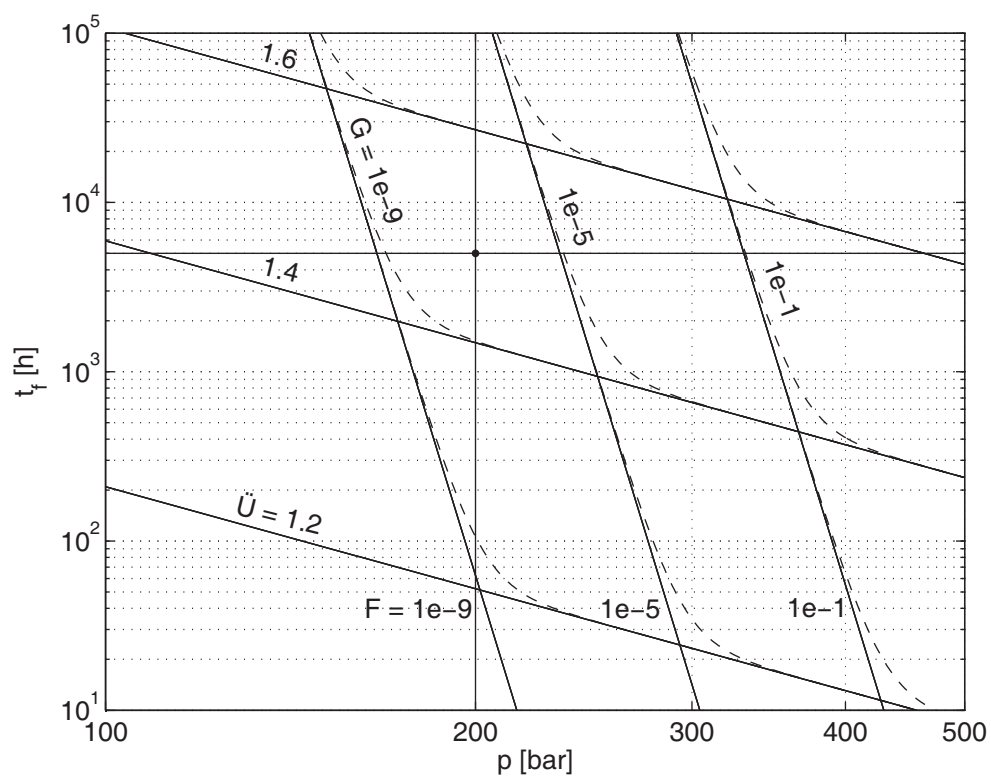
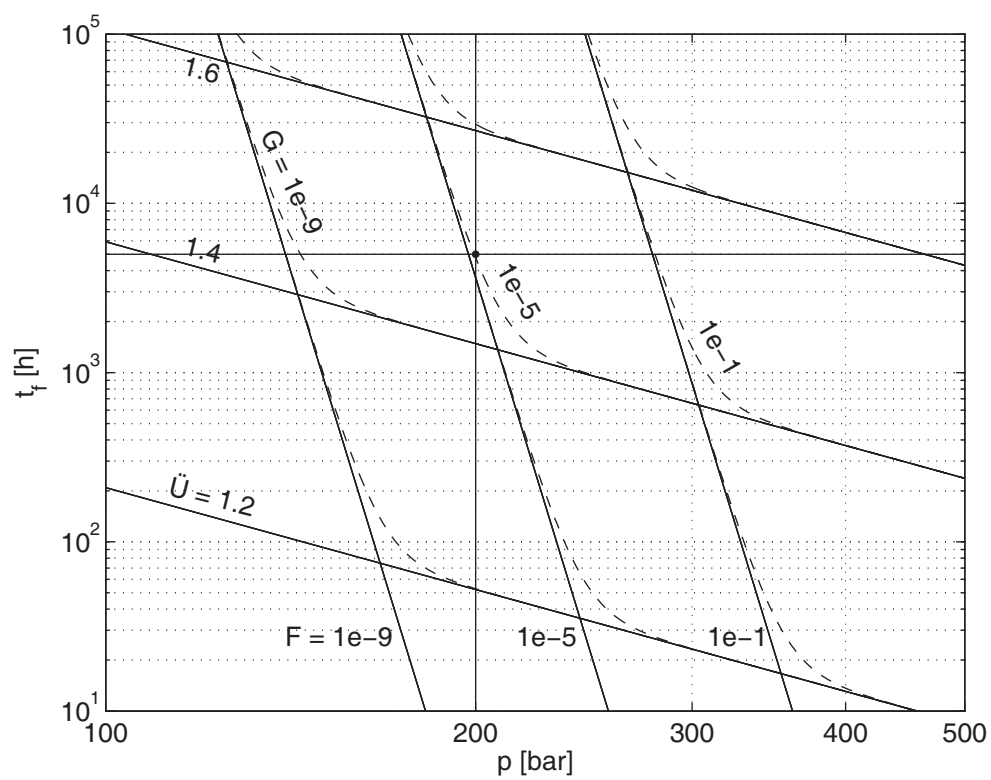
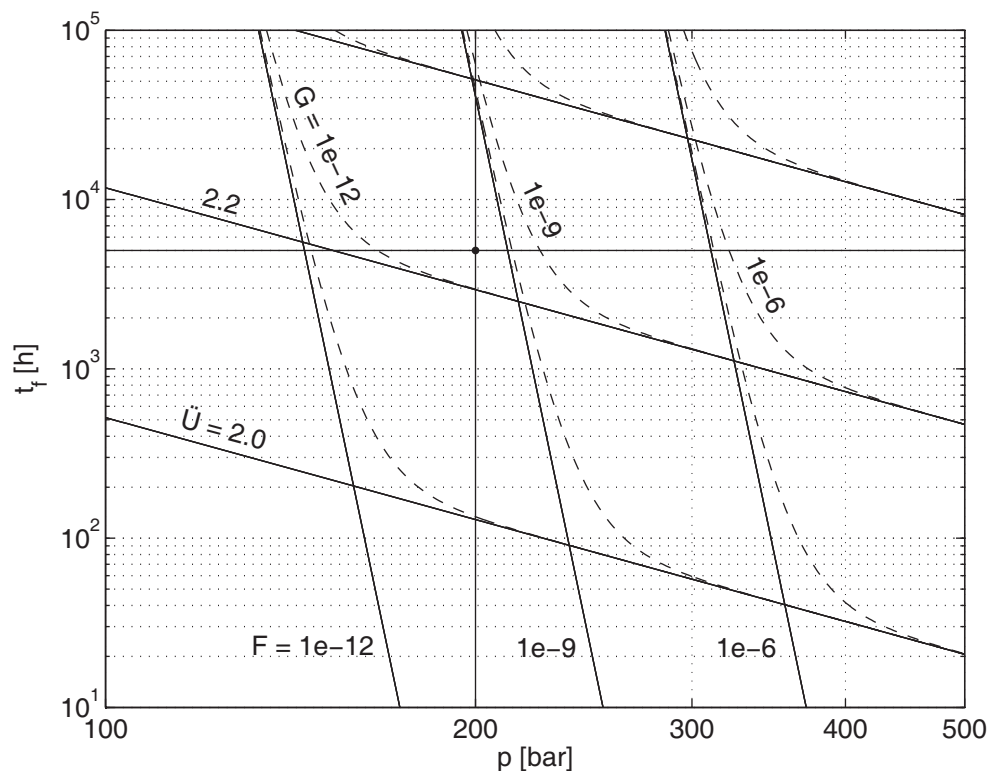


Bild 6.1: Maschine A4VSO 40, Proof-Test-Diagramm für RBAO-Kolben.

mit einem Überlastverhältnis von 2,5 zu proofen. Bei der Durchführung des Proof-Tests mit diesem Überlastverhältnis, d.h. mit einer Belastung von 500 bar, ergibt sich aus der Verteilung der Inertfestigkeit eine Bruchwahrscheinlichkeit der Kolben von $5,0 \cdot 10^{-6}$ im Proof-Test, s. Tabelle 6.1, was gut toleriert werden kann. Wird der Kolben bei einem höheren Betriebsdruck von 250 bar betrieben, beträgt das Überlastverhältnis 2,0 und die Mindestlebensdauer liegt bei 100 h (E). Auch bei einem Überlastverhältnis von 2,5 wird bei 250 bar Betriebsdruck eine Mindestlebensdauer von 5000 h nicht erreicht (F), d.h. die Prooflast ist höher zu wählen, z.B. 700 bar. Die Ausfallwahrscheinlichkeit im Proof-Test beträgt dann $1,9 \cdot 10^{-4}$. Von einer Durchführung des Proof-Tests mit 700 bar wurde jedoch wg. eines bei 700 bar gebrochenen Kolbens abgesehen, s. Abschnitt 6.5.3; gewählt wurde für die Dauererprobung der RBAO-Kolben ein Betriebsdruck von 200 bar, ein Überlastverhältnis von 2,5 und damit eine Prooflast von 500 bar. Die zu erwartende Lebensdauer der RBAO-Kolben beträgt dann 5000 h. Um eine Vergleichbarkeit herzustellen, wurde der Betriebsdruck für die Dauerläufe der A4VSO 40 mit den anderen Keramiken ebenfalls auf 200 bar festgelegt.

Eine Mindestlebensdauer der Si_3N_4 -Kolben der Maschine A4VSO 40 von 5000 h wird bei 200 bar Betriebsdruck ab einem Überlastverhältnis von 1,5 erreicht, s. Bild 6.2. Die entsprechende Prooflast von 300 bar führt zu einer Ausfallwahrscheinlichkeit von $2,0 \cdot 10^{-7}$ im Proof-Test (Tab. 6.1). Das gleiche Überlastverhältnis ist auf die Si_3N_4 -

Bild 6.2: Maschine A4VSO 40, Proof-Test-Diagramm für Si_3N_4 -Kolben.Bild 6.3: Maschine 90/075, Proof-Test-Diagramm für Si_3N_4 -Kolben.

Bild 6.4: Maschine A4VSO 40, Proof-Test-Diagramm für ZrO_2 -Kolben.

Maschine	Werkstoff	300 bar	500 bar	700 bar
A4VSO 40	Si_3N_4	$2,0 \cdot 10^{-7}$	0,055	1
	RBAO	$2,0 \cdot 10^{-8}$	$5,0 \cdot 10^{-6}$	$1,9 \cdot 10^{-4}$
	ZrO_2	$3,6 \cdot 10^{-13}$	$2,3 \cdot 10^{-9}$	$7,1 \cdot 10^{-7}$
90/075	Si_3N_4	$2,0 \cdot 10^{-5}$	0,997	1

Tabelle 6.1: Ausfallwahrscheinlichkeiten der Kolben im Proof-Test.

Kolben der Maschine 90/075 anzuwenden, s. Bild 6.3. Die Ausfallwahrscheinlichkeit im Proof-Test beträgt damit $2,0 \cdot 10^{-5}$.

Bei den ZrO_2 -Kolben würde ein Überlastverhältnis von 2,3, d.h. eine Prooflast von 460 bar, die Anforderungen erfüllen, Bild 6.4. Aufgrund der hohen Festigkeit des Werkstoffs wird eine Prooflast von 700 bar gewählt. Hiermit kann eine hohe Sicherheit erreicht werden ohne dass mit $F = 7,1 \cdot 10^{-7}$ zahlenmäßig relevante Ausfälle im Proof-Test zu erwarten sind.

Als im Hinblick auf die Lebensdauer und die Ausfallwahrscheinlichkeit der keramischen Kolben sinnvolle Obergrenze für die Prooflast wird ein Maximaldruck von 700 bar angesehen (s. auch Tabelle 6.1), der als Auslegungsdruck für die Proof-Einrichtung gewählt wird.

6.4 Prüfstandsbeschreibung

Die Aussage des Proof-Tests ist nur dann brauchbar, wenn der durch die Proof-Last erzeugte Spannungszustand im keramischen Bauteil dem Spannungszustand im Betrieb gleicht. Die Proof-Einrichtung in Bild 6.5 ist in der Lage, die im Abschnitt 6.2 genannten Belastungen auf die keramischen Arbeitskolben aufzubringen. Weiter werden zusätzliche Forderungen von der Proof-Einrichtung erfüllt:

- Umgebungsmedium Hydrauliköl
- Aufnahme unterschiedlicher Kolbentypen und -durchmesser
- spannkraftfreie Kolbenaufnahme
- Proofen von geschliffenen und ungeschliffenen Kolben
- Proofen von Kolben ohne und mit aufgebördeltem Gleitschuh
- Kraftfreiheit nach Bruch des Kolbens

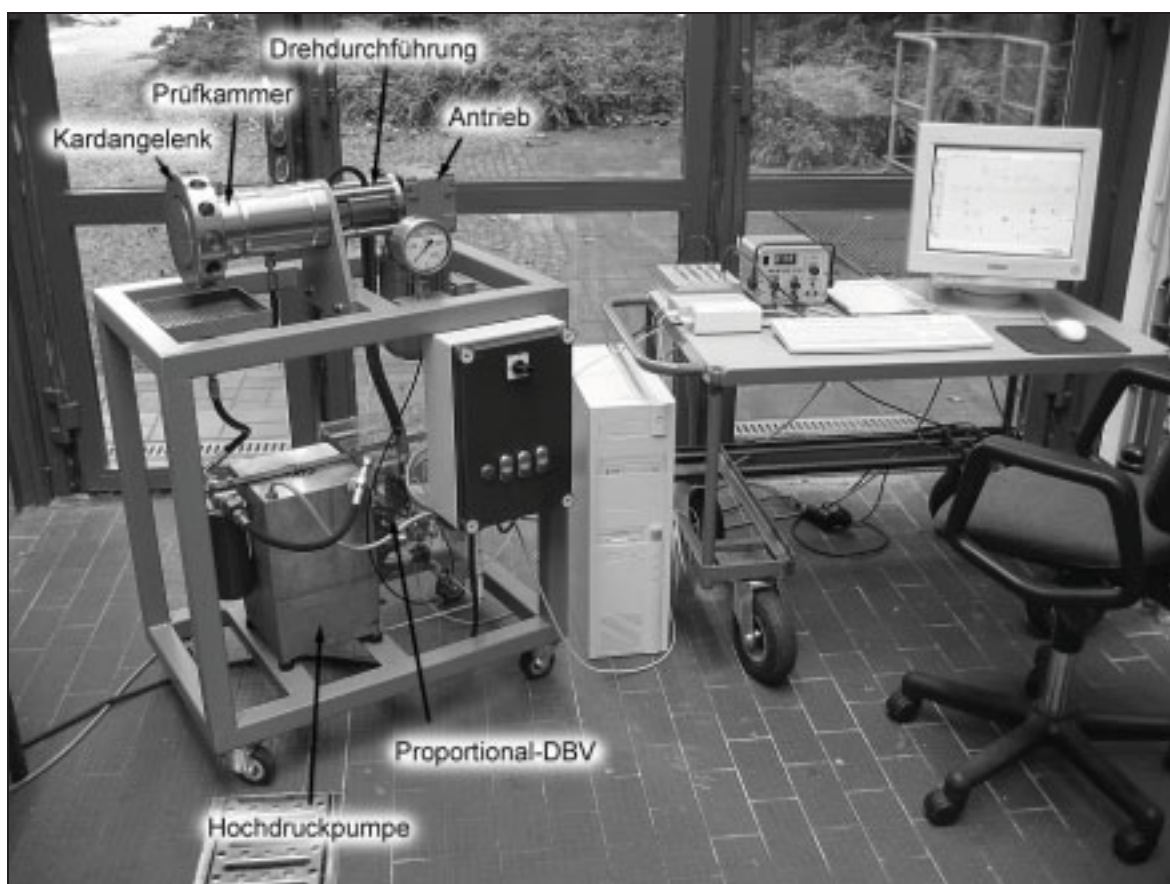


Bild 6.5: Einrichtung für den Proof-Test von keramischen Axialkolben.

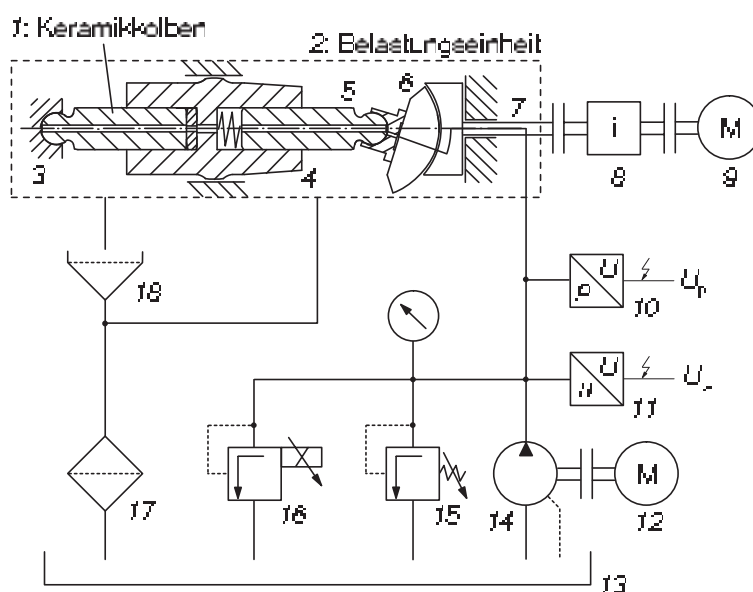


Bild 6.6: Schaltplan der Proof-Einrichtung.

Die Fixierung der keramischen Kolben muss vorspannungslos erfolgen, um eine Durchbiegung des Kolbenschafts unter Belastung zu ermöglichen und eine realitätsnahe Spannungsverteilung im Bauteil nicht zu behindern. Aufgrund des Einflusses des Umgebungsmediums auf das Risswachstumsverhalten keramischer Werkstoffe sind die Proof-Tests mit dem Umgebungsmedium Hydrauliköl durchzuführen.

Durch die Möglichkeit von Tests von Kolben mit aufgebördeltem Gleitschuh kann auch die Restfestigkeit der Kolben nach Prüfläufen ermittelt oder eine weitere Mindestlebensdauer sichergestellt werden. Insbesondere durch den Test von noch nicht hartbearbeiteten Kolben wird eine wirtschaftliche Vorgehensweise bei der Bauteilfertigung ermöglicht, weil Kolben mit ungenügender Festigkeit nicht der kosten- und zeitintensiven Hartbearbeitung zugeführt werden. Die Beurteilung der Bruchursache erfordert eine unmittelbare Kraftfreiheit nach dem Bruch, um eine weitere Schädigung des Kolbens auszuschließen.

Bild 6.6 zeigt den Schaltplan der Proof-Einrichtung: Eine Hochdruckpumpe (14) fördert Hydrauliköl durch eine Drehdurchführung und eine rotierende Welle (7) in eine verschwenkbare Schrägscheibe (6) und weiter über einen Gleitschuh in die Bohrung eines federbelasteten, in einem Zylinder (4) abgestützten Stahl-Kolbens (5). In dem bis auf Leckage abgeschlossenen Raum des Zylinders baut sich ein hydrostatischer Druck auf, der auf den Kolbenboden wirkt und den Kolben gegen die Schrägscheibe drückt. Über die angestellte, rotierende Schrägscheibe wird eine umlaufende Radialkraft erzeugt, die über eine sphärische Lagerung des Zylinders, die drei rotatorische und einen translatorischen Freiheitsgrad in Richtung der Zylinderachse aufweist, auf den ebenfalls im Zylinder gelagerten zu prüfenden keramischen Kolben (1) übertragen wird. Der keramische Kolben wird in einer (nicht abgebildeten) Adapterhülse gelagert, in der geschliffene

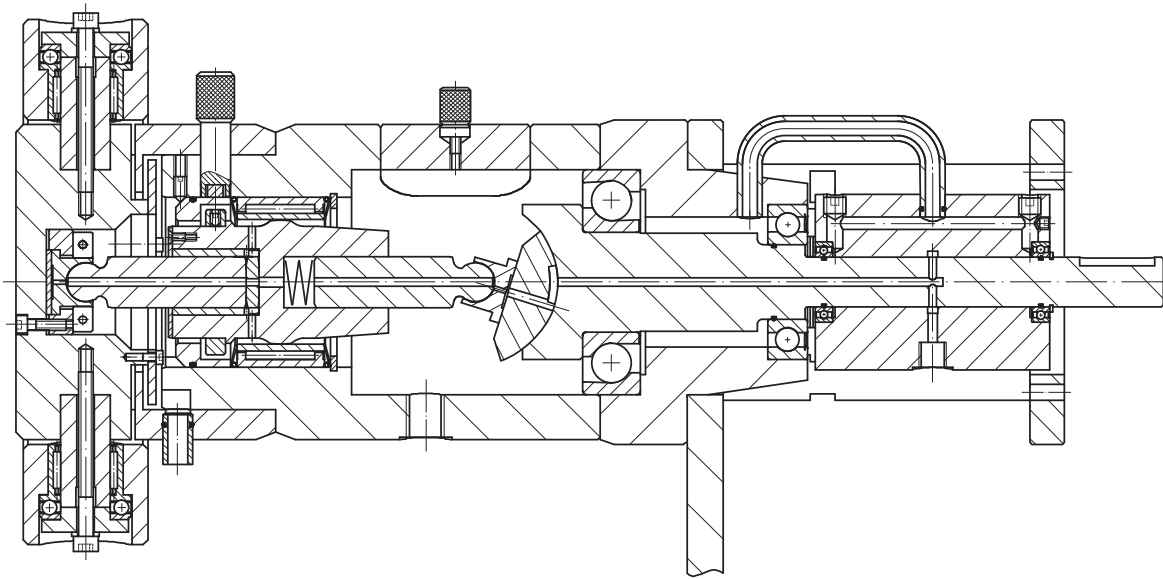


Bild 6.7: Schnittzeichnung der Belastungseinheit der Proof-Einrichtung.

sowie as-fired-Kolben mit durch den Sinterprozess streuenden Kolbenaußendurchmessern aufgenommen werden können. Durch eine zentrische Bohrung im Zylinder wird die Bohrung des zu proofenden Kolbens mit Öldruck beaufschlagt. Die Kugel des Keramikkolbens ist zur Ermöglichung geringer, kinematisch und deformationsbedingter Taumelbewegungen kardanisches gelagert und kann je nach Erfordernis ohne oder mit aufgebördeltem Gleitschuh aufgenommen werden. Die Freiheitsgrade der Lagerung des Zylinders ermöglichen die Übertragung des zwischen dem Gleitschuh und der Kugel des Stahl-Kolbens erzeugen Drehmoments auf den Keramikkolben, dessen Rotation durch eine Klemmung der Kugel ausgeschlossen wird.

Der Proof-Vorgang erfolgt durch das Anlegen eines durch ein Proportional-DBV (16) gesteuerten, linear ansteigenden Systemdrucks bei rotierender Schrägscheibe. Der Proof-Test für einen keramischen Kolben setzt sich aus zwei einzelnen Tests zusammen, bei denen das Vorzeichen des Torsionsmoments durch eine Drehrichtungsumkehr der Spindel gewechselt wird. In der Belastungseinheit ist der Bereich, in dem durch versagende Prüflinge keramische Splitter entstehen können, von dem übrigen Bereich räumlich getrennt und die Leckströme werden getrennt abgeführt. Der Leckstrom aus der Prüfkammer wird dabei über ein offenes Filtervlies (18) geführt, um keramische Splitter für die Analyse abzuschneiden. Die zusammengeführten Leckströme werden über den Filter (17) in das System zurückgeführt. Die Auslegung der Proof-Einrichtung erfolgte für eine maximale Proofflast von 700 bar, siehe Abschnitt 6.3. Bild 6.7 zeigt die Belastungseinheit des Proof-Tests im Detail, Tabelle E.1 enthält die technischen Daten wesentlicher Prüfstandskomponenten.

6.5 Durchführung und Ergebnisse der Proof-Tests

6.5.1 Durchführung der Proof-Tests

Bild 6.8 zeigt den zeitlichen Belastungsverlauf im Proof-Test. Der Proof-Zyklus setzt sich folgendermaßen zusammen:

1. Einschalten des Antriebs und der Hochdruckpumpe, Starten des Druckzyklus:
2. Spülphase mit Spüldruck 20 bar zur Beseitigung von Luft im System
3. Druckrampe: Innerhalb von 2 s Anhebung des Drucks auf die vorgegebene Prooflast mit konstanter Druckanstiegsrate
4. Druckplateau: Halten der Prooflast für 1 s; der Kolben absolviert in dieser Zeit rd. 4 Umdrehungen unter voller Belastung
5. Entlastung: Unmittelbare Entlastung des Prüflings zur Vermeidung unterkritischen Risswachstums
6. Wiederholung des Vorgangs mit entgegengesetzter Spindeldrehrichtung.

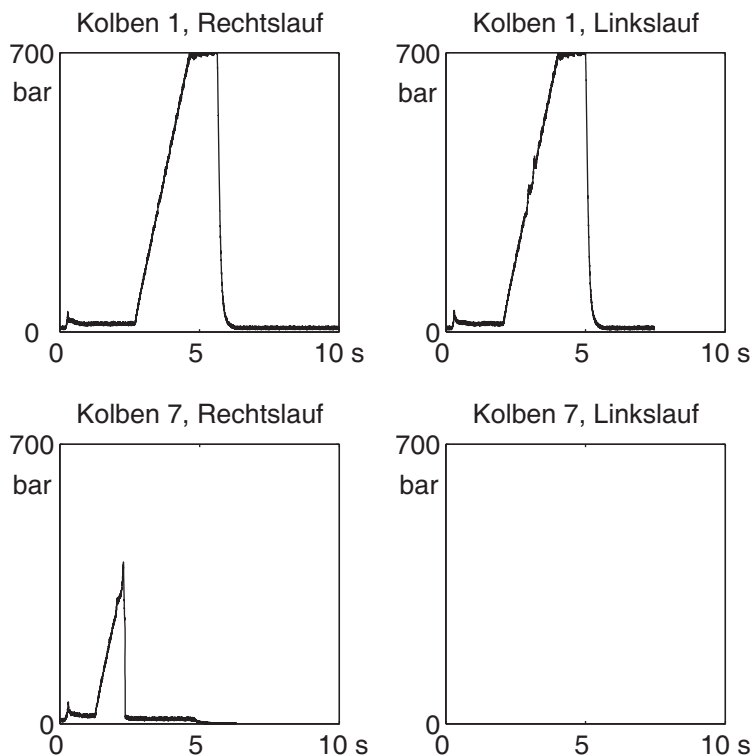


Bild 6.8: Zeitlicher Belastungsverlauf im Proof-Test bei überlebendem und bei versagendem Kolben am Beispiel von ZrO_2 -Kolben, as fired.

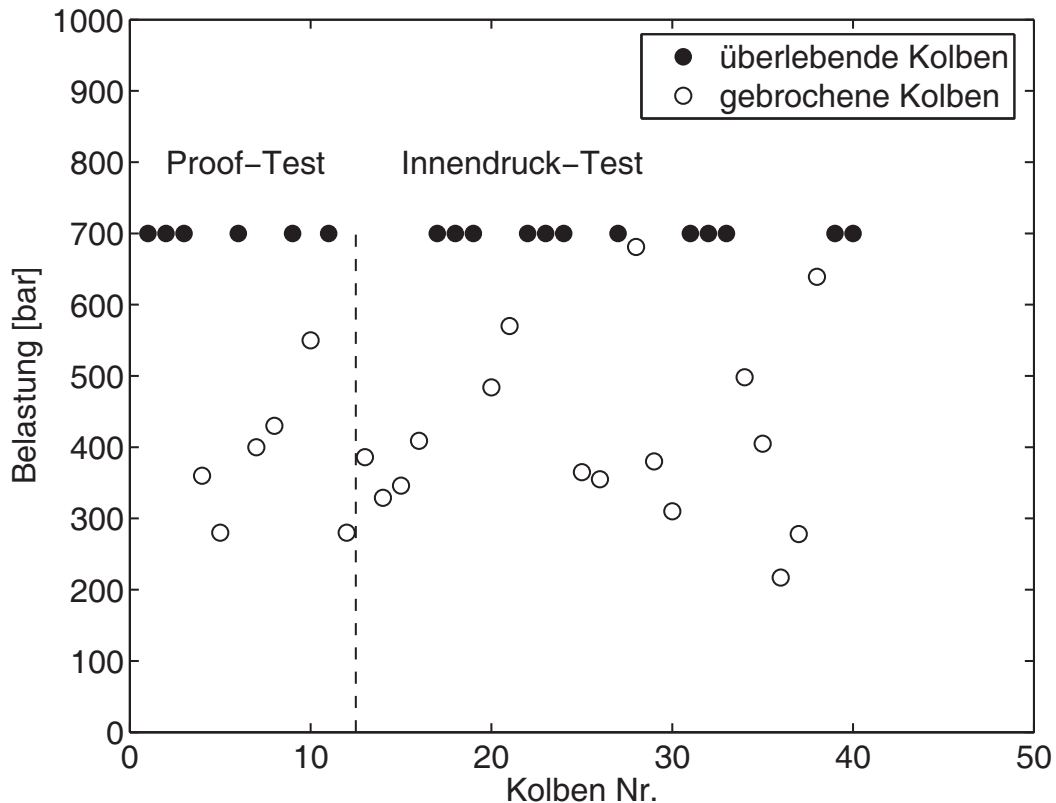


Bild 6.9: Ergebnisse der Proof-Tests und Innendrucktests mit den ZrO_2 -Kolben, as fired.

6.5.2 ZrO_2 -Kolben, Maschine A4VSO 40

Vom Hersteller wurden 40 ZrO_2 -Kolben as fired geliefert. Im Proof-Test mit 700 bar Prooflast ergab sich eine hohe Ausfallrate von 50 %, s. Bild 6.9/links. Zur Klärung dieses Phänomens wurden die Prüfungen nach 12 Kolben abgebrochen und die Bruchbilder untersucht. Eine Erklärung der Bruchbilder mit der Spannungsverteilung im Bauteil war nicht möglich, s. Bild 6.10/links. Es wurde die Möglichkeit des Prüfstands zur Ausschaltung einzelner Belastungsgrößen genutzt und Prüfungen ausschließlich mit Innendruckbeaufschlagung des Kolbens und Axialkraft durchgeführt. Es zeigten sich wieder Ausfallraten in gleicher Höhe, von den 28 innendruckgeprüften Kolben fielen 16 aus, s. Bild 6.9/rechts. Die Kolben brachen der Länge nach auf. Durch Aufbringen eines Farb-Eindringmittels vor der Belastung konnten an den Bruchstücken die Bereiche identifiziert werden, an denen bereits vor dem Proof-Test Risse mit Oberflächenanbindung vorhanden waren. Es zeigten sich von der Kolbenbohrung ausgehende Risse, die z.T. bis an den äußeren Durchmesser der Kolben heranreichten, s. Bild 6.10/rechts. Mit den 16 überlebenden Kolben aus dem Innendruckversuch wurden Proof-Tests unter Aufbringung der vollständigen Belastung durchgeführt. Es versagte nur ein Kolben bei 696 bar, so dass insgesamt 23 von 40 Kolben in den Belastungstests ausfielen. Es fiel keiner der Kolben beim zweiten Proof-Test mit umgekehrtem Torsionsmoment aus.

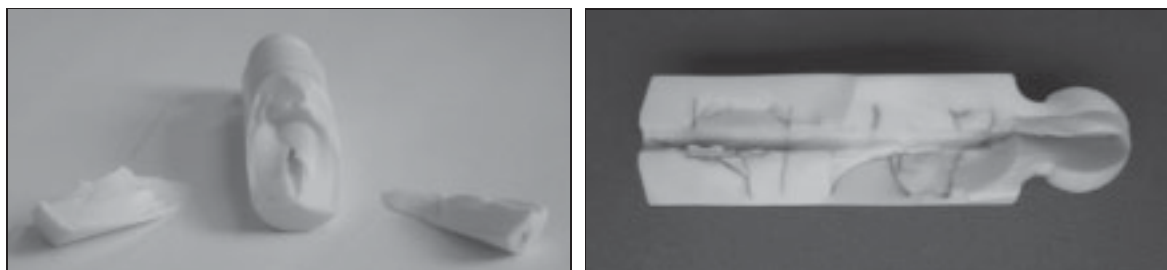


Bild 6.10: Proof-Test mit as-fired-ZrO₂-Kolben: Bruchbild (links) und Rissbild mit Farbeindringverfahren nach Innendruckprüfung (rechts).

Die ausgefallenen Kolben wurden an den Hersteller gesandt, der als Ursache für die Risse ein ungeeignetes Vorgehen bei der Grünbearbeitung angab, das beim Bohren der Ölversorgungsbohrung im Kolben zu den Rissen geführt habe. Das Fertigungsverfahren wurde modifiziert und die Kolben neu gefertigt. Die nachgefertigten 23 Kolben bestanden sowohl die Innendruckprüfung als auch den Proof-Test bei 700 bar ohne einen Ausfall. Die Kolben wurden im Bereich der Kugelfläche und des Schafts geschliffen und erneut Proof-Tests mit beiden Drehrichtungen unterzogen, die sowohl die neugefertigten Kolben als auch die Kolben aus dem ersten Los bestanden. Daraus kann geschlossen werden, dass die überlebenden Kolben durch den Proof-Test selbst nicht oder in nicht erkennbarem Maße geschädigt werden. Diese Aussage wird durch vor und nach den Proof-Tests durchgeführte Rissprüfungen bestätigt. Weiterhin wird deutlich, dass die Beschränkung der Hartbearbeitung auf die Bereiche der Kugel und des Kolbenschafts unter dem Aspekt der Bauteilfestigkeit bei ZrO₂-Kolben möglich ist.

6.5.3 RBAO-Kolben, Maschine A4VSO 40

Für die Untersuchungen standen 18 RBAO-Kolben mit geschliffener Kugel- und Zylinderfläche zur Verfügung, zwei davon mit aufgebördelten Gleitschuhen. Es wurde zunächst ein Innendrucktest mit den RBAO-Kolben durchgeführt, den alle bis auf einen Kolben bestanden, s. Bild 6.11. Dieser mit Gleitschuh versehene Kolben brach bei einem Druck von 129 bar. Anschließend wurden die verbleibenden Kolben mit einer Belastung von 500 bar geproofet. Hierbei versagte der zweite Kolben mit aufgebördeltem Gleitschuh bei einem Druck von 149 bar und ein weiterer, in Bild 6.12 dargestellter Kolben bei 500 bar.

Aufgrund dieser Ergebnisse und der vorliegenden Bruchbilder konnte das Versagen der RBAO-Kolben mit Gleitschuhen auf eine Schädigung der Kolben beim Aufbringen der Gleitschuhe zurückgeführt werden, das mit einem standardmäßigen Bördel- und Rolliervorgang erfolgte. Dieser Prozess zeigte sich als für die keramischen Kolben nicht geeignet. Die Gleitschuhe wurden daher nach dem Bördeln querkraftfrei freigedrückt.

Aufgrund des guten Abschneidens der RBAO-Kolben im Proof-Test konnte auch bei

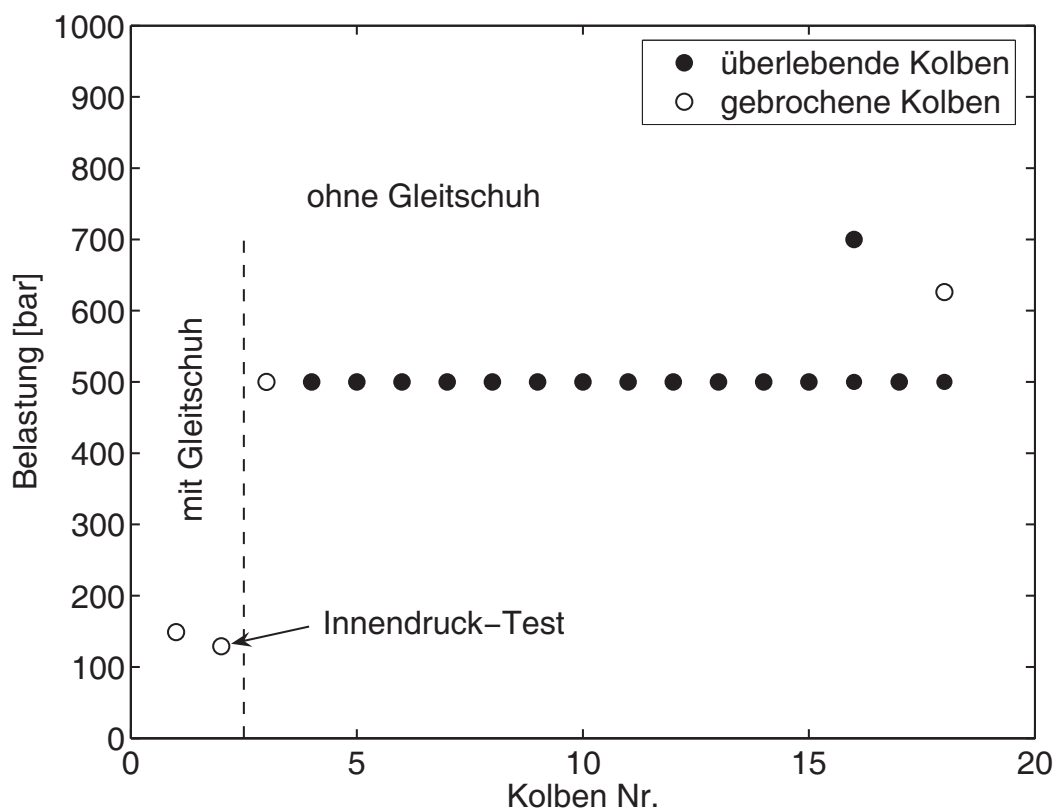


Bild 6.11: Ergebnisse der Innendrucktests und Proof-Tests mit den geschliffenen RBAO-Kolben.

höheren Prooflasten eine geringe Ausfallwahrscheinlichkeit erwartet werden. Um das Festigkeitspotenzial der RBAO-Kolben zu ermitteln, wurden die Proof-Tests bei einem Druck von 700 bar bis zum Bruch eines Kolbens fortgesetzt. Ein Kolben bestand den Proof-Test, der zweite versagte bei einer Belastung von 626 bar. Es wurde daher von weiteren Proof-Tests bei 700 bar Abstand genommen. Der Rissursprung liegt bei den gebrochenen Kolben ohne Gleitschuh im Kontaktbereich des Kolbenschafts mit der vorderen Buchsenkante, in dem hohe Druckspannungen auftreten. Nach SURESH [47] können dynamische Druckspannungen Risswachstum auslösen, so dass als Ausfallursache nicht die Zugspannungen im Kolbenschaft, die geringer sind als im Kolbenhals, sondern die hohen Flächenpressungen im Kontakt zur Buchse anzusehen sind.

Aus dem Ergebnis, dass Kolben, die den ersten Proof-Test überleben, auch einen zweiten Proof-Test mit umgekehrtem Torsionsmoment bestehen, ist wie bei den ZrO_2 -Kolben zu schließen, dass die überlebenden Kolben durch den Proof-Test nicht geschädigt werden. Diese Aussage wird auch hier durch vor und nach den Proof-Tests durchgeführte Rissprüfungen bestätigt. Damit zeigt sich auch bei den RBAO-Kolben, dass eine Hartbearbeitung des Kolbenhalses unter dem Aspekt der Bauteilfestigkeit nicht erforderlich ist.



Bild 6.12: Typisches Bruchbild von keramischen Kolben im Proof-Test (Werkstoffe RBAO und s-3A^a).

^as-3A: Sintered alumina-aluminide alloys, im Arbeitsbereich Technische Keramik der TUHH entwickelte Metall-Keramik-Verbundwerkstoffklasse.

6.5.4 Si₃N₄-Kolben, Maschinen A4VSO 40 und 90/075

Für die Untersuchungen standen 9 Si₃N₄-Kolben mit geschliffener Kugel- und Zylinderfläche mit aufgebördeltem Gleitschuh für die Maschine A4VSO 40 und 18 zusätzlich im Bereich des Halses geschliffene Kolben mit aufgebördeltem Gleitschuh für die Maschine 90/075 zur Verfügung. Da Innendruckprüfungen und Proof-Tests bei 300 bar zu keinem Ausfall führten, wurde die Prooflast auf 500 und weiter auf 700 bar erhöht. Alle Kolben bestanden auch diese Proof-Tests. Die Kolben der Maschine 90/075 könnten damit auch bei 400 bar Betriebsdruck im Dauerlauf eingesetzt werden, aufgrund des unbekanntem Einflusses der dynamischen Anteile der Bauteilbelastung wird der Dauerbetriebsdruck jedoch auf 250 bar festgesetzt. Für die Erprobung der Kolben der A4VSO 40 bleibt es aus Vergleichbarkeitsgründen im Dauerlauf bei einem Betriebsdruck von 200 bar.

Wie bei den ZrO₂- und RBAO-Kolben überlebten alle Kolben die zwei Proof-Tests mit unterschiedlichem Vorzeichen des Torsionsmoments, so dass auch hier der Proof-Test zu keiner Schädigung der Kolben zu führen scheint, was wiederum anhand von Rissprüfungen bestätigt wurde. Die Ergebnisse zeigen, dass auch bei den Si₃N₄-Kolben auf eine Hartbearbeitung des Pleuhalses verzichtet werden kann. Die im Vergleich zu den Si₃N₄-Probekörpern hohe Festigkeit der Kolben (vgl. Bild 5.4) kann nicht ohne tiefgreifende Untersuchungen des Grünbearbeitungs-, Sinterprozesses sowie des Hartbearbeitungsprozesses der Probekörperstirnflächen beurteilt werden. Die höhere Festigkeit wurde jedoch an 25 as-fired-Si₃N₄-Kolben für den Maschinentyp 90/075 bestätigt.

Es zeigte sich eine geringe Erhöhung des Spiels zwischen Kolben und Gleitschuh durch eine Proofbelastung mit 700 bar von in der Regel 0,01 mm. Das Spiel wird durch weitere Proof-Tests nicht vergrößert, so dass von einem einmaligen Setzvorgang gesprochen werden kann.

6.6 Zusammenfassung

Zur Sicherstellung einer Mindestfestigkeit der keramischen Arbeitskolben wurde ein Proof-Test entwickelt, mit dem ungeschliffene und geschliffene Kolben vor dem Einbau in die Maschine mit den wesentlichen im Betrieb auftretenden Belastungsarten bei erhöhtem Belastungsniveau beaufschlagt werden können. Hierdurch werden Kolben mit einer ungenügenden Festigkeit vor dem Schleifen und vor dem Einsatz in der Maschine aussortiert. Durch das oberhalb der Betriebslast liegende Prooflastniveau wird eine Mindestlebensdauer der Bauteile sichergestellt. Die durchgeführten Proof-Tests bestätigen die Notwendigkeit der Absicherung der für die Kolben geforderten Festigkeit vor der Erprobung in Axialkolbenmaschinen.

Es zeigten sich von den Prognosen aus den Innendruckversuchen an Probekörpern abweichende Festigkeiten der Si_3N_4 - und der ZrO_2 -Kolben. Als Ursache für die unerwartet hohe Festigkeit der Si_3N_4 -Kolben wird ein Fertigungseinfluss vermutet. Die geringere Festigkeit der ZrO_2 -Kolben konnte auf bei der Grünbearbeitung in die Pulverpresskörper eingebrachte Risse zurückgeführt werden, die eine Schwächung der gesinterten Kolben zur Folge hatten. Dies zeigt deutlich die schwierige Grünbearbeitung von Pulverpresskörpern mit geringer Festigkeit. Durch eine Anpassung des Fertigungsverfahrens beim Hersteller wurden dem Werkstoffpotenzial von ZrO_2 entsprechende Bauteilfestigkeiten erreicht.

Die geringe Festigkeit von RBAO-Kolben mit aufgebördeltem Gleitschuh konnte auf eine Überlastung im industriellen Montageverfahren für den Gleitschuh zurückgeführt werden. Durch ein angepasstes Verfahren wurden die Gleitschuhe querkraftfrei auf die Kolben aufgebracht.

Die rd. 400 durchgeführten Proof-Tests zeigten weiter, dass Kolben, die den ersten Proof-Test bestehen, auch einen zweiten Proof-Test mit umgekehrtem Torsionsmoment überleben. Hieraus ist zu schließen, dass die überlebenden Kolben durch den Proof-Test nicht geschädigt werden. Diese Aussage wird durch vor und nach den Proof-Tests durchgeführte Rissprüfungen bestätigt.

Anhand der Kolben aus RBAO, ZrO_2 und Si_3N_4 wurde die Möglichkeit zur Einsparung von Herstellkosten durch Belassen des durch Zugspannungen beanspruchten Kolbenhalbes im potenziell festigkeitsmindernden as-fired-Zustand gezeigt. Als versagenskritisch erwies sich der Kolbenschaft. Die Hartbearbeitung kann daher auf die Kugel- und die Zylinderfläche beschränkt werden.

Die Festigkeit der Gleitschuhe wird bei Proof-Tests mit 700 bar nicht überschritten. Bei der ersten Belastung kommt es zu einem Setzvorgang, der zu einer Erhöhung des Spiels von Gleitschuh und Kugel von typischerweise 0,01 mm und maximal 0,03 mm führt. Eine Veränderung des Spiels in weiteren Proof-Tests wird nicht beobachtet.

Für die Erprobung stehen somit RBAO-, ZrO_2 - und Si_3N_4 -Kolben mit hoher Festigkeit

zur Verfügung. Der Betriebsdruck für die Dauererprobung der keramischen Kolben in der Maschine A4VSO 40 wird aus Vergleichbarkeitsgründen für alle Werkstoffe auf 200 bar festgelegt, bei dem mit allen Kolben eine theoretische Mindestlebensdauer von 5000 h erreicht wird. Eine Vergleichbarkeit zu den mit der Maschine 90/075 erzielten Versuchsergebnissen ist aufgrund der unterschiedlichen Betriebsarten im Dauerlauf nicht zu erreichen, so dass für die Maschine 90/075 der Betriebsdruck aufgrund der hohen Festigkeit des Werkstoffs Si_3N_4 höher gewählt und auf 250 bar festgelegt werden kann. Ein höherer Dauerdruck soll aufgrund des unbekanntes Einflusses der dynamischen Belastung auf die Festigkeit nicht angewandt werden. Kurzzeitig können die Kolben jedoch mit einem höheren Druck als dem Dauerdruck belastet werden, so dass als Maximaldruck für die Aufzeichnung der Kennfelder für die Maschine A4VSO 40 250 bar und für die Maschine 90/075 300 bar festgelegt wird.

Kapitel 7

Bauteilerprobung

7.1 Versuchsplan

Mit einer Erprobung der keramischen Kolben und Buchsen in Axialkolbenmaschinen werden die Festigkeit der keramischen Bauteile in der Anwendung überprüft und die Auswirkungen der von Stahl und Messing abweichenden Werkstoffeigenschaften auf den Bauteilverschleiß und die Maschinenwirkungsgrade untersucht. Dies erfordert die Verwendung von Bauteilen, deren Geometrie mit denen der Serienbauteile identisch ist, um eine Überlagerung der Ergebnisse mit Einflüssen durch geometrische Veränderungen auszuschließen. Dementsprechend wurden die keramischen Kolben mit Seriengeometrie gefertigt, so dass auch serienmäßige Gleitschuhe und Zylinderblöcke verwendet werden konnten. In einem Stichversuch wurde die Möglichkeit der Variation des Lagerspiels zwischen Kolben und Buchse genutzt, um zu ermitteln, inwieweit die von Stahl und Messing abweichenden elastischen und thermischen Eigenschaften, d.h. Wärmedehnung und Wärmeleitfähigkeit, der keramischen Werkstoffe ein Abweichen vom serienmäßigen Lagerspiel sinnvoll machen.

Die Versuche gliedern sich nach Bild 7.1 in auf einem Schwungradprüfstand durchgeführte Langzeitversuche mit der Maschine 90/075 zur Ermittlung des Verschleißverhaltens der keramischen Komponenten und in parallel laufende Untersuchungen mit der Maschine A4VSO 40 auf einem Verspannungsprüfstand, in denen die Auswirkung unterschiedlicher Werkstoffkombinationen und Lagerspiele auf die Wirkungsgrade und das Einlaufverhalten der mit keramischen Arbeitskolben und Laufbuchsen ausgerüsteten Axialkolbenmaschinen bestimmt wurde.

7.1.1 Maschine A4VSO 40

Die Ermittlung der Kennfelder und die Untersuchung des Einlaufverhaltens von keramischen Arbeitskolben und Laufbuchsen bei unterschiedlichen Werkstoffkombinationen

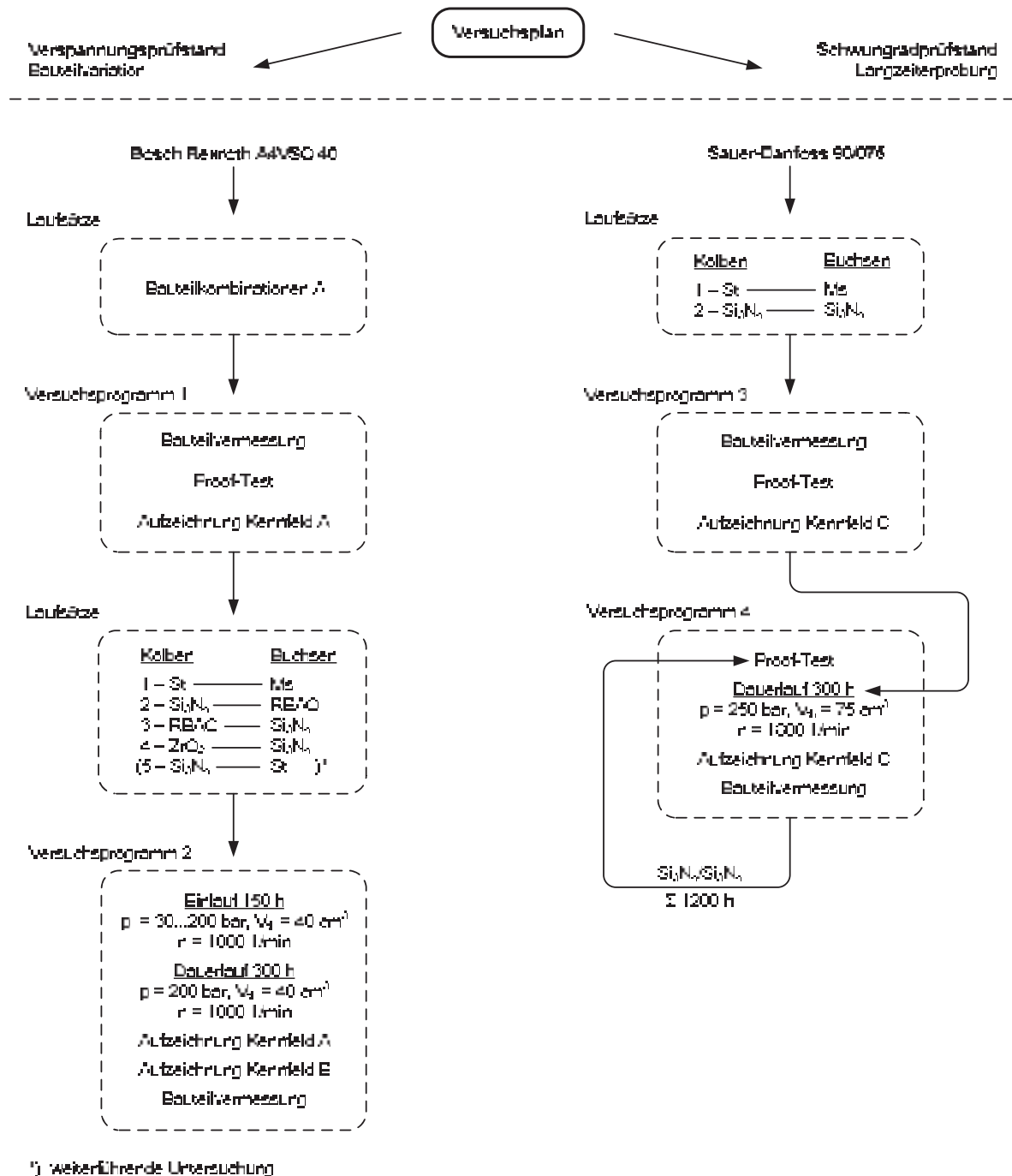


Bild 7.1: Versuchsplan für die Erprobung der keramischen Komponenten.

Buchsen	Kolben				
	Variation Werkstoffe		Variation Lagerspiel		
	Si ₃ N ₄	RBAO	ZrO ₂ /d ₁	ZrO ₂ /d ₂	ZrO ₂ /d ₃
Si ₃ N ₄	1,9 ‰	1,8 ‰	1,7 ‰	1,2 ‰	0,7 ‰
RBAO	1,5 ‰	1,4 ‰	-	-	-

Tabelle 7.1: A4VSO 40, Bauteilkombinationen A und relative Lagerspiele.

Betriebsgröße	Einheit	Kennfeld A	Kennfeld B	Einlauf	Dauerlauf
Drehzahl	1/min	500...(500)...2000	500...(250)...2500	1000	1000
Hochdruck	bar	50...150 (5 bar/s)	50...250 (5 bar/s)	30...200 (150 h)	200 (300 h)
Hubvolumen	cm ³	20/40	20/40	40	40
Saugdruck, abs.	bar	0,9...1	0,9...1	0,9...1	0,9...1
Hydrauliköl	-	Shell Tellus 46	Shell Tellus 46	Shell Tellus 46	Shell Tellus 46
Öltemperatur ^a	°C	50 ± 2	50 ± 2	50 ± 4	50 ± 4

^a am Sauganschluss

Tabelle 7.2: Betriebsgrößen der Versuchsmaschine A4VSO 40.

nen und Lagerspielen wurde an den Axialkolbenpumpen A4VSO 40 im offenen Kreislauf durchgeführt. Die Untersuchungen begannen mit den in Tabelle 7.1 aufgeführten Bauteilkombinationen A mit einem als Versuchsprogramm 1 bezeichneten Block bestehend aus Bauteilvermessung, Proof-Test und der Aufzeichnung von Kennfeldern A nach Tabelle 7.2 für theoretische Hubvolumina von 20 und 40 cm³ entsprechend 50 % und 100 % Ausschwenkung der Maschine. Das relative Lagerspiel beträgt bei Serienmaschinen $\psi \approx 2,0 ‰$, für die Versuchsmaschinen ergeben sich aufgrund der Toleranzen der keramischen Bauteile abweichende Maße, die ebenfalls in Tabelle 7.1 festgehalten sind. Nicht in die Tabelle aufgenommen wurde ein Versuch mit ZrO₂-Buchsen und ZrO₂-Kolben, bei dem es zu einer Beschädigung der Bauteile durch die im Stand der Technik auf S. 16 beschriebene und auch von FRIES [55] bei der Erprobung von keramischen Kolben und Zylindern für Verbrennungsmotoren beobachteten thermisch induzierten Phasenumwandlung des Gefüges kam.

Mit dem Kennfeld A werden die Auswirkungen der Werkstoffkombination und des Lagerspiels auf das Betriebsverhalten der Maschinen mit nicht eingelaufenen Kolben und Buchsen beschrieben¹. Aufgrund der nicht eingelaufenen Komponenten ist das Kennfeld A im Druck auf 150 bar und in der Drehzahl auf 2000 min⁻¹ begrenzt. Eine Betrachtung ausgewählter Kombinationen mit eingelaufenen Bauteilen in Bereichen hoher Betriebslasten wird mit den Kennfeldern B ermöglicht.

Die Aufzeichnung der Kennfelder A erfolgt bei konstanter Drehzahl unter kontinuierlicher Anhebung des Betriebsdrucks mit einer Druckanstiegsrate von 5 bar/s. Hierdurch ist eine zügige und reproduzierbare Durchführung der zahlreichen Messungen und, auf-

¹Die Zylinderblöcke mit RBAO- und Si₃N₄-Buchsen sowie ein Teil der Si₃N₄-Kolben wurden im Vorwege der Untersuchungen bei dem Unternehmen Bosch Rexroth in einer Axialkolbenmaschine betrieben. Weil an diesen Bauteilen kein Verschleiß nachzuweisen war, werden diese als nicht eingelaufen behandelt.

grund der hohen Zahl an vermessenen Betriebspunkten, die Erstellung hochauflösender Kennfelder möglich. Ausführungen zur Festlegung der Druckanstiegsrate und zu thermischen Einflüssen bei der Wirkungsgradbestimmung enthält Anhang D. Als Prototypträger wurde eine eingelaufene Axialkolbenmaschine verwendet, in die die Laufsätze eingebaut wurden. Auf diese Weise wurde eine Beeinflussung der Messergebnisse durch Einlaufvorgänge im Bereich der Maschinenlager (Wellenlager) und Dichtungen weitestgehend ausgeschlossen. Bei jedem Umbau wurde eine neue Gleitscheibe eingesetzt, die Ventilplatte wurde wiederverwendet².

An die Kennfeldaufzeichnung schließt sich mit ausgewählten Laufsätzen ein Versuchsprogramm 2 an, in dem die Maschinen in einem Einlaufprogramm über 150 h bei der konstanten Drehzahl von 1000 min^{-1} mit steigendem Druck belastet und nach Erreichen des in Abschnitt 6.3 festgelegten Soll-drucks von 200 bar über einen Zeitraum von 300 h im Dauerlauf betrieben werden, s. Tabelle 7.2. Um einen Einfluss der Werkstoffe von Kolben und Buchse auf den Betrieb bei Mischreibung zu ermöglichen, wurde für die Tests eine – gemessen an der Nenndrehzahl der Maschine – niedrige Drehzahl von 1000 min^{-1} gewählt. Im Anschluss an die Dauerläufe wurden Kennfelder A sowie Kennfelder B mit einem maximalen Druck von 250 bar und einer maximalen Drehzahl von 2500 min^{-1} (Tab. 7.2) aufgezeichnet und die Bauteile vermessen.

Die Betriebstemperatur wurde in Abstimmung mit dem Maschinenhersteller für alle Versuche auf 50°C und als Hydrauliköl das Mineralöl Shell Tellus 46 festgelegt, was eine Vergleichbarkeit der Messwerte gewährleistet. Die kinematische Viskosität des Öls beträgt $30 \text{ mm}^2/\text{s}$ bei 50°C .

Aufgrund zahlreicher Literaturstellen, in denen von positiven Reibungs- und Verschleißigenschaften von Keramik-Metall-Paarungen unter Ölschmierung berichtet wird [14, 58, 59, 60], wurden über die Aufgabenstellung der Arbeit hinausgehende Untersuchungen mit Keramik-Metall-Paarungen für die Arbeitskolben und Laufbuchsen der Maschine A4VSO 40 durchgeführt. Die Ergebnisse sind im Anhang C.1 wiedergegeben.

7.1.2 Maschine 90/075

Die Langzeiterprobung von keramischen Bauteilen in der Maschine 90/075 wurde mit einem Laufsatz mit Si_3N_4 -Kolben und Si_3N_4 -Buchsen auf einem Schwungradprüfstand durchgeführt. Auf diesem Prüfstand wird die Versuchsmaschine periodisch als Motor und als Pumpe betrieben und durchläuft dabei unter vollem Drehmoment die Drehzahl Null, was eine besondere tribologische Herausforderung an die Gleitpaarung Kolben-Buchse darstellt.

²Aufgrund der von Herstellern fluidtechnischer Maschinen angegebenen Exemplarstreuungen der Wirkungsgrade in Serienprüfungen kann ausgeschlossen werden, dass die ermittelten Charakteristika der unterschiedlichen Bauteilkombinationen auf Toleranzen der mit den Versuchen ausgetauschten Serienbauteile, d.h. Gleitscheibe, Gleitschuhe, Steuerspiegel des Zylinderblocks, zurückzuführen sind.

Betriebsgröße	Kennfeld C	Dauerlauf
Drehzahl	500...(500)...2000 min ⁻¹	–1800 . . . 1800 min ⁻¹
Hochdruck	100...(50)...300 bar	250 bar Nenndruck
Niederdruck	20 ± 1 bar	20 ± 1 bar
Hubvolumen	75 cm ³	75 cm ³
Zyklusdauer	-	ca. 60 s
Hydrauliköl	Shell Tellus 68	Shell Tellus 68
Öltemperatur ^a	80 ± 2 °C	80 ± 5 °C

^aam Maschinenanschluss

Tabelle 7.3: Betriebsgrößen der Versuchsmaschine 90/075.

In einem mit Versuchsprogramm 3 bezeichneten Block wurden zu Beginn der Untersuchungen die keramischen Bauteile und die Referenzbauteile einer Serienmaschine vermessen³. Das relative Lagerspiel der keramischen Kolben und Buchsen von 1,7‰ entspricht dem der Serienbauteile. Die keramischen Kolben wurden geprooft und mit beiden Maschinen wurden im Motorbetrieb Kennfelder C aufgezeichnet. Anders als beim Vorgehen bei der Maschine A4VSO 40 werden bei der Kennfeldaufzeichnung auf dem Verspannungsprüfstand Einzelmesspunkte angefahren, siehe Tabelle 7.3.

Wie bei der Maschine A4VSO 40 wurde als Prototypträger eine eingelaufene Axialkolbenmaschine verwendet, bei der die Laufsätze für die Versuche jeweils ausgetauscht wurden. Auf diese Weise wurde eine Beeinflussung der Messergebnisse durch Einlaufvorgänge im Bereich der Maschinenlager und Dichtungen weitestgehend ausgeschlossen.

Es schließt sich ein als Versuchsprogramm 4 bezeichneter Block an, in dem Proof-Tests und ein Dauerlauf über 300 h durchgeführt, erneut Kennfelder C im Motorbetrieb aufgezeichnet und die Maschinen vermessen wurden. Mit dem Si₃N₄-Laufsatz wurde das Versuchsprogramm 4 dreimal wiederholt und so insgesamt eine Versuchsdauer von 1200 h erreicht. Auf ein Einlaufprogramm wurde wegen der bekannten Verträglichkeit von Si₃N₄ in Selbstpaarung verzichtet.

Die Betriebstemperatur wurde auf 80°C und als Hydrauliköl das Mineralöl Shell Tellus 68 festgelegt, was üblichen Vorgaben des Maschinenherstellers entspricht und eine Vergleichbarkeit der Messwerte gewährleistet. Die kinematische Viskosität des Öls beträgt 15 mm²/s bei 80 °C.

³Die keramischen Bauteile wurden im Vorwege der Untersuchungen bei dem Unternehmen Sauer-Danfoss in einer Axialkolbenmaschine betrieben. Weil an diesen Bauteilen kein Verschleiß nachzuweisen war, werden diese als nicht eingelaufen behandelt.

7.2 Versuchseinrichtungen

7.2.1 Verspannungsprüfstand

7.2.1.1 Prüfstandsbeschreibung

Für die Erprobung der Maschinen A4VSO 40 mit keramischen Bauteilen wurde ein Verspannungsprüfstand (Bild 7.2) aufgebaut, mit dem Maschinenkennfelder aufgezeichnet und Dauerläufe zur Beurteilung des Einlauf- und Verschleißverhaltens der Maschinen durchgeführt werden können.

Bild 7.3 zeigt den Schaltplan des Verspannungsprüfstands. Ein Elektromotor (10) treibt über einen Antriebsstrang mit Drehzahl- (9) und Drehmomentaufnehmer (19) die Versuchsmaschine (3) an. Eine Überlastkupplung (18) sichert dabei die Versuchsmaschine und den Antriebsstrang gegen hohe Drehmomente für den Fall eines Blockierens der Versuchsmaschine ab. Die Maschine arbeitet im offenen Kreislauf und nimmt über einen Filter (16) Hydrauliköl aus einem Tank (13) auf, fördert dieses zur Absicherung des Kreislaufs gegen Keramikpartikel über einen Hochdruck-Feinfilter (6) und einen Zahn-

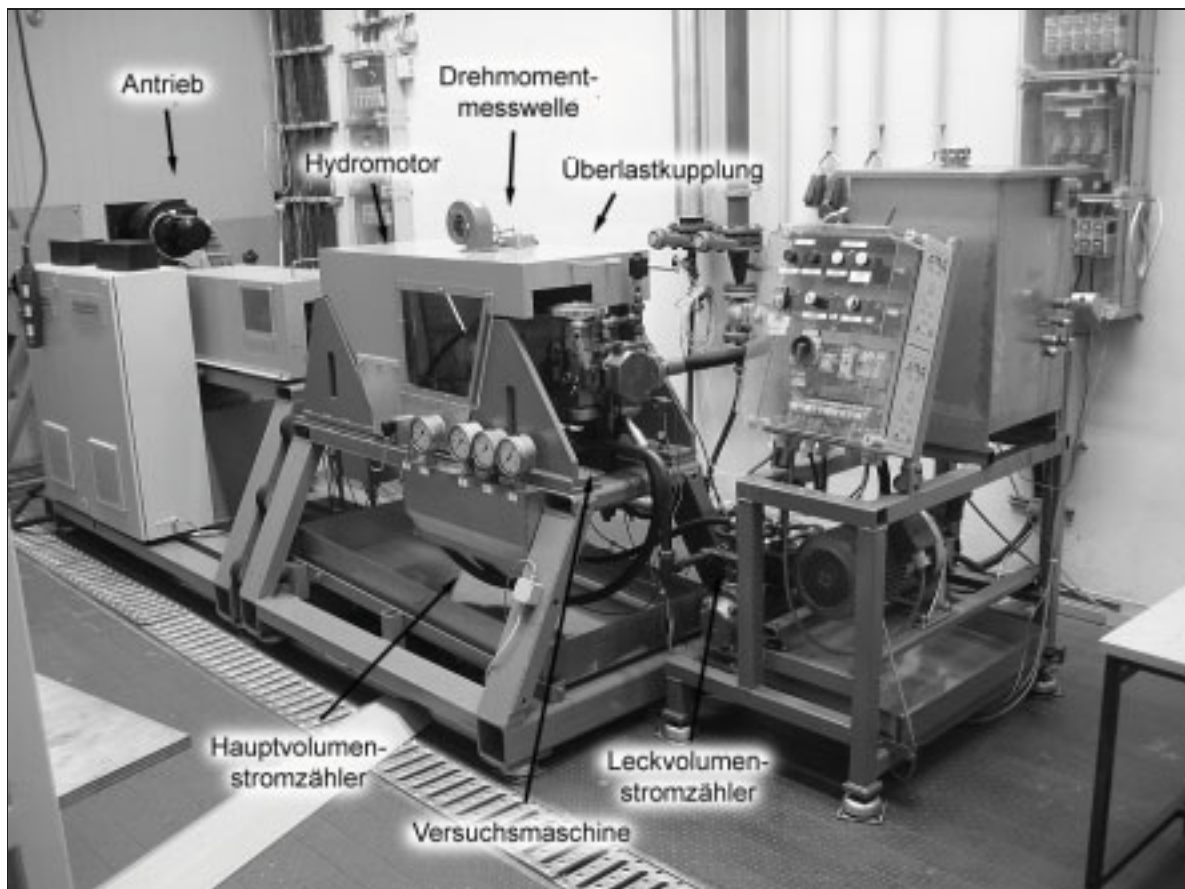


Bild 7.2: Verspannungsprüfstand.

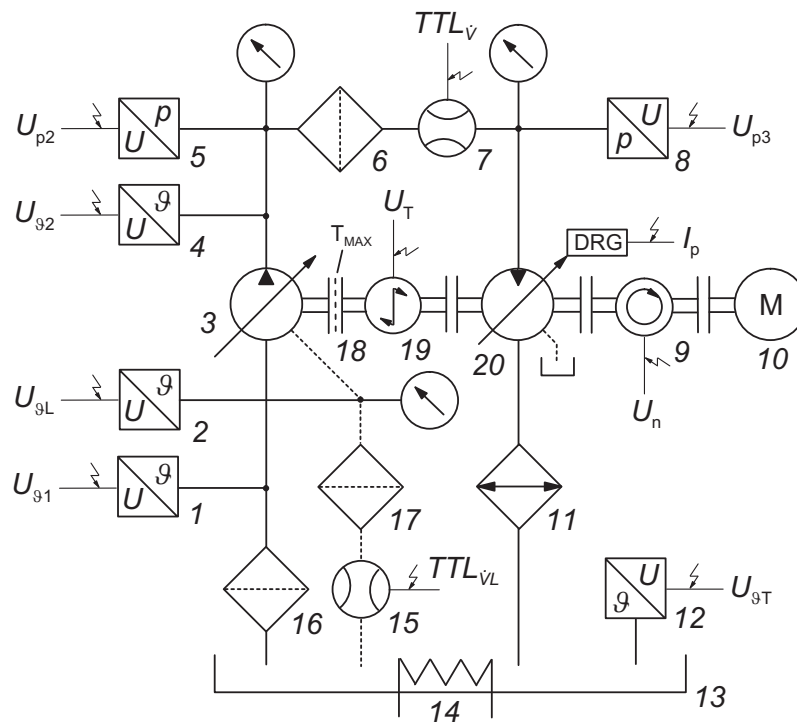


Bild 7.3: Schaltplan des Verspannungsprüfstands.

raddurchflussmesser (7) zu einem Hydraulikmotor (20), der die hydraulische in mechanische Energie umwandelt und in den Antriebsstrang zurückkoppelt, so dass durch den Elektromotor nur die Verlustenergie einzubringen ist. Ein Mess-PC regelt über ein proportional-Druckbegrenzungsventil und einen Druckregler am Hydraulikmotor den Systemdruck. Der Leckvolumenstrom der Versuchsmaschine wird über einen Filter (17) auf ggf. auftretende Keramikpartikel gefiltert und über einen Zahnraddurchflussmesser (15) in den Tank geleitet.

Im Dauerlauf überwacht eine SPS den Prüfstand auf Maximaldruck, Tanktemperatur, Ölniveau und die Zustände der Überlastkupplung und des Mess-PCs. Der PC erfasst und überwacht die im Schaltplan eingetragenen Messstellen und schaltet bei Verlassen von vorgegebenen Messwertbereichen den Prüfstand über die SPS ab. Tabelle E.2 enthält die technischen Daten wesentlicher Prüfstandskomponenten.

7.2.1.2 Wirkungsgradberechnung

Aus den Messdaten der Kennfeldaufzeichnung wird mit dem theoretischen Hubvolumen V_{th} , der Druckdifferenz $\Delta p \approx p_2$ (wg. $0,9 \text{ bar} \leq p_1 \leq 1 \text{ bar}$, absolut) und dem Antriebsmoment T der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad der Axialkolbenpumpe nach der

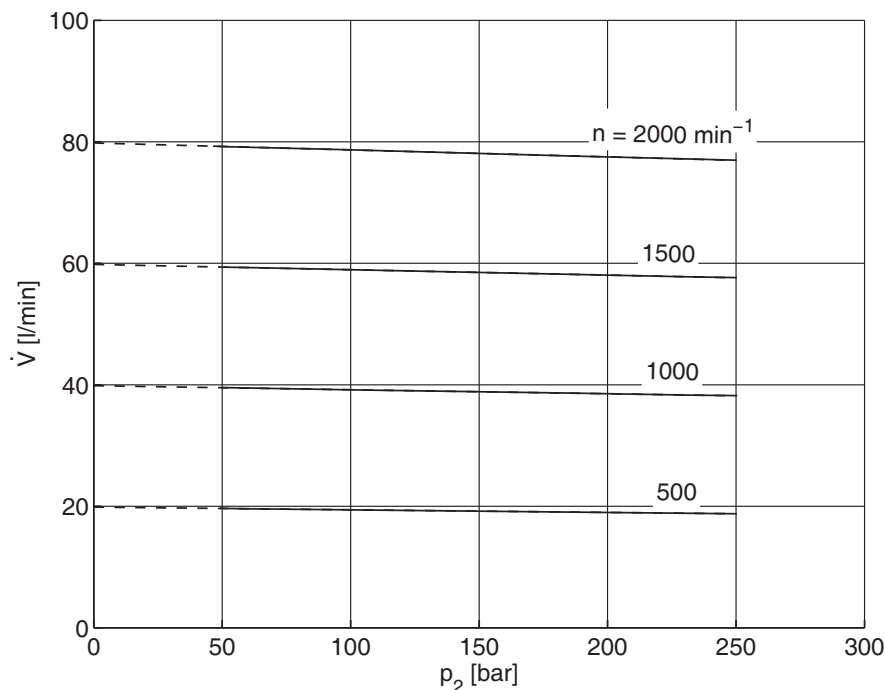


Bild 7.4: Serienmaschine A4VSO 40, gemessene Volumenströme in Abhängigkeit vom Betriebsdruck und Extrapolation nach $p_2 = 0$ bar.

Beziehung

$$\eta_{hm} = \frac{V_{th} p_2}{2\pi T} \quad (7.1)$$

berechnet. Für den volumetrischen Wirkungsgrad gilt mit der Maschinendrehzahl n und dem geförderten Volumenstrom \dot{V}_2

$$\eta_{vol} = \left(1 + \frac{p_2}{2B}\right) \frac{\dot{V}_2}{V_{th} n} \quad (7.2)$$

Die Beziehung berücksichtigt die Messung des Volumenstroms \dot{V}_2 im Hochdruckbereich des Hydrauliksystems, indem der Volumenstrom mit dem Kompressionsmodul $B \approx 1,8 \cdot 10^4$ bar (HLP46, 100 bar, 50 °C) [54] auf Atmosphärendruck umgerechnet wird⁴. Der Gesamtwirkungsgrad beträgt

$$\eta_{ges} = \eta_{vol} \cdot \eta_{hm} \quad (7.3)$$

⁴Die von der Pumpe am Hydrauliköl verrichtete Kompressionsarbeit wird im Hydromotor nicht genutzt, so dass sie zu einem Verlust im hydraulischen System wird. Dieser Verlust ist daher nicht der Pumpe zuzurechnen. Würde die Kompressionsarbeit der Pumpe bei der Berechnung der Wirkungsgrade nicht herausgerechnet, führte dies zu einem Fehler im volumetrischen Wirkungsgrad von $\approx 0,6\%$ bei 200 bar Betriebsdruck. Bei niedrigeren Drücken ist der Einfluss entsprechend geringer. Die Änderung des Kompressionsmoduls mit Druck und Temperatur des Fluids kann wegen dieses geringen Einflusses der Kompressibilität auf den berechneten volumetrischen Wirkungsgrad hier vernachlässigt werden.

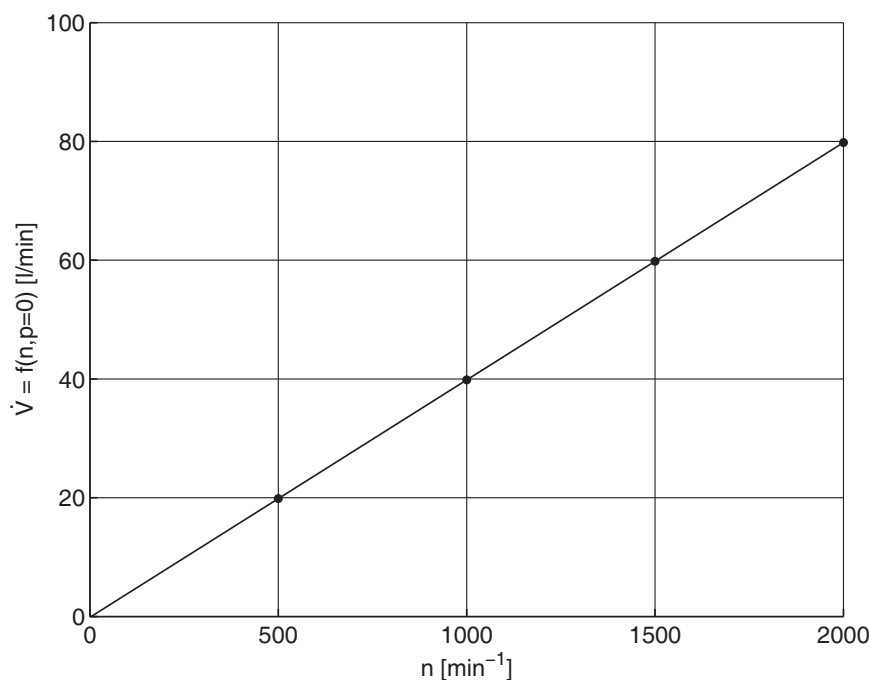


Bild 7.5: Serienmaschine A4VSO 40, Volumenstrom in Abhängigkeit von der Drehzahl bei $p_2 = 0$ bar (Atmosphärendruck).

Das theoretische Hubvolumen wird nach dem von TOET vorgeschlagenen Verfahren aus der Steigung des linearen Zusammenhangs von Volumenstrom und Drehzahl für eine Druckdifferenz $\Delta p = 0$ bestimmt [56]. Hierzu werden die bei konstanten Drehzahlen n_i aufgezeichneten Verläufe $\dot{V}_i = f(p)|_{n_i}$ nach $\Delta p = 0$ extrapoliert, s. Bild 7.4. Das theoretische Hubvolumen berechnet sich dann als Ableitung $d\dot{V}/dn$ des erhaltenen Zusammenhangs $\dot{V} = f(n)|_{p=0}$, s. Bild 7.5. Die Auswertung wurde nach jedem Umbau des Triebwerks und jeder Schwenkwinkelverstellung erneut durchgeführt.

Für die Zusammenhänge $\dot{V}_i = f(p)|_{n_i}$ und $\dot{V} = f(n)|_{p=0}$ ergeben sich bei den Messungen in Übereinstimmung mit TOET lineare Zusammenhänge. Weiter zeigt sich $\dot{V}(p = 0, n = 0) = 0$, d.h. der Leckvolumenstrom wird zuverlässig herausgerechnet. In das theoretische Hubvolumen gehen damit ausschließlich das geometrische Hubvolumen und der Schleppanteil ein. Hiermit kann eine Aufteilung des Gesamtwirkungsgrads in einen volumetrischen und einen hydraulisch-mechanischen Anteil erfolgen.

In Anhang A.1 werden die Auswirkungen von Messfehlern der Messtechnik des Verspannungsprüfstands auf die Wirkungsgradberechnung bestimmt. Es zeigt sich, dass es durch Fehlerfortpflanzung trotz kalibrierter Messaufnehmer zu einem Maximalfehler des Gesamtwirkungsgrads von mehreren Prozent kommen kann. Einzelne Messfehler können sich jedoch kompensieren, was zu einem geringeren Gesamtfehler führt. Der Gesamtfehler wird im Folgenden über eine Eliminierung des systematischen Fehlers durch die Angabe von bezogenen Wirkungsgraden verringert.

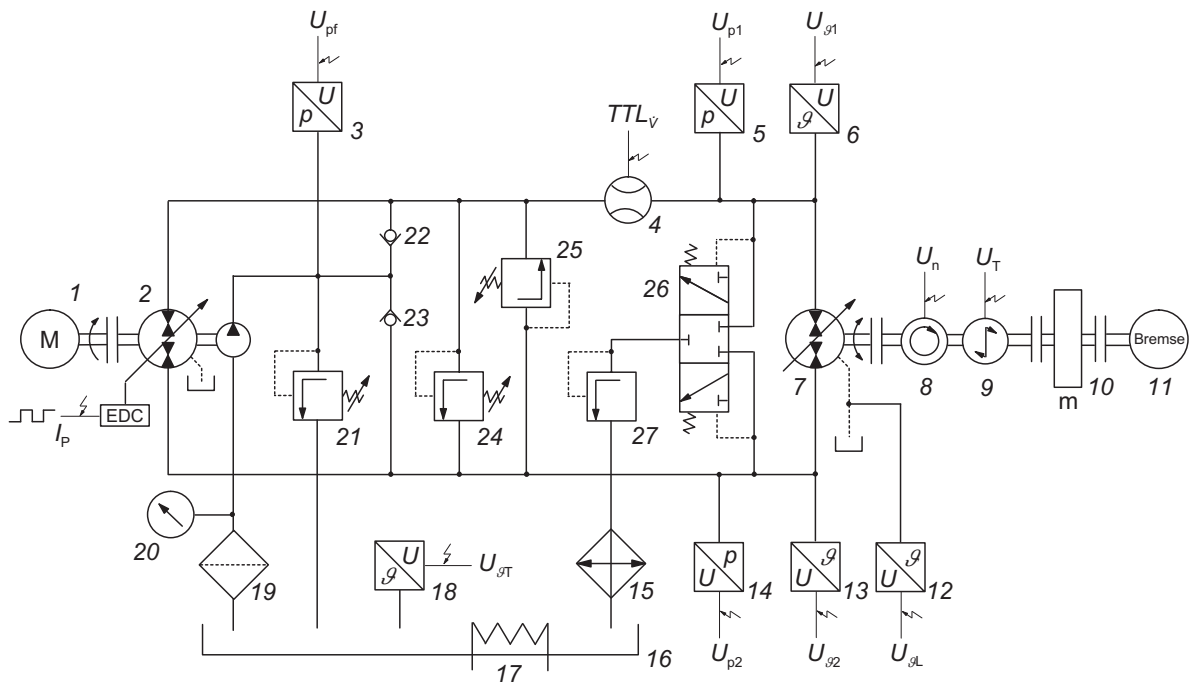


Bild 7.6: Schaltplan des Schwungradprüfstands.

7.2.2 Schwungradprüfstand

7.2.2.1 Prüfstandsbeschreibung

Auf dem in Bild 7.7 gezeigten Schwungradprüfstand wurde die mit Si_3N_4 -Komponenten ausgestattete Axialkolbenmaschine Sauer-Danfoss 90/075 langzeiterprobt. Bild 7.6 zeigt den Schaltplan des Schwungradprüfstands, in dem zwei Verdrängermaschinen im geschlossenen Kreislauf betrieben werden: Ein Elektromotor (1) treibt eine Axialkolbenpumpe (2) mit elektrohydraulischer Schwenkwinkelverstellung (EDC) und Nullhub-Druckregler an, die Hydrauliköl zu der als Motor arbeitenden Versuchsmaschine (7) mit konstant eingestelltem Hubvolumen führt. Die Versuchsmaschine treibt ein Schwungrad (10) bis zum Erreichen einer vorgegebenen maximalen Drehzahl an. Nach Erreichen der Drehzahl wird der Energiefluss umgekehrt und das Schwungrad treibt die Versuchsmaschine an, die zur Pumpe wird. Die hydraulische Leistung wird über die elektromotorseitige Verdrängermaschine in den Elektromotor eingekoppelt und in das Stromnetz zurückgegeben, so dass nur die Verluste als elektrische Energie in das System eingespeist werden müssen. Die Verlustleistung wird i.W. in Form von Wärme über einen Ölkühler (15) an die Umgebung abgeführt. Es ergibt sich der in Bild 7.8 dargestellte Lastzyklus, bei dem die Versuchsmaschine periodisch als Motor und als Pumpe unter Durchlaufen des Drehzahlnullpunkts betrieben wird. Die Drehrichtung der schwunghmassenseitigen Versuchsmaschine ändert während eines Zyklus ihr Vorzeichen, in der Abbildung ist der Betrag der Drehzahl dargestellt.



Bild 7.7: Schwungradprüfstand.

Zur Bestimmung der hydraulisch-mechanischen und volumetrischen Wirkungsgrade können mit einer hydraulischen Bremse (11) stationäre Betriebszustände gefahren und Drücke, Drehmomente und Hauptvolumenströme mit Drucksensoren (5) und (14), einer Drehmomentmesswelle (9) und einem Hauptvolumenstromzähler (4) gemessen werden. Die Aufzeichnung der Daten erfolgt mit einem PC mit Messkarte.

Im Dauerlauf werden sicherheitsrelevante Betriebsgrößen des Prüfstands wie der Betriebsdruck, Tanktemperatur, Tankniveau, Lagertemperaturen etc. durch eine SPS überwacht. In Tabelle E.3 sind die technischen Daten wesentlicher Prüfstandskomponenten aufgeführt.

7.2.2.2 Wirkungsgradberechnung

Die Bestimmung des für die Wirkungsgradberechnung erforderlichen theoretischen Hubvolumens erfolgt analog dem Vorgehen bei der Maschine A4VSO 40. Der volumetrische Wirkungsgrad des Hydromotors berechnet sich dann mit dem in die Maschine eintretenden Volumenstrom \dot{V}_1 nach

$$\eta_{vol} = \frac{nV_{th}}{\dot{V}_1} \quad (7.4)$$

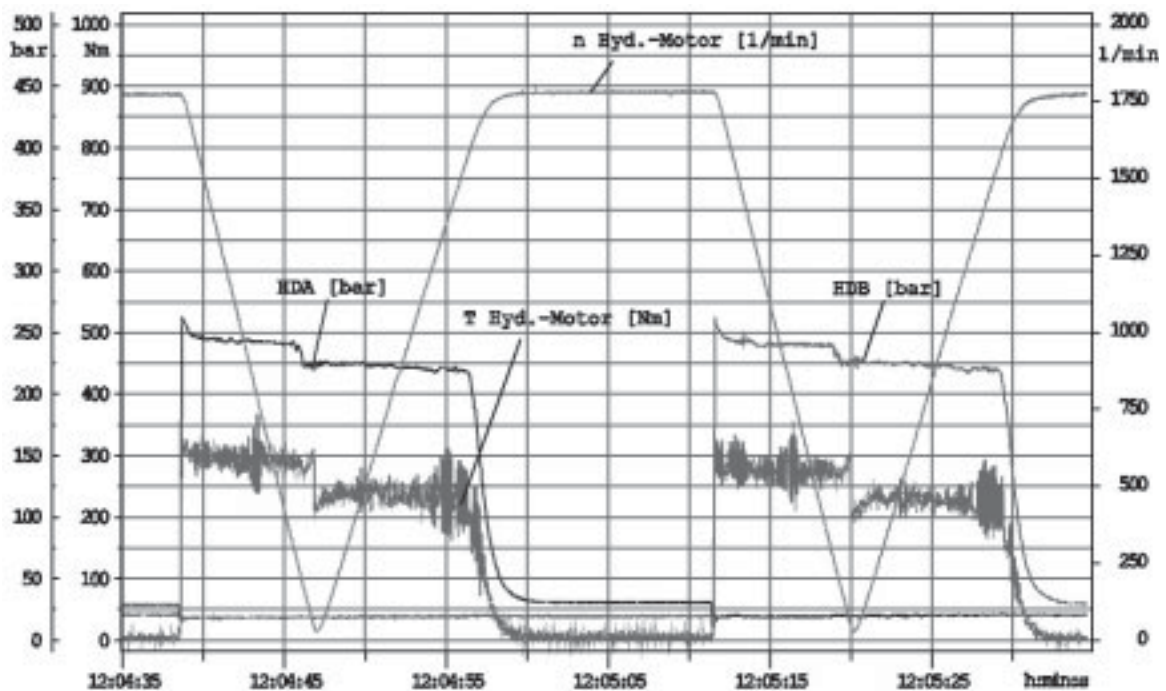


Bild 7.8: Lastzyklus der Versuchsmaschine auf dem Schwungradprüfstand.

Für den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad gilt

$$\eta_{hm} = \frac{2\pi T}{V_{th}\Delta p} \quad (7.5)$$

Der Gesamtwirkungsgrad ist damit

$$\eta_{ges} = \eta_{vol} \cdot \eta_{hm} \quad (7.6)$$

In Anhang A.2 werden die Auswirkungen von Messfehlern der Messtechnik des Schwungradprüfstands auf die Wirkungsgradberechnung bestimmt. Wie auch beim Verspannungsprüfstand kann es durch Fehlerfortpflanzung zu einem Maximalfehler des Gesamtwirkungsgrads von mehreren Prozent kommen. Einzelne Messfehler können sich jedoch kompensieren und zu einem geringeren Gesamtfehler führen. Der Gesamtfehler wird auch hier im Folgenden über eine Eliminierung des systematischen Fehlers durch die Angabe von bezogenen Wirkungsgraden verringert.

7.3 Versuchsergebnisse

Die Ergebnisse der Wirkungsgradmessungen werden in den folgenden Abschnitten in Form von auf eine Referenzmaschine bezogenen volumetrischen, hydraulisch-mechanischen und Gesamtwirkungsgraden als Funktion des Betriebsdrucks und der

Drehzahl angegeben. Die Referenzmaschine wird zu jedem Diagramm angegeben. Weiter enthalten die Diagramme Angaben zum theoretischen Hubvolumen und zum relativen Lagerspiel von Kolben und Buchsen sowie die Standardabweichungen.

Die Ergebnisse der Wirkungsgradmessungen mit der Maschine A4VSO 40 werden für das theoretische Hubvolumen von 40 cm^3 angegeben, die für $V_{th} = 20 \text{ cm}^3$ bestimmten Wirkungsgrade liegen auf einem niedrigeren Niveau und liefern keine zusätzlichen Erkenntnisse.

7.3.1 Variation der Werkstoffe

Die Bilder 7.9 bis 7.12 zeigen am Beispiel von Kolben und Buchsen aus RBAO und Si_3N_4 die volumetrischen, hydraulisch-mechanischen und Gesamtwirkungsgrade der Axialkolbenmaschine A4VSO40 mit nicht eingelaufenen Kolben und Buchsen im Vergleich zu nicht eingelaufenen Serienbauteilen. Es ist zu erkennen, dass die keramischen Triebwerke vergleichbare volumetrische Wirkungsgrade aufweisen und die hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrade bei geringen Drücken geringfügig unter und bei höheren Betriebsdrücken geringfügig über den Wirkungsgraden der Serienmaschine liegen. Als Ursache hierfür kommt die hohe Steifigkeit der keramischen Bauteile in Betracht, die im Vergleich zu den metallischen Bauteilen zu höheren Flächenpressungen im Kontakt von Kolben und Buchse und somit zu erhöhter Mischreibung führt. Mit zunehmendem Betriebsdruck nimmt auch der Mischreibungsanteil bei den metallischen Bauteilen zu. Aufgrund der günstigeren Reibungseigenschaften der keramischen Bauteile steigen die Reibungsverluste bei diesen geringer als bei den metallischen Bauteilen an, so dass sich die Verhältnisse umkehren und für die keramischen Bauteile einen Wirkungsgradvorteil entsteht. Diese Interpretation der Ergebnisse wird durch die Versuche zum Einlaufverhalten gestützt, s. Abschnitt 7.3.3. Ein charakteristischer Unterschied zwischen den keramischen Werkstoffkombinationen ist nicht auszumachen.

7.3.2 Variation des Lagerspiels

Zur Untersuchung der potentiellen Vorteile einer Verringerung des Spalts zwischen Kolben und Buchse, wie geringerer Leckage und einem verbesserten hydrodynamischen Druckaufbau zwischen dem querkraftbeaufschlagten Kolben und der Buchse, wurde das Lagerspiel eines Triebwerks mit ZrO_2 -Kolben und Si_3N_4 -Buchsen in 3 Stufen variiert. Bilder 7.13 und 7.14 zeigen die bezogenen volumetrischen, hydraulisch-mechanischen und Gesamtwirkungsgrade der Axialkolbenmaschine mit nicht eingelaufenen ZrO_2 -Kolben und Si_3N_4 -Buchsen für die unterschiedlichen Lagerspiele. In Bild 7.13 sind die mit einem relativen Lagerspiel von $\psi = 1,2 \text{ ‰}$ gemessenen Wirkungsgrade bezogen auf die Wirkungsgrade einer Maschine mit $\psi = 1,7 \text{ ‰}$ aufgetragen. Bis auf einen geringfügig höheren hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad bei niedrigen Drehzahlen sind keine

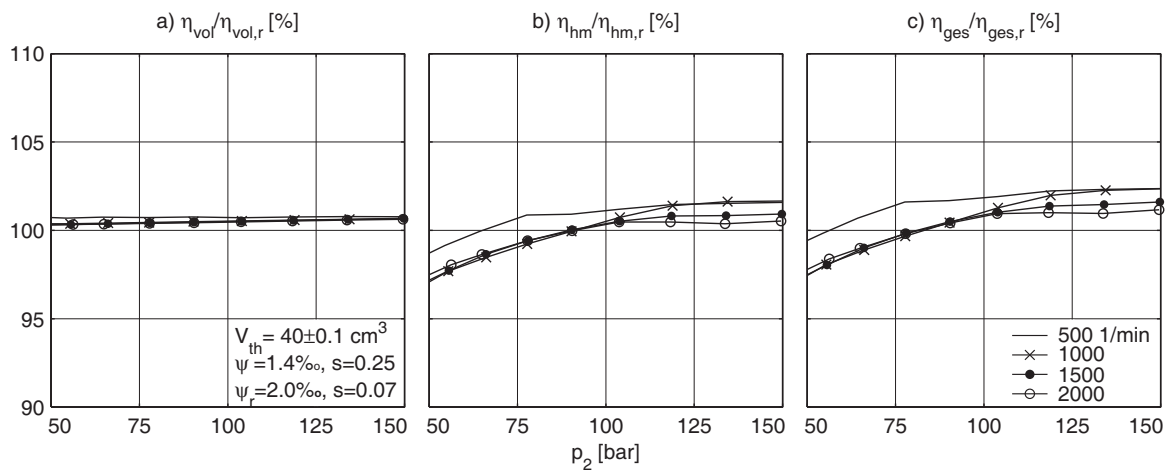


Bild 7.9: Maschine A4VSO 40, volumetrischer, hydraulisch-mechanischer und Gesamtwirkungsgrad mit nicht eingelaufenen RBAO-Kolben und RBAO-Buchsen bezogen auf die Wirkungsgrade mit nicht eingelaufenen Serienbauteilen.

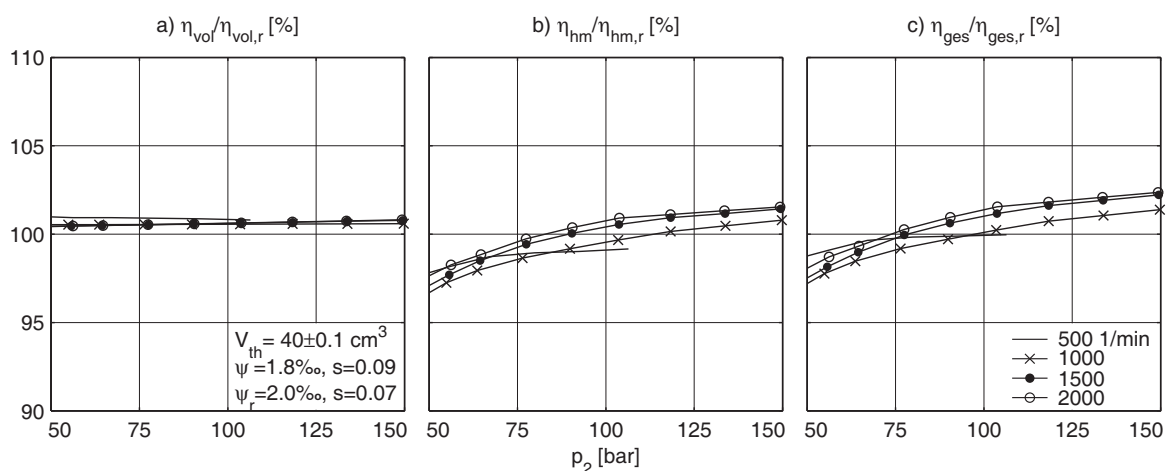


Bild 7.10: Maschine A4VSO 40, volumetrischer, hydraulisch-mechanischer und Gesamtwirkungsgrad mit nicht eingelaufenen RBAO-Kolben und Si_3N_4 -Buchsen bezogen auf die Wirkungsgrade mit nicht eingelaufenen Serienbauteilen.

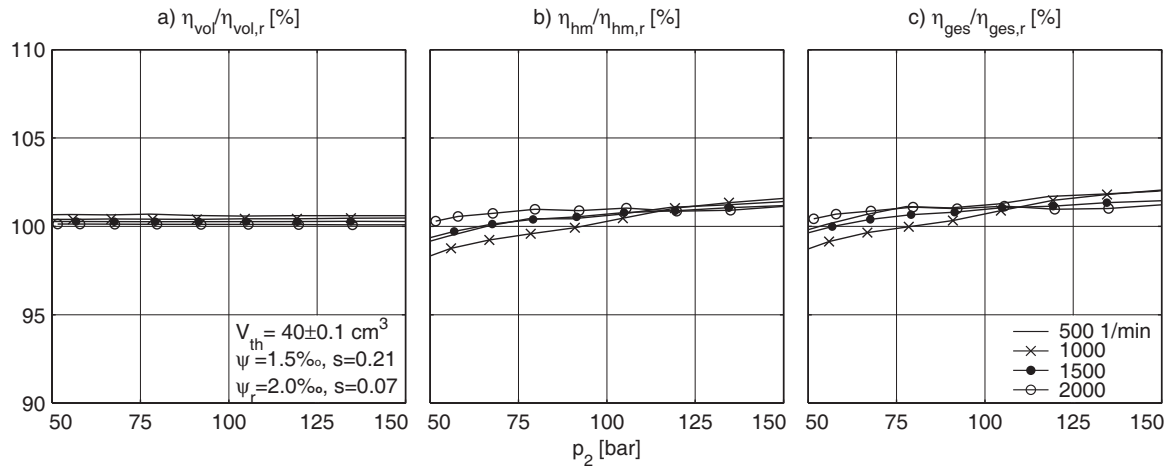


Bild 7.11: Maschine A4VSO 40, volumetrischer, hydraulisch-mechanischer und Gesamtwirkungsgrad mit nicht eingelaufenen Si_3N_4 -Kolben und RBAO-Buchsen bezogen auf die Wirkungsgrade mit nicht eingelaufenen Serienbauteilen.

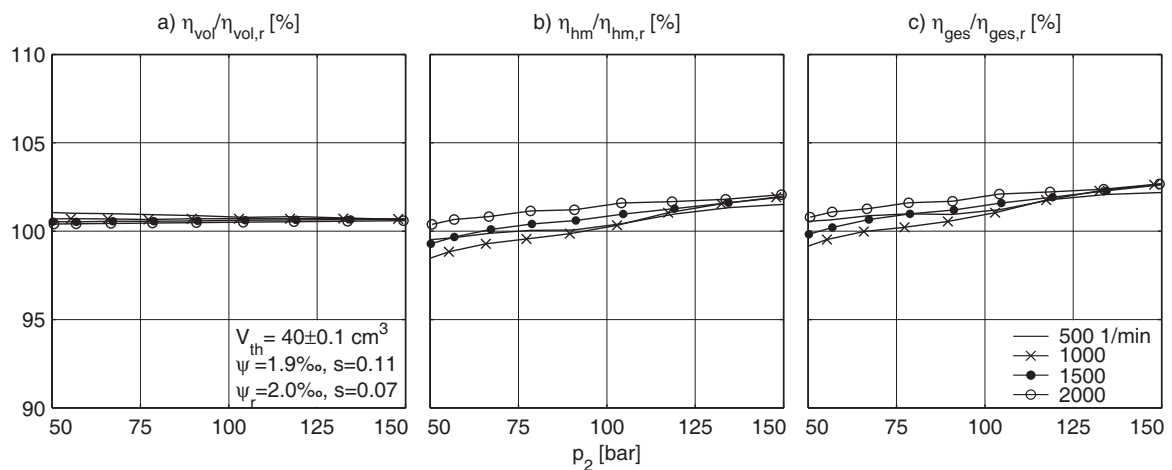


Bild 7.12: Maschine A4VSO 40, volumetrischer, hydraulisch-mechanischer und Gesamtwirkungsgrad mit nicht eingelaufenen Si_3N_4 -Kolben und Si_3N_4 -Buchsen bezogen auf die Wirkungsgrade mit nicht eingelaufenen Serienbauteilen.

signifikanten Unterschiede erkennbar.

Bild 7.14 zeigt die mit einem relativen Lagerspiel von $\psi = 0,7\text{‰}$ gemessenen Wirkungsgrade bezogen auf die Wirkungsgrade bei $\psi = 1,7\text{‰}$. Hier wird die auch schon in Bild 7.13 erkennbare Erhöhung des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads insbesondere bei niedrigen Drehzahlen deutlich. Die Verbesserung wird auf verringerte Flächenpressungen durch ein geringeres Verkanten des Kolbens in der Buchse zurückgeführt (Abschnitt 5.1.2), wodurch die Oberflächen der Gleitpartner bereits bei geringeren Gleitgeschwindigkeiten durch den hydrodynamischen Druckaufbau getrennt werden. Es kann angenommen werden, dass die geringe Wärmeleitfähigkeit der keramischen Werkstoffe im Vergleich zu Metallen zu einer höheren Spalttemperatur und damit zu einer geringeren Erhöhung der viskosen Reibung führt als dies beim Einsatz von Stahl-Kolben mit vergrößertem Durchmesser der Fall wäre. Es ist daher davon auszugehen, dass die Reduktion des bei Serienmaschinen üblichen Lagerspiels zwischen Kolben und Buchse bei Verwendung von keramischen Werkstoffen eine sinnvolle Maßnahme zur Steigerung des Gesamtwirkungsgrads ist.

Bild 7.15 zeigt die Wirkungsgrade der Maschine mit nicht eingelaufenen ZrO_2 -Kolben und Si_3N_4 -Buchsen bei $\psi = 0,7\text{‰}$ bezogen auf die Wirkungsgrade mit nicht eingelaufenen Serienbauteilen. Es wird deutlich, dass das günstigere Reibungsverhalten des keramischen Werkstoffs in Verbindung mit dem geringeren Lagerspiel zu einer wesentlichen Wirkungsgradsteigerung im Vergleich zur Serienmaschine führt.

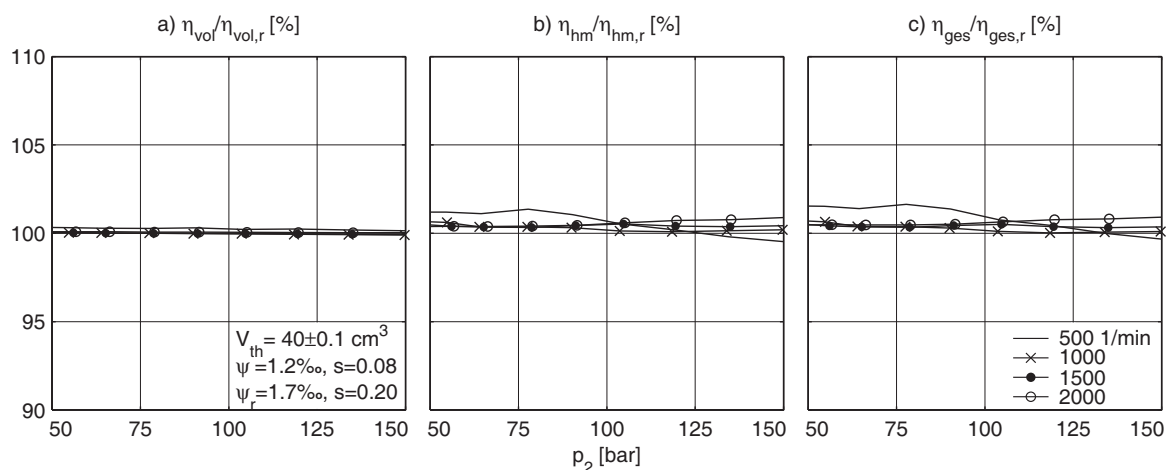


Bild 7.13: Maschine A4VSO 40, volumetrischer, hydraulisch-mechanischer und Gesamtwirkungsgrad mit nicht eingelaufenen ZrO_2 -Kolben und Si_3N_4 -Buchsen mit $\psi = 1,2\text{‰}$ bezogen auf die Wirkungsgrade mit $\psi = 1,7\text{‰}$ bei gleicher Werkstoffpaarung.

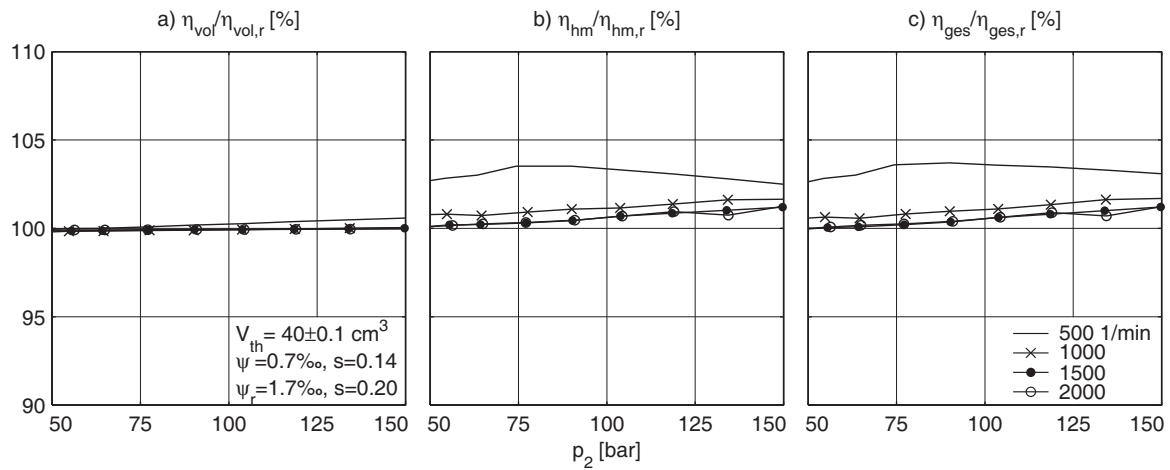


Bild 7.14: Maschine A4VSO 40, volumetrischer, hydraulisch-mechanischer und Gesamtwirkungsgrad mit nicht eingelaufenen ZrO_2 -Kolben und Si_3N_4 -Buchsen mit relativem Lagerspiel $\psi = 0,7\text{‰}$ bezogen auf die Wirkungsgrade mit $\psi = 1,7\text{‰}$ bei gleicher Werkstoffpaarung.

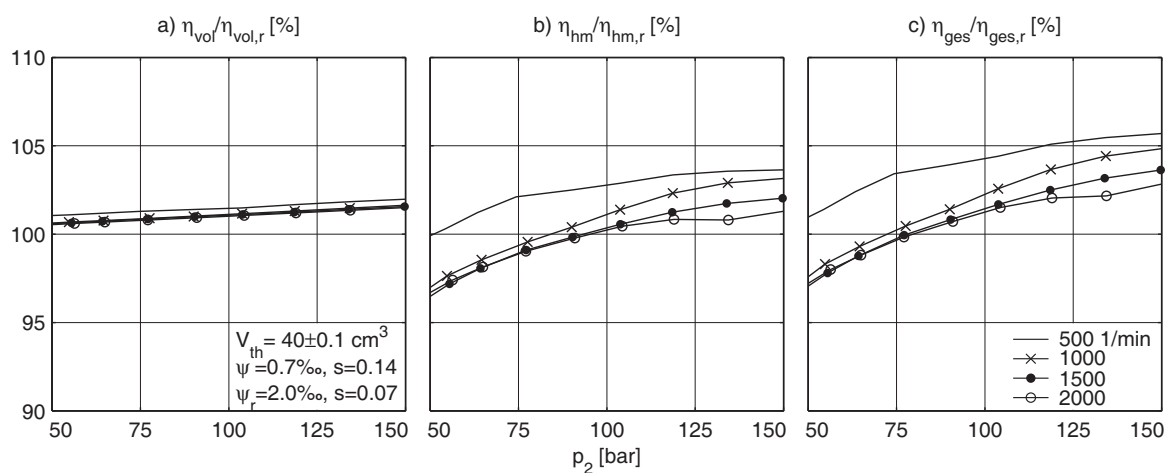


Bild 7.15: Maschine A4VSO 40, volumetrischer, hydraulisch-mechanischer und Gesamtwirkungsgrad mit nicht eingelaufenen ZrO_2 -Kolben und Si_3N_4 -Buchsen bei $\psi = 0,7\text{‰}$ bezogen auf die Wirkungsgrade einer nicht eingelaufenen Serienmaschine.

7.3.3 Einlaufverhalten

Das Einlaufverhalten der keramischen Bauteile wurde mit der Maschine A4VSO40 in Dauerläufen von 300 h bei einem konstanten Betriebsdruck von 200 bar und einer Drehzahl von 1000 min^{-1} bei maximalem Hubvolumen untersucht (Tab. 7.2).

7.3.3.1 Verschleiß

Die Beurteilung des Verschleißverhaltens der keramischen Kolben und Buchsen erfolgt anhand von vor und nach den Dauerläufen aufgezeichneten Längs- und Rundheitsprofilen der Buchsen, Längsprofilen der Kolben sowie anhand von Tastschnitten der Rauheiten der Funktionsflächen. Als Position für die Vermessung des Längsprofils der Buchsen wurde der Bereich des größten Verschleißes gewählt. Die Messpositionen für die Längs- und Rundheitsschriebe werden in den Diagrammen angegeben.

Stahl-Kolben und Messing-Buchsen

Bild 7.16 zeigt die Längsprofile von Kolben und Buchsen der Serienmaschine vor und nach dem Dauerlauf: Die Profilschriebe vor dem Dauerlauf sind mit einer schwarzen Linie dargestellt, die Profilschriebe nach dem Dauerlauf sind mit einer schwarzen Linie und grauer Hinterlegung dargestellt. Es ist zu erkennen, dass sich die Oberfläche des Stahl-Kolbens lediglich im nm-Bereich verändert. Es kann für den Kolben daher nicht von Verschleiß gesprochen werden. Es handelt sich vielmehr um einen Einlaufvorgang, in dem die Funktionsfläche geglättet wird, siehe Bilder 7.17/a/b mit vor und nach dem Prüflauf aufgezeichneten Tastschnitten vom vorderen, kugelseitigen Bereich der zylindrischen Lauffläche des Kolbens.

Das Profil der Buchse, deren Härte um den Faktor 3 unter der des gasnitrierten Stahlkolbens liegt, wird im μm -Bereich verändert. Es findet zum einen eine Anpassung des Profils an den verkippenden und durchbiegenden Kolben statt, zum anderen wird auch hier die Oberfläche geglättet, s. Bilder 7.17/c/d mit Tastschnitten von der vorderen Buchsenkante. Die Buchsen weisen im Neuzustand eine fertigungsbedingte Unrundheit in Form einer Ovalität von rd. $4 \mu\text{m}$ auf, die durch den Einlaufvorgang nur minimal im Bereich der Buchsenkante verändert wird, s. Bild 7.18.

RBAO-Kolben und Si_3N_4 -Buchsen, Si_3N_4 -Kolben und RBAO-Buchsen

Bild 7.19 zeigt die Längsprofile der RBAO-Kolben und Si_3N_4 -Buchsen vor und nach dem Dauerlauf. Es ist zu erkennen, dass sich die Profile der Kolben und Buchsen nicht verändern. Eine Einebnung der fertigungsverursachten Durchmesserergrößerung von $\approx 4 \mu\text{m}$ am kugelseitigen Ende der zylindrischen Lauffläche des Kolbens tritt nicht auf, eine Auswirkung dieser Durchmesserergrößerung auf den Verschleiß der Buchse ist

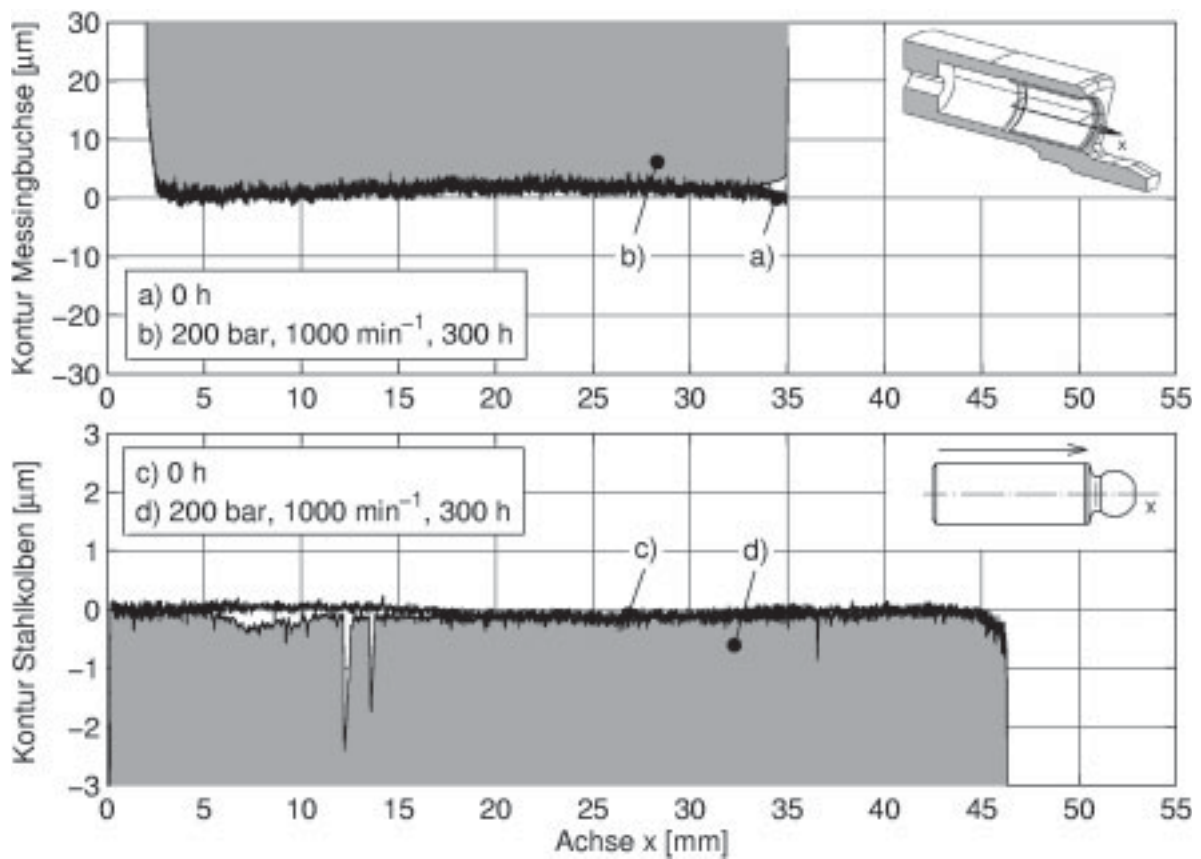


Bild 7.16: Maschine A4VSO 40, Längsprofile von Kolben und Buchsen der Serienmaschine vor und nach (grau hinterlegt) Dauerlauf.

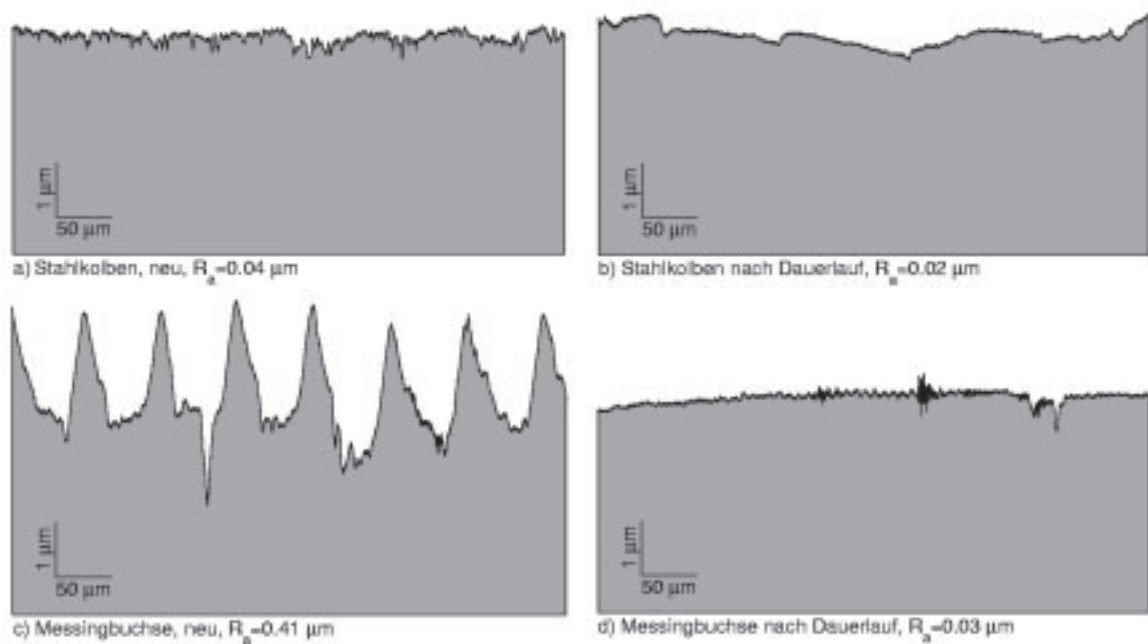


Bild 7.17: Maschine A4VSO 40, Rauheiten der Serienbauteile vor und nach Dauerlauf, Messorte: kugelseitige Zylinderlauffläche des Kolbens und vordere Buchsenkante.

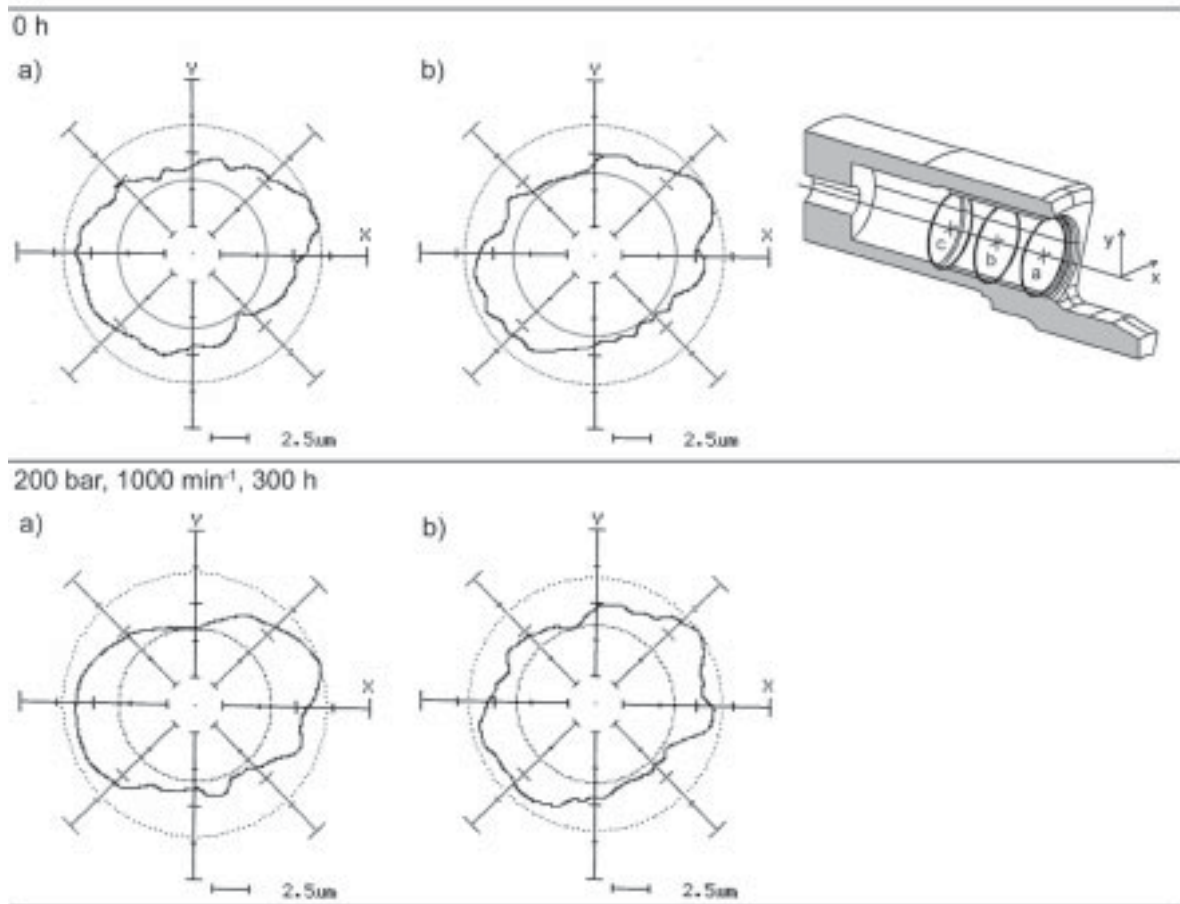


Bild 7.18: Maschine A4VSO 40, Unrundheit der Messing-Buchsen vor und nach Dauerlauf.

ebenfalls nicht zu erkennen. Die Rauheit der Kolben verändert sich während des Betriebs nicht, s. Tastschnitte in Bild 7.20/a/b. Ein Einlaufvorgang kann für den Kolben somit nicht festgestellt werden. Als Gründe können die hohe Härte von RBAO und das kleine tribologische Eingriffsverhältnis des Kolbens, d.h. die im Vergleich zur Buchsenoberfläche große tribologisch beanspruchte Oberfläche des Kolbens, gesehen werden. Die Buchse weist fertigungsbedingt eine konvexe Innenfläche auf, die im Dauerlauf an der vorderen Buchsenkante geglättet wird, s. Bilder 7.19 und 7.20/c/d. Die Unrundheit in Form einer fertigungsbedingten Ovalität beträgt bei der in Bild 7.21 gezeigten Buchse rd. $4 \mu\text{m}$ und nimmt während des Betriebs praktisch nicht zu. Im Gegensatz zum Kolben tritt also bei der Buchse ein minimaler Einlaufvorgang auf.

Bei der umgekehrten Werkstoffpaarung aus Si_3N_4 -Kolben und RBAO-Buchsen weist das Einlaufverhalten der Bauteile in Form der Glättung der Funktionsflächen eine entgegengesetzte Tendenz zur Werkstoffpaarung RBAO-Kolben/ Si_3N_4 -Buchsen auf. Die Buchsen aus RBAO zeigen eine geringere Glättung als die Buchsen aus Si_3N_4 , die Si_3N_4 -Kolben hingegen lassen im Gegensatz zu den RBAO-Kolben eine Glättung erkennen, s. Bilder 7.22, 7.23 und 7.24.

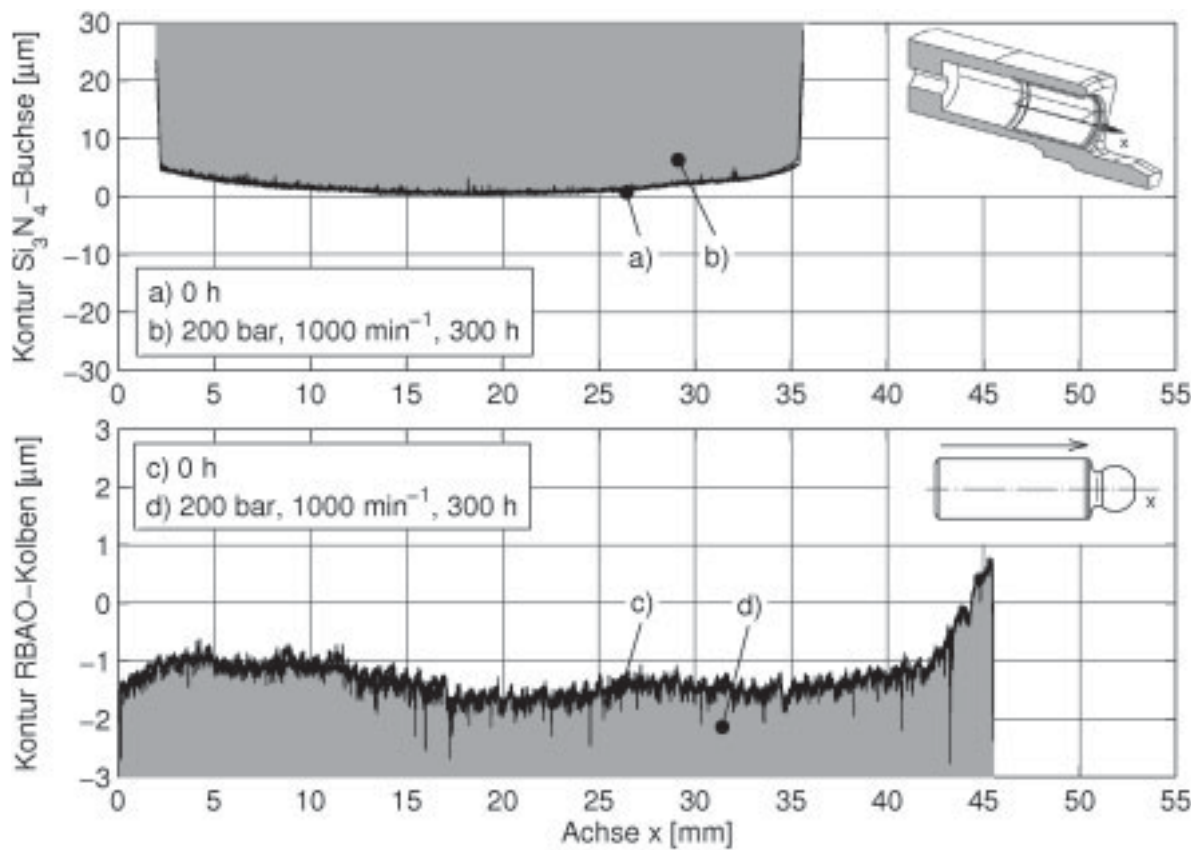


Bild 7.19: Maschine A4VSO 40, Längsprofile der RBAO-Kolben und Si_3N_4 -Buchsen vor und nach (grau hinterlegt) Dauerlauf.

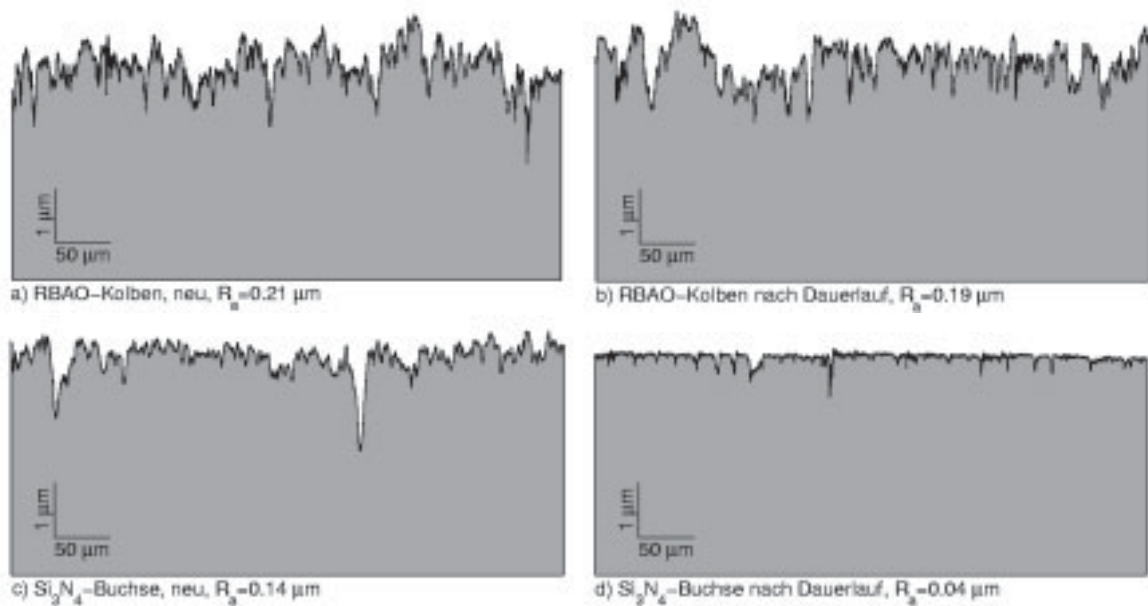


Bild 7.20: Maschine A4VSO 40, Rauheiten d. RBAO-Kolben und Si_3N_4 -Buchsen vor und nach Dauerlauf, Messorte: kugelseitige Zylinderlauffläche d. Kolbens und vordere Buchsenkante.

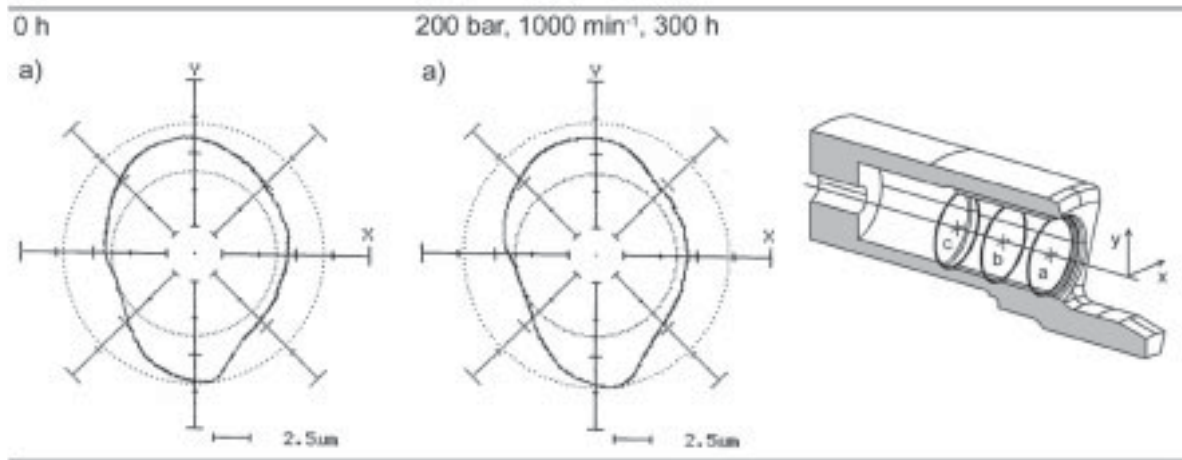


Bild 7.21: Maschine A4VSO 40, Unrundheit der Si_3N_4 -Buchsen vor und nach Dauerlauf.

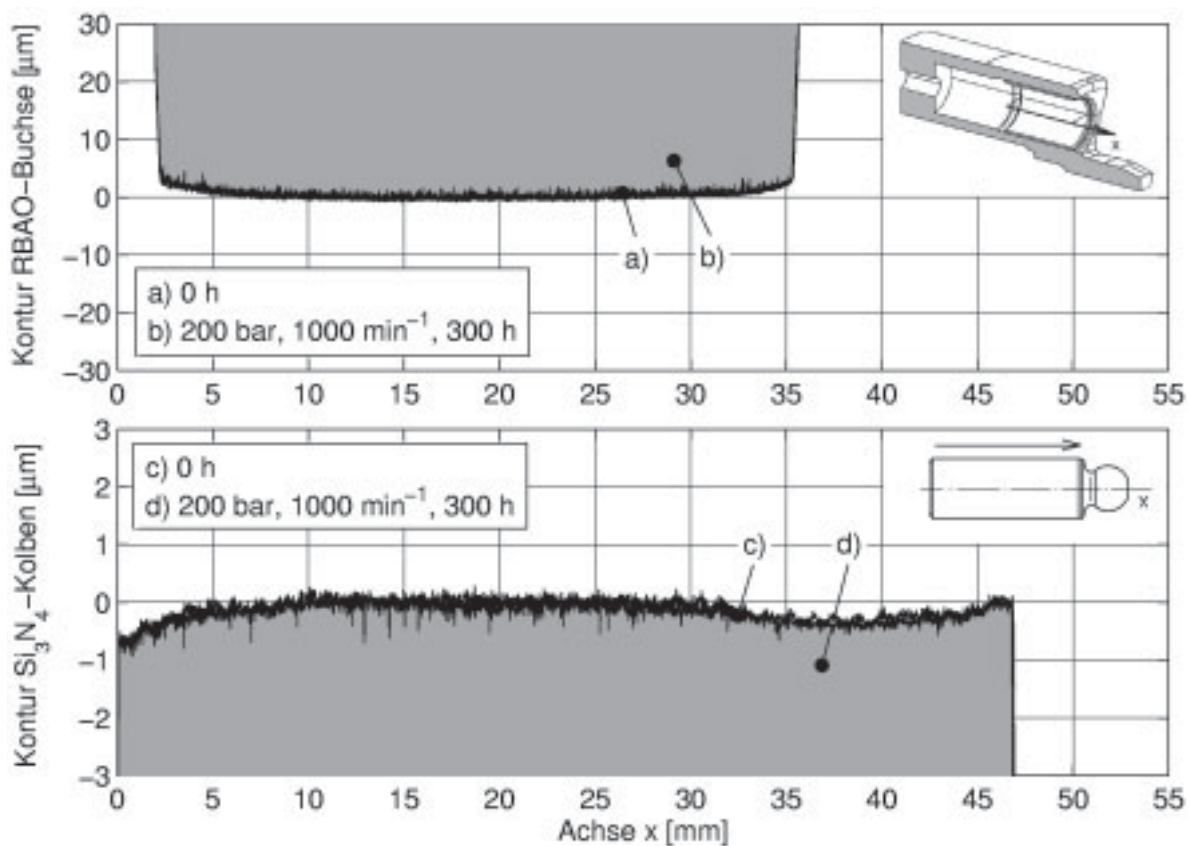


Bild 7.22: Maschine A4VSO 40, Längsprofile der Si_3N_4 -Kolben und RBAO-Buchsen vor und nach (grau hinterlegt) Dauerlauf.

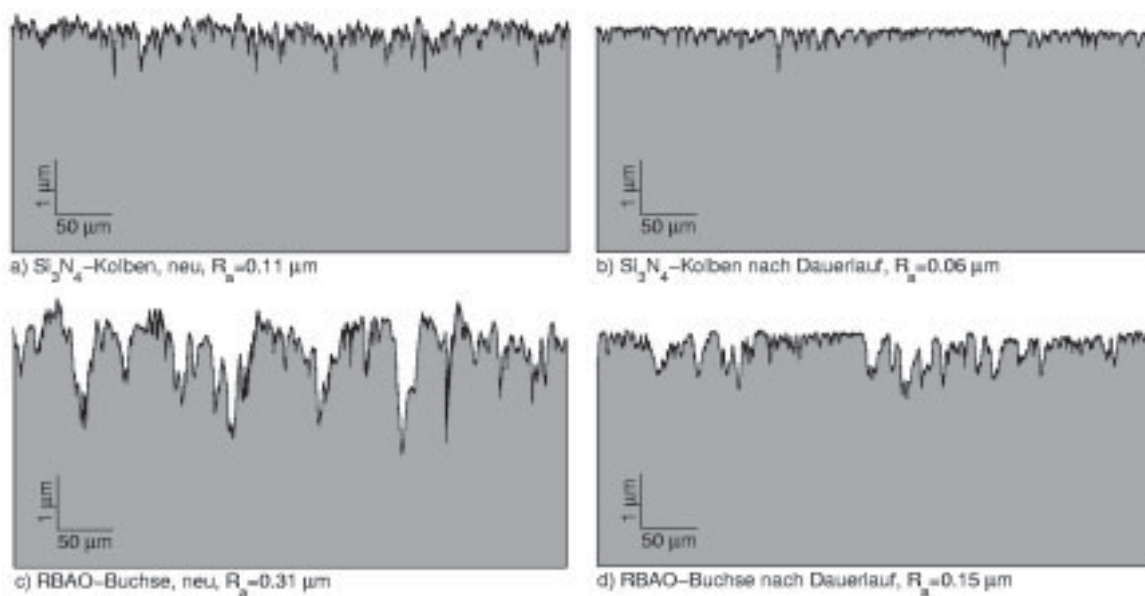


Bild 7.23: Maschine A4VSO 40, Rauheiten der Si_3N_4 -Kolben und RBAO-Buchsen vor und nach dem Dauerlauf, Messorte: kugelseitige Zylinderlauffläche d. Kolbens und vordere Buchsenkante.

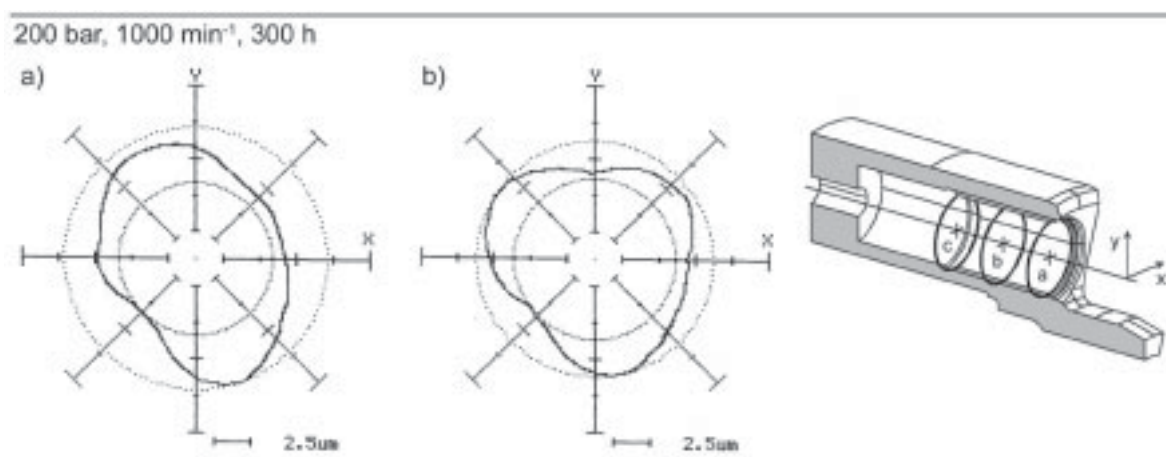


Bild 7.24: Maschine A4VSO 40, Unrundheit der RBAO-Buchsen nach Dauerlauf.

ZrO₂-Kolben und Si₃N₄-Buchsen

Das Einlaufbild der ZrO₂-Kolben und Si₃N₄-Buchsen mit einem relativen Lagerspiel von 0,7‰ entspricht dem der bereits beschriebenen keramischen Bauteile. Die bereits mit dem RBAO-Kolben gelaufene Si₃N₄-Buchse weist keine Veränderungen auf. Bei der Oberfläche des ZrO₂-Kolbens trat die bereits beim Si₃N₄-Kolben beobachtete Glättung auf.

7.3.3.2 Wirkungsgrade

Das Einlaufverhalten bezüglich der Wirkungsgrade der Axialkolbenmaschine wird anhand der vor und nach den Dauerläufen aufgezeichneten Kennfelder A beurteilt.

Stahl-Kolben und Messing-Buchsen

Bild 7.25 zeigt den volumetrischen, den hydraulisch-mechanischen und den Gesamtwirkungsgrad des Serientriebwerks nach dem Dauerlauf bezogen auf die Wirkungsgrade vor dem Dauerlauf. Bei einem Betriebsdruck von 50 bar und Drehzahlen ab 1000 min⁻¹ liegt keine Veränderung zum nicht eingelaufenen Serientriebwerk vor. Dies spricht dafür, dass Bauteile in diesem Bereich unter Flüssigkeitsreibung laufen. Bei 500 min⁻¹ oder höheren Drücken wird eine erhebliche Verbesserung des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads beobachtet, was darauf schließen lässt, dass der Einlaufvorgang das Auftreten von Mischreibung in die Richtung niedrigerer Drehzahlen und höherer Drücke verschiebt. Die Kennlinie für 500 min⁻¹ entspricht den aufgrund des ausgeprägteren hydrodynamischen Druckaufbaus zu höheren Drücken hin verschobenen Kennlinien für $n > 500$ min⁻¹. Der volumetrische Wirkungsgrad wird durch den Einlaufvorgang geringfügig verbessert.

RBAO-Kolben und Si₃N₄-Buchsen, Si₃N₄-Kolben und RBAO-Buchsen

Die mit RBAO-Kolben und Si₃N₄-Buchsen ausgestattete Maschine und die Maschine mit Si₃N₄-Kolben und RBAO-Buchsen zeigen wie die Serienmaschine ein ausgeprägtes Einlaufverhalten, dass sich in geringfügig höheren volumetrischen Wirkungsgraden und erheblich höheren hydraulisch-mechanischen Wirkungsgraden, auch bei geringen Betriebsdrücken äußert, s. Bilder 7.26 und 7.27. Dies lässt darauf schließen, dass die keramischen Kolben auch bei geringen Betriebsdrücken im Mischreibungsbereich laufen, wodurch sich eine Verbesserung des Reibungsverhaltens aufgrund der Glättung der Funktionsflächen auf den gesamten Kennfeldbereich auswirkt. Als Grund für den ausgeweiteten Mischreibungsbereich ist die Auswirkung der steifigkeitsbedingt höheren Flächenpressungen zwischen den keramischen Kolben und Buchsen in Betracht zu ziehen (Abschnitt 5.1.2).

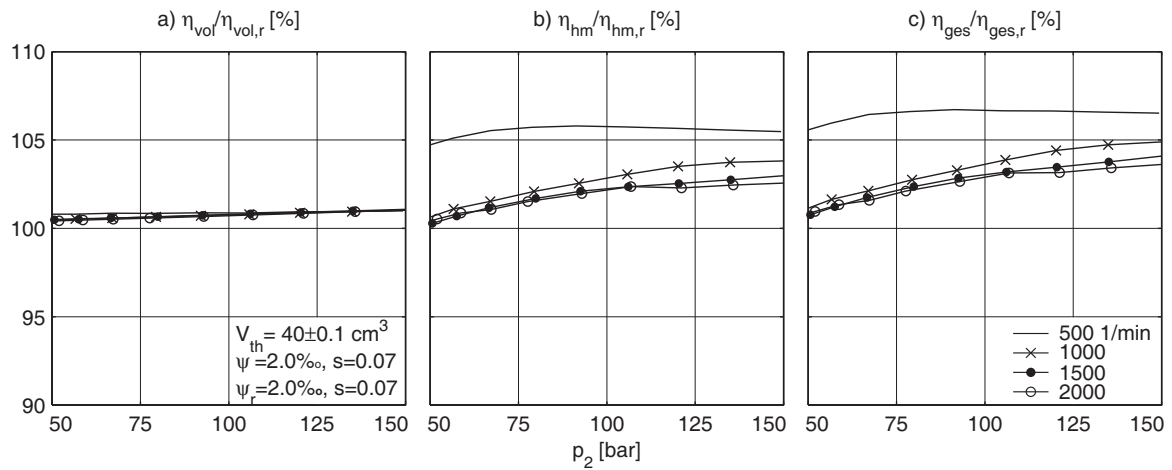


Bild 7.25: Maschine A4VSO 40, volumetrischer, hydraulisch-mechanischer und Gesamtwirkungsgrad des Serientriebwerks nach dem Dauerlauf bezogen auf die Wirkungsgrade vor dem Dauerlauf.

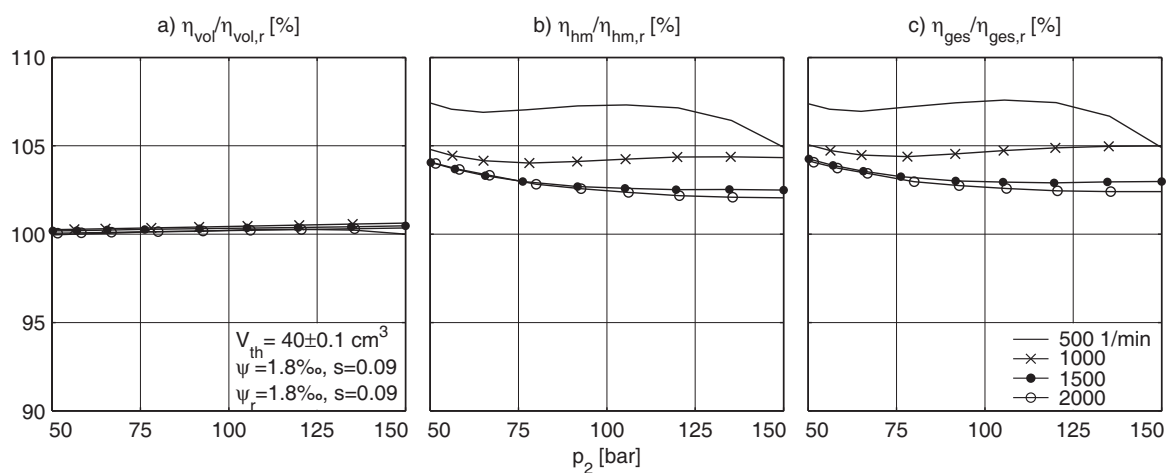


Bild 7.26: Maschine A4VSO 40, volumetrischer, hydraulisch-mechanischer und Gesamtwirkungsgrad mit RBAO-Kolben und Si_3N_4 -Buchsen nach dem Dauerlauf bezogen auf die Wirkungsgrade vor dem Dauerlauf.

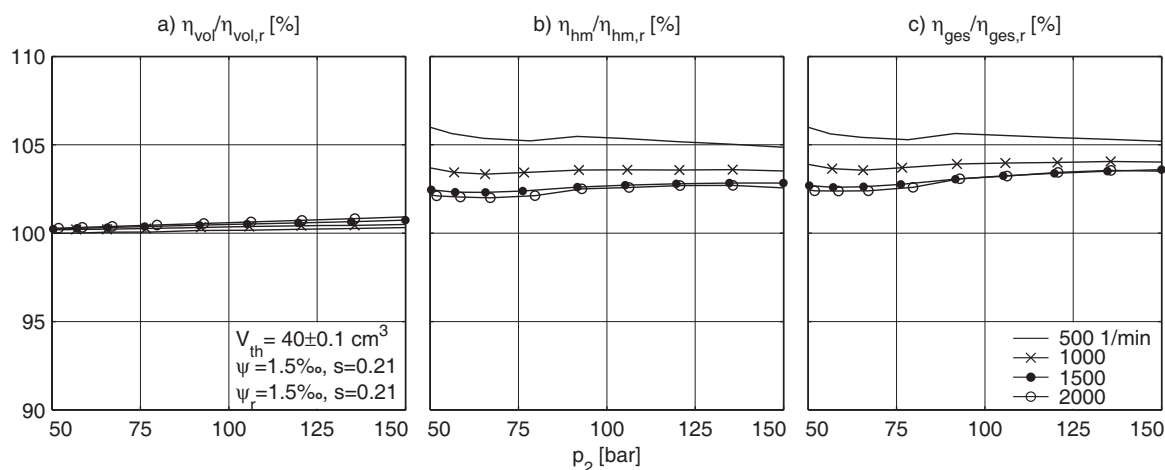


Bild 7.27: Maschine A4VSO 40, volumetrischer, hydraulisch-mechanischer und Gesamtwirkungsgrad mit Si_3N_4 -Kolben und RBAO-Buchsen nach dem Dauerlauf bezogen auf die Wirkungsgrade vor dem Dauerlauf.

ZrO₂-Kolben und Si₃N₄-Buchsen

Die Maschine mit ZrO₂-Kolben und Si₃N₄-Buchsen mit einem relativen Lagerspiel von 0,7‰ zeigt ein ähnliches Bild, wobei das aufgrund des reduzierten Lagerspiels verbesserte Tragverhalten dazu führt, dass im vermessenen Drehzahlbereich keine Abhängigkeit von der Drehzahl mehr besteht, s. Bild 7.28.

Wirkungsgradvergleich Keramik-/Serientriebwerk

Bilder 7.29 bis 7.31 zeigen die aus den Kennfeldern B berechneten Wirkungsgrade der Pumpe bei Drücken bis 250 bar mit eingelaufenen RBAO-Kolben und Si₃N₄-Buchsen, Si₃N₄-Kolben und RBAO-Buchsen sowie ZrO₂-Kolben und Si₃N₄-Buchsen mit einem relativen Lagerspiel von 0,7‰, bezogen auf die Wirkungsgrade der eingelaufenen Serienmaschine. Alle Maschinen mit keramischen Bauteilen weisen einen höheren hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad auf, die Paarung mit relativem Lagerspiel 0,7‰ hat zusätzlich einen höheren volumetrischen Wirkungsgrad. Im Vergleich zu den mit Neuteilen erzielten Wirkungsgraden haben sich die hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrade der eingelaufenen Keramiktriebwerke bei geringen Drücken denen der Standardmaschine genähert, was auf eine Verbesserung des Reibungsverhaltens durch die Glättung der Funktionsflächen der im Mischreibungsbetrieb laufenden keramischen Teile zurückzuführen ist, während die Bauteile der Standardmaschine unverändert im Flüssigkeitsreibungsgebiet laufen. Bei hohen Betriebsdrücken, bei denen sowohl Standard- als auch Keramiktriebwerk im Mischreibungsbereich laufen, hat sich der hyd.-mech. Wirkungsgrad des Serientriebwerks dem des Keramiktriebwerks durch einen intensiveren Einlaufvorgang angenähert. Die Maschinen mit keramischen Kolben und Buchsen weisen einen

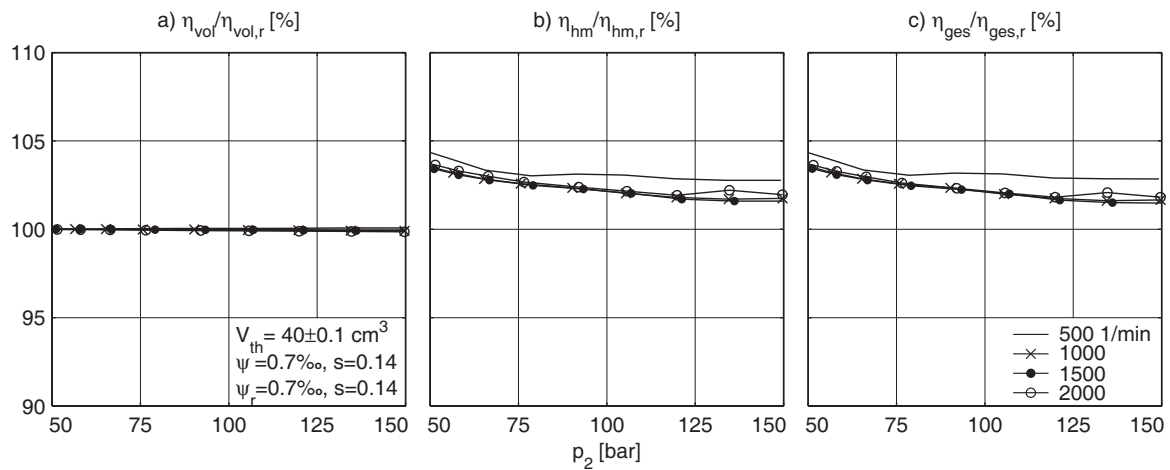


Bild 7.28: Maschine A4VSO 40, volumetrischer, hydraulisch-mechanischer und Gesamtwirkungsgrad mit ZrO_2 -Kolben und Si_3N_4 -Buchsen mit einem relativen Lagerspiel von $\psi = 0,7\text{‰}$ nach dem Dauerlauf bezogen auf die Wirkungsgrade vor dem Dauerlauf.

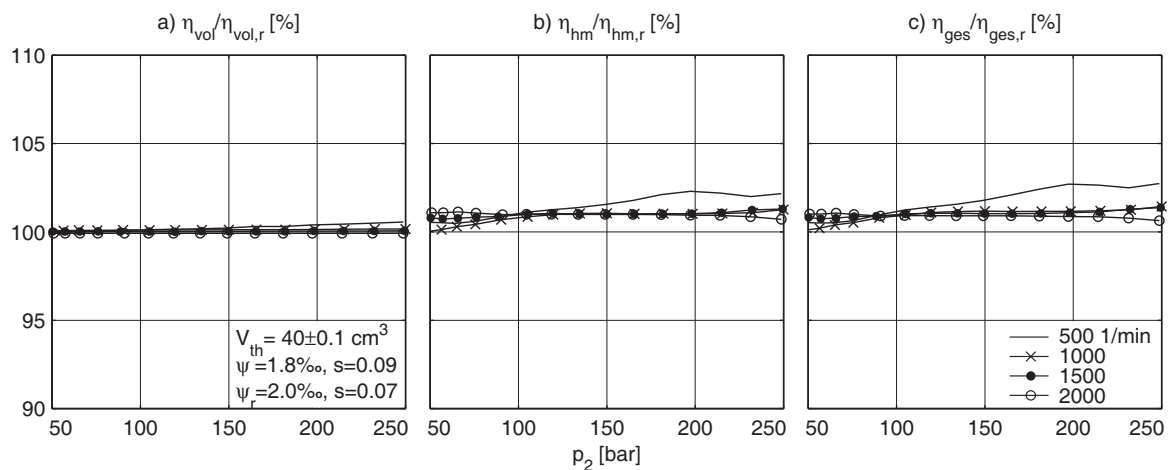


Bild 7.29: Maschine A4VSO 40, Wirkungsgrade mit eingelaufenen RBAO-Kolben und Si_3N_4 -Buchsen bezogen auf die Wirkungsgrade mit eingelaufenen Serienbauteilen.

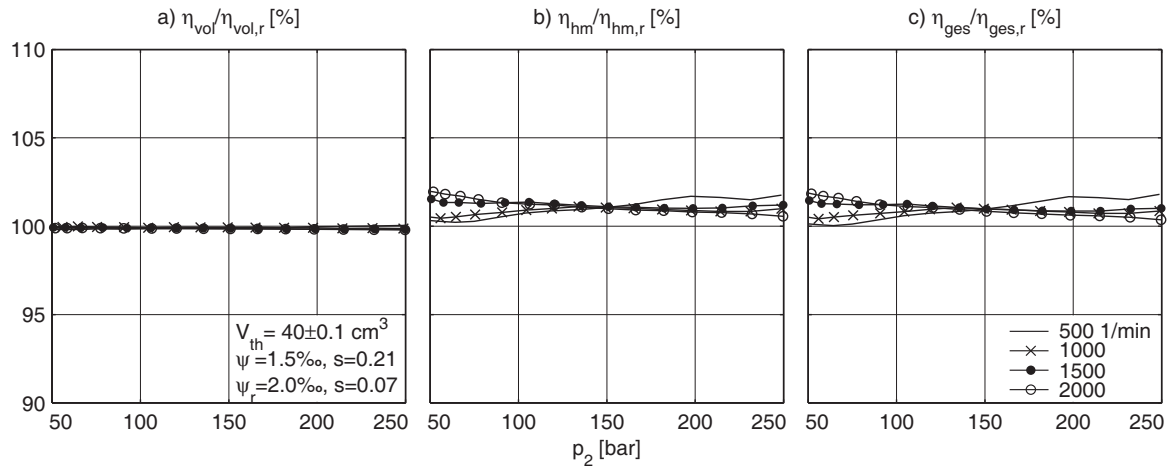


Bild 7.30: Maschine A4VSO 40, Wirkungsgrade mit eingelaufenen Si_3N_4 -Kolben und RBAO-Buchsen bezogen auf die Wirkungsgrade mit eingelaufenen Serienbauteilen.

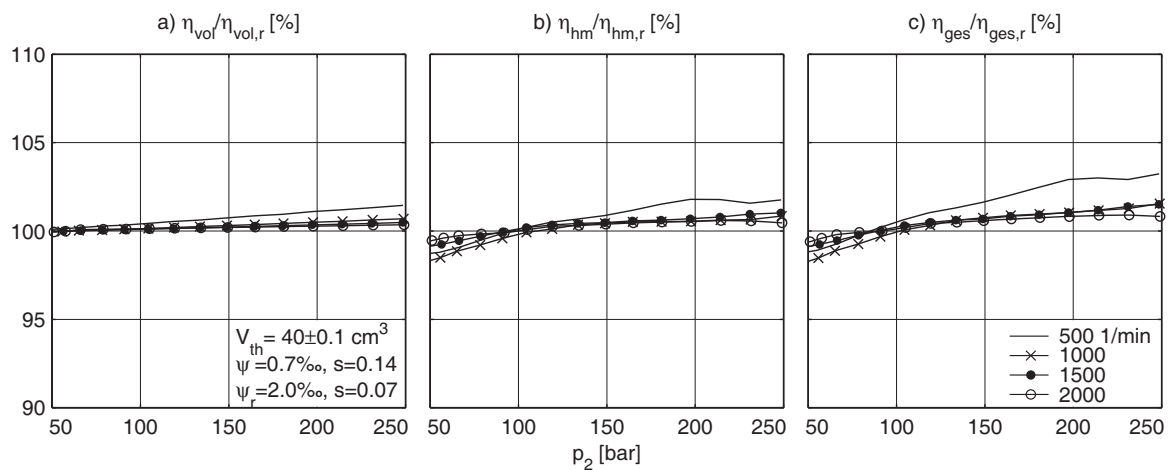


Bild 7.31: Maschine A4VSO 40, Wirkungsgrade mit eingelaufenen ZrO_2 -Kolben und Si_3N_4 -Buchsen mit $\psi = 0,7\text{‰}$ bezogen auf die Wirkungsgrade mit eingelaufenen Serienbauteilen.

geringfügig höheren Gesamtwirkungsgrad als die Serienmaschine auf. Die vollständigen Kennfelder B sind im Anhang B dargestellt.

7.3.4 Langzeiterprobung

Im Folgenden werden die Ergebnisse einer Langzeiterprobung der mit Si_3N_4 -Kolben und Si_3N_4 -Buchsen ausgestatteten Maschine 90/075 über einen Zeitraum von 1200 h auf einem Schwungradprüfstand beschrieben. Als Referenz werden zu Beginn die Ergebnisse eines Dauerlaufs von 300 h mit einer Serienmaschine 90/075 angeführt.

7.3.4.1 Verschleiß

Die Beurteilung des Verschleißverhaltens der keramischen Kolben und Buchsen erfolgt analog zur Maschine A4VSO 40 anhand von vor und nach den Dauerläufen aufgezeichneten Längs- und Rundheitsprofilen der Buchsen, Längsprofilen der Kolben sowie anhand von Tastschnitten der Rauheiten der Funktionsflächen. Als Position für die Vermessung des Längsprofils der Buchsen wurde der Bereich des größten Verschleißes gewählt, die Messpositionen für die Längs- und Rundheitsschriebe sind in den Diagrammen angegeben.

Serienmaschine

Bild 7.32 zeigt die Längsprofile von Kolben und Buchsen der Serienmaschine vor und nach dem Dauerlauf von 300 h. Wie Profil d) zeigt, tritt bei dem Stahl-Kolben eine Änderung der Oberflächenstruktur und z.T. eine Glättung auf, s. Bild 7.33/a/b. Selbst ein wesentlich höherer Betriebsdruck von 450 bar und eine höhere Drehzahl verursachen außer einigen Riefen durch abrasiv wirkende Partikel keine Veränderungen, für die der Begriff Verschleiß angebracht wäre, s. Bild 7.32/e⁵.

Die Buchsen weisen im Neuzustand eine profilierte Oberfläche auf, die sich schraubenförmig entlang der Längsachse windet. Im Seitenschnitt in Bild 7.32/a ergibt sich ein Sägezahnprofil, in den Rundheitsschrieben Bilder 7.34/a/b ergeben sich Schnitte gleichen Profils mit unterschiedlicher, von der Position in Richtung der Längsachse abhängiger Orientierung. Die Buchsenkanten werden im Dauerlauf um rd. 0,02 mm abgetragen, s. Bild 7.32/b. Erhöhte Betriebsparameter entsprechend denen von Profil (e) liefern für die Buchse keine neuen Erkenntnisse: Auf einem höheren Verschleißniveau zeigt sich qualitativ das gleiche Bild wie Profil (b), auf eine Darstellung wird daher verzichtet.

⁵Das dargestellte Profil stammt von einem Kolben, der in einer Maschine 90/075 antriebsseitig im Schwungradprüfstand betrieben wurde. Die Maschine wurde dementsprechend bei konstanter Drehzahl betrieben und war keinem periodischen Drehzahlnulldurchgang unterworfen.

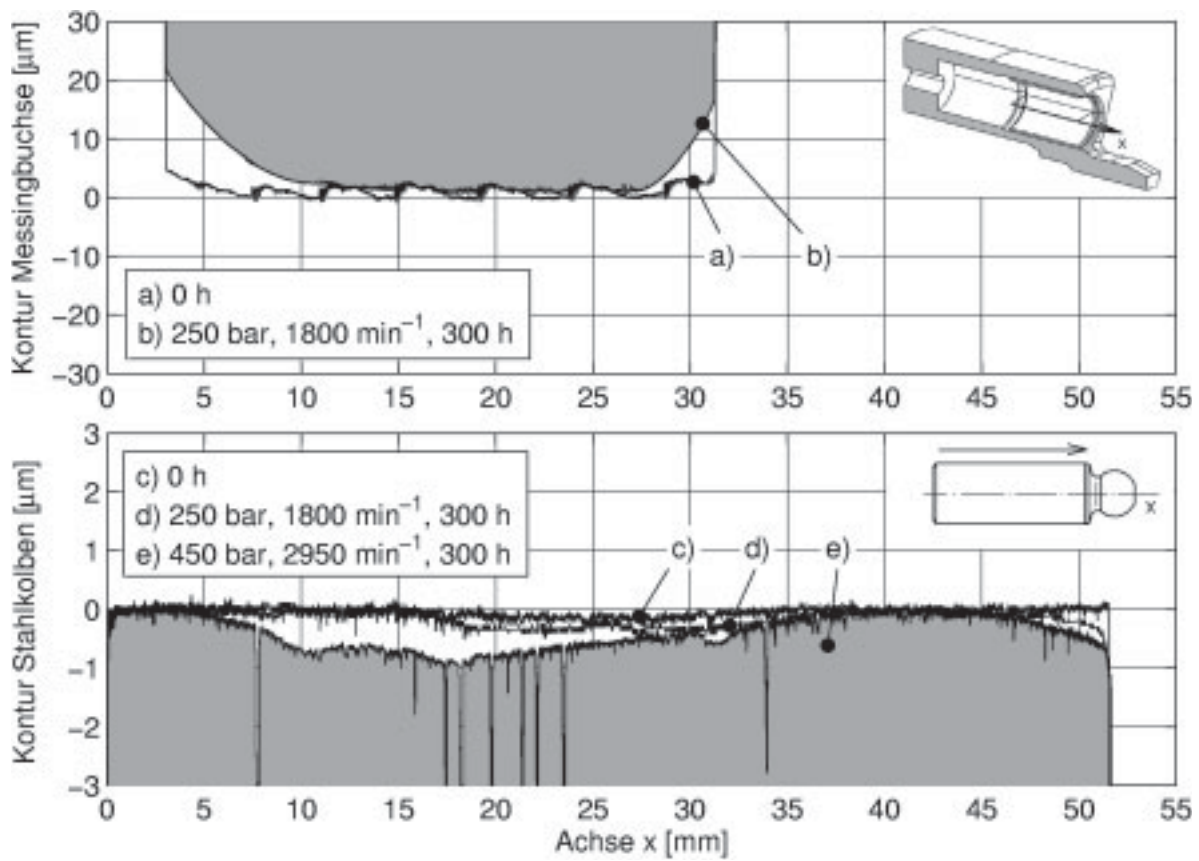


Bild 7.32: Maschine 90/075, Längsprofile der Stahl-Kolben und Messing-Buchsen vor und nach (grau hinterlegt) 300 h Dauerlauf.

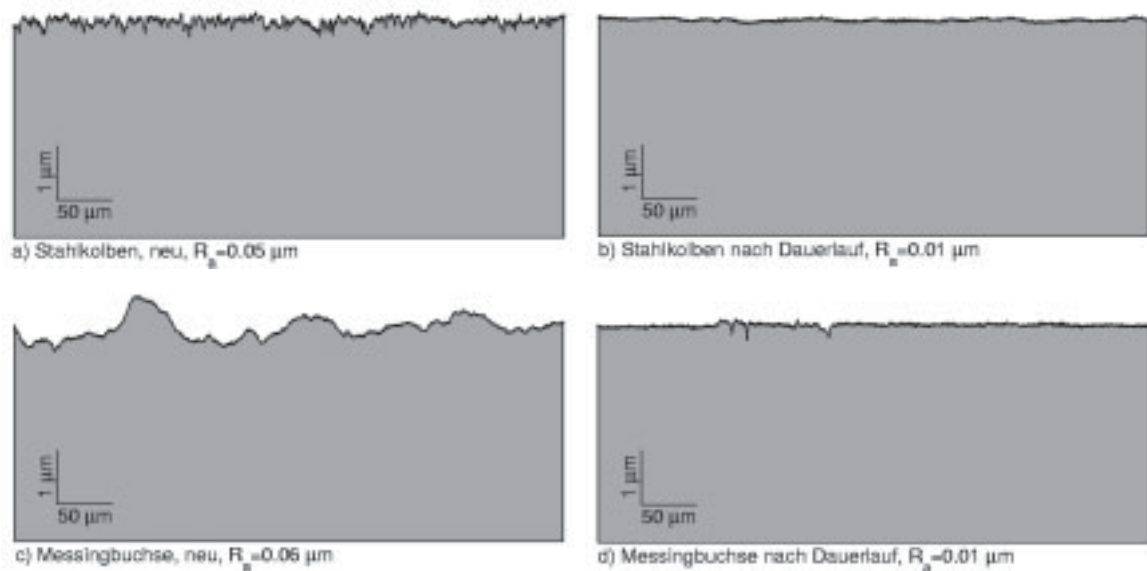


Bild 7.33: Maschine 90/075, Rauheiten der Stahl-Kolben und Messing-Buchsen vor und nach 300 h Dauerlauf, Messorte: kugelseitige Zylinderlauflfläche des Kolbens und vordere Buchsenkante.

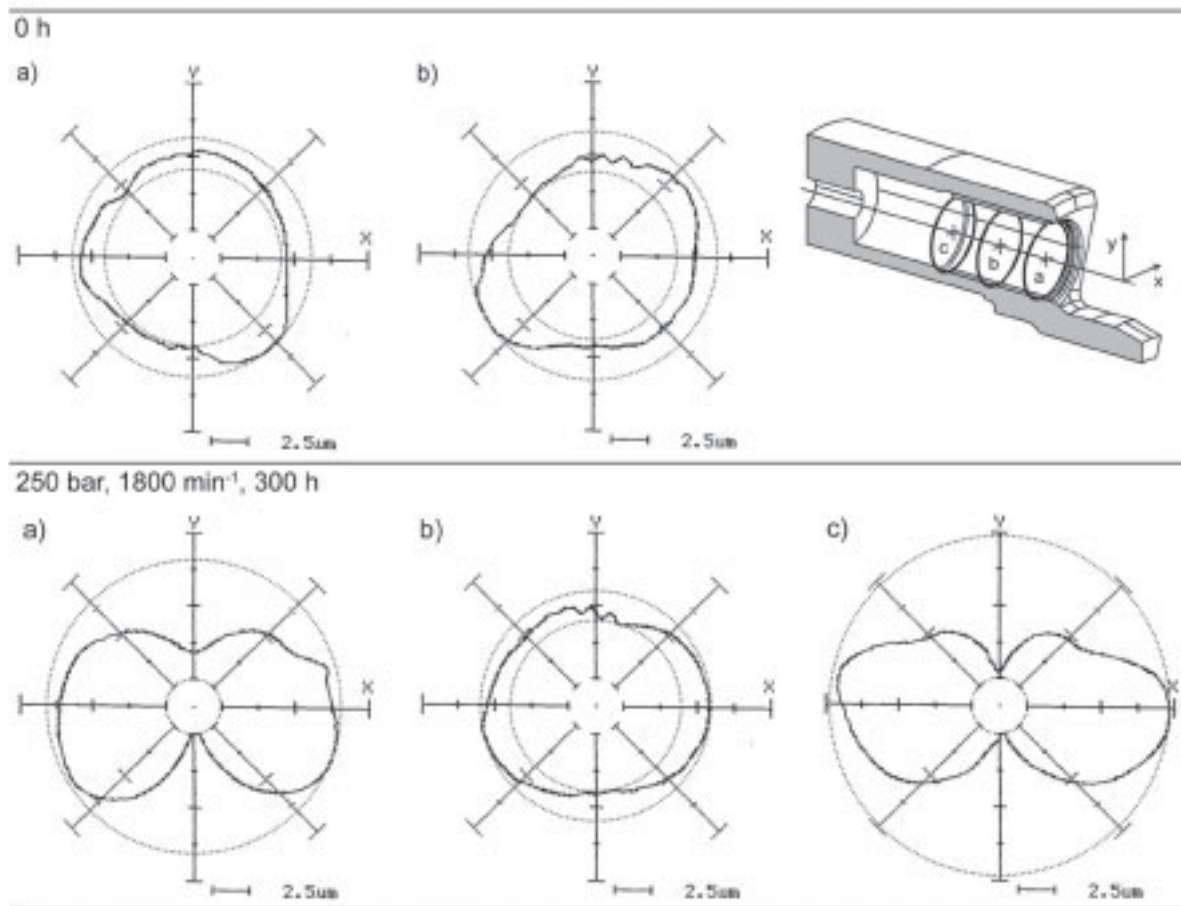


Bild 7.34: Maschine 90/075, Unrundheit der Messing-Buchsen vor und nach 300 h Dauerlauf.

In den Rundheitsschrieben zeigt sich aufgrund der beiden durchfahrenen Maschinendrehrichtungen ein symmetrisches Verschleißbild. Es tritt auch hier eine Glättung der Kanten der Buchse auf, s. Bilder 7.33/c/d.

Die Veränderungen an der Buchse liegen damit 2 Größenordnungen über den Veränderungen des Kolbens. Auch bei Veränderungen in dieser Größenordnung kann nicht von Verschleiß gesprochen werden, sondern von einem den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad steigernden Einlaufvorgang, s. Abschnitt 7.3.4.2.

Si_3N_4 -Kolben, Si_3N_4 -Buchsen

Bild 7.35 zeigt die Längsprofile der Si_3N_4 -Kolben und Si_3N_4 -Buchsen vor und nach dem Dauerlauf von 1200 h. Eine Veränderung der Profile ist nicht zu erkennen, es tritt lediglich eine Glättung der Oberfläche des Kolbens und der Kanten der Buchse auf, s. Bilder 7.36. Die fertigungsbedingte Unrundheit der Buchsen verändert sich dementsprechend nicht, s. Bild 7.37.

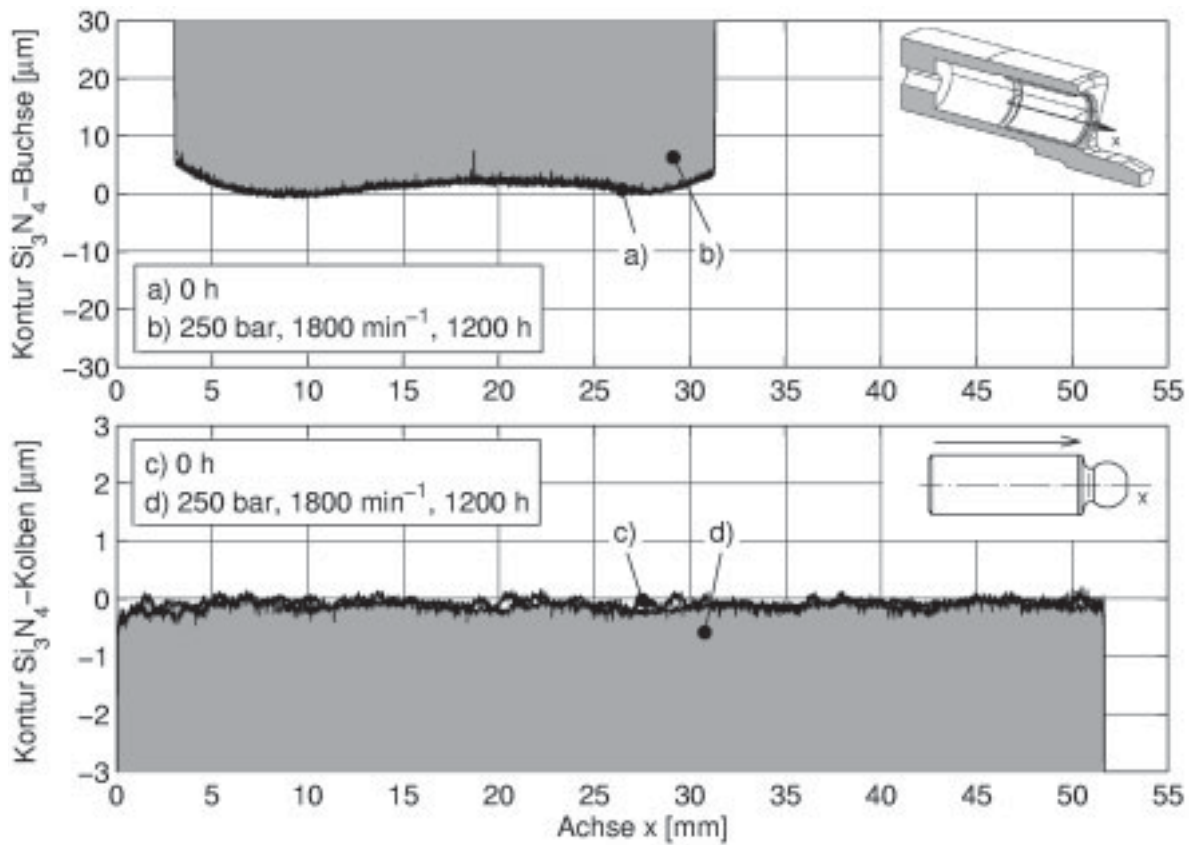


Bild 7.35: Maschine 90/075, Längsprofile der Si_3N_4 -Kolben und Si_3N_4 -Buchsen vor und nach (grau hinterlegt) 1200 h Dauerlauf.

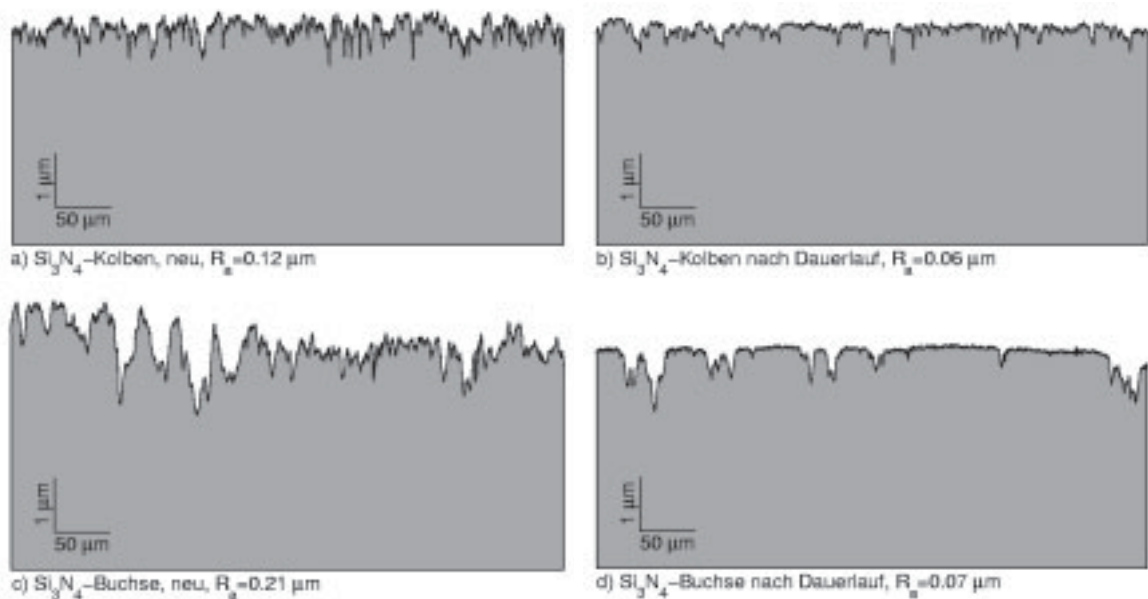


Bild 7.36: Maschine 90/075, Rauheiten der Si_3N_4 -Bauteile vor und nach 1200 h Dauerlauf, Messorte: kugelseitige Zylinderlauffläche d. Kolbens und vordere Buchsenkante.

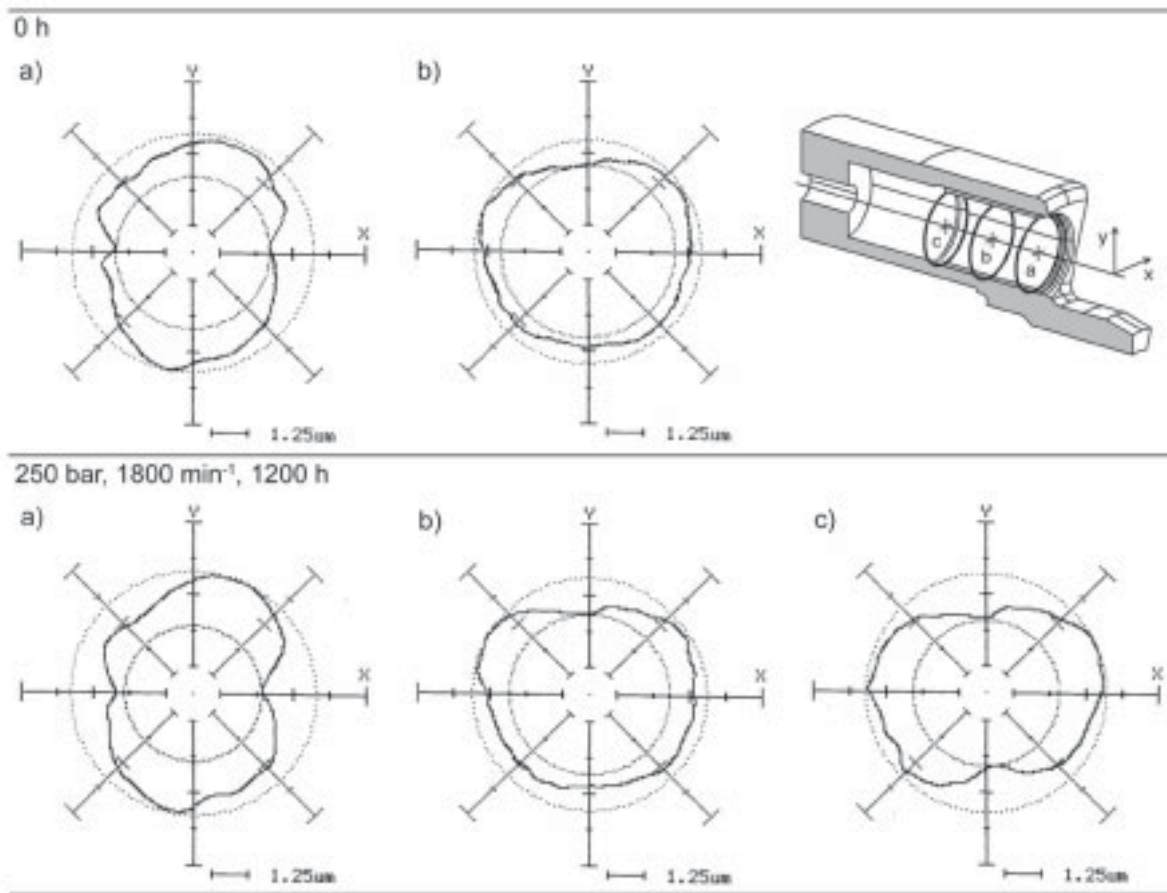


Bild 7.37: Maschine 90/075, Unrundheit der Si_3N_4 -Buchsen vor und nach 1200 h Dauerlauf.

7.3.4.2 Wirkungsgrade

Bild 7.38 zeigt die Wirkungsgrade der Serienmaschine nach 300 h Dauerlauf bezogen auf die Wirkungsgrade vor dem Dauerlauf im Motorbetrieb. Es ist zu erkennen, dass sich der volumetrische Wirkungsgrad nur unwesentlich ändert, der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad jedoch im Bereich niedriger Drehzahlen durch den Einlaufvorgang bedeutend erhöht wird. Es ist anzumerken, dass die Aufteilung des Gesamtwirkungsgrads in die Teilwirkungsgrade über das theoretische Hubvolumen mit Vorsicht zu betrachten ist, da für die Bestimmung des theor. Hubvolumens bei der für die Maschine 90/075 angewandten punktuellen⁶ Kennfeldaufzeichnung vergleichsweise wenige, manuell angefahrne Messpunkte vorliegen und die Abweichung von V_{th} vom tatsächlichen Wert durchaus im Prozentbereich liegen kann.

Bild 7.39 zeigt die Wirkungsgrade der Maschine mit Si_3N_4 -Kolben und Si_3N_4 -Buchsen nach 1200 h Dauerlauf bezogen auf die Wirkungsgrade vor dem Dauerlauf im Motor-

⁶im Gegensatz zur rechnergesteuerten kontinuierlichen Kennfeldaufzeichnung bei den Maschinen A4VSO 40

betrieb. Es sind Verbesserungen des volumetrischen und des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads zu erkennen, die zu einer Erhöhung des Gesamtwirkungsgrads führen. Der Gesamtwirkungsgrad erhöht sich nicht im selben Maße wie bei der Serienmaschine. Das weniger ausgeprägte Einlaufverhalten entspricht dem beobachteten Verschleißbild an den keramischen Bauteilen.

Bild 7.40 zeigt die Wirkungsgrade der mit Si_3N_4 -Komponenten ausgestatteten Maschinen nach 1200 h Dauerlauf bezogen auf die Wirkungsgrade der Serienmaschine nach 300 h Dauerlauf. Es zeigen sich geringe Unterschiede in den Teilwirkungsgraden und vergleichbare Gesamtwirkungsgrade⁷.

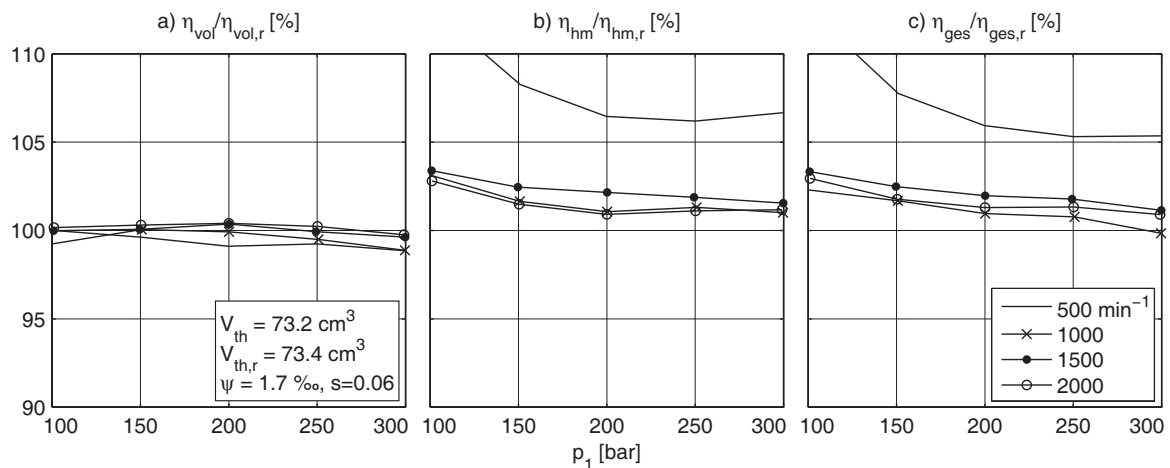


Bild 7.38: Maschine 90/075, Wirkungsgrade der Serienmaschine nach 300 h Dauerlauf bezogen auf die Wirkungsgrade vor dem Dauerlauf.

⁷Der mit keramischen Buchsen ausgestattete Zylinderblock hat im Gegensatz zum Serienblock keinen Tragsteg. Die Auswirkungen auf den hydraulisch-mechanischen und den volumetrischen Wirkungsgrad sind jedoch gering und liegen typischerweise im Bereich von einem Prozent [37]. Der Tragsteg verhindert ein Kippen des Zylinderblocks durch die Fliehkräfte der Kolben. Die sog. Kippdrehzahl ist für die durchgeführten Untersuchungen nicht von Bedeutung, sie liegt bei diesem Maschinentyp mit über 4000 min^{-1} [57] oberhalb des untersuchten Drehzahlbereichs.

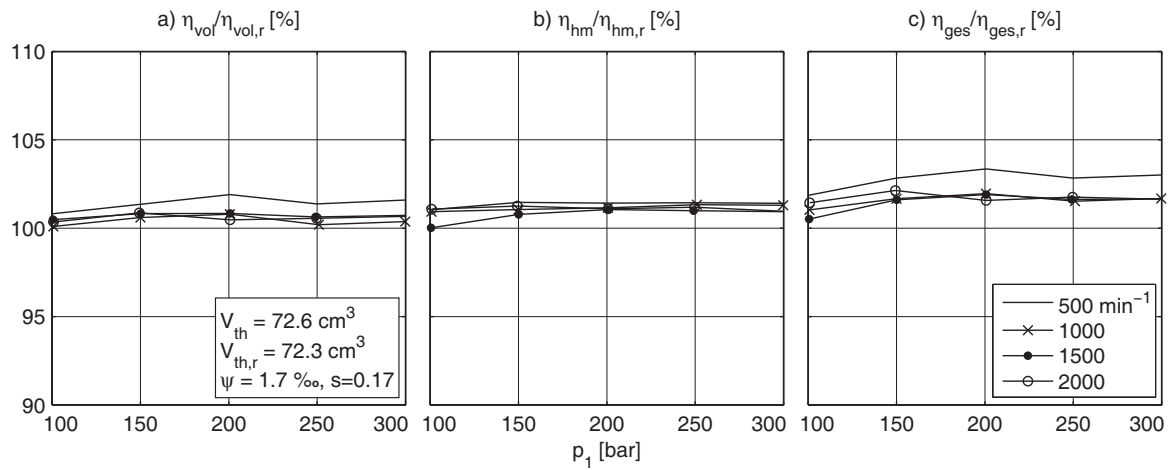


Bild 7.39: Maschine 90/075, Wirkungsgrade mit Si_3N_4 -Kolben und Si_3N_4 -Buchsen nach 1200 h Dauerlauf bezogen auf die Wirkungsgrade vor dem Dauerlauf.

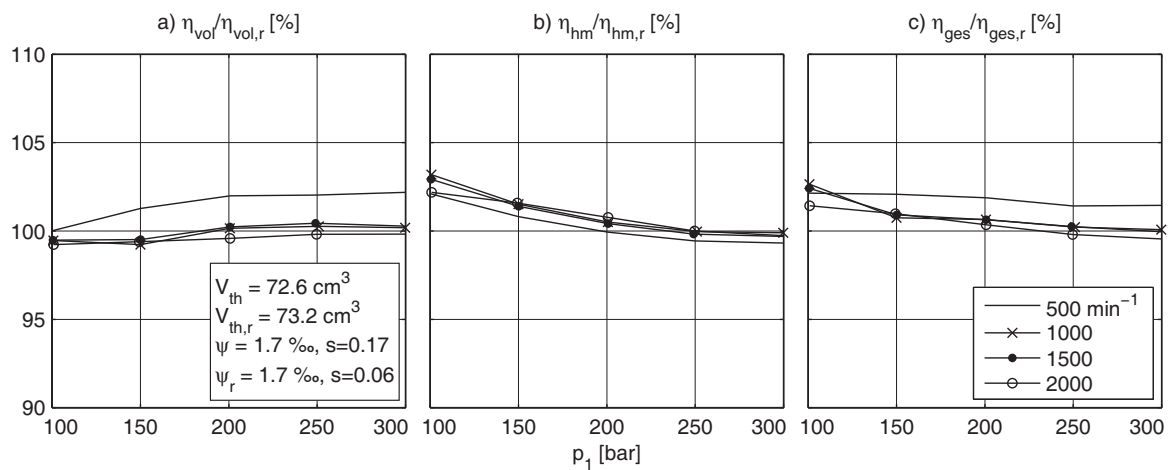


Bild 7.40: Maschine 90/075, Wirkungsgrade mit Si_3N_4 -Kolben und Si_3N_4 -Buchsen nach 1200 h Dauerlauf bezogen auf die Wirkungsgrade der Serienmaschine nach 300 h Dauerlauf.

7.4 Zusammenfassung

An den Maschinen Bosch Rexroth A4VSO 40 und Sauer-Danfoss 90/075 wurde die Auswirkung der keramischen Arbeitskolben und Laufbuchsen für Werkstoffkombinationen aus RBAO, Si_3N_4 und ZrO_2 sowie für verschiedene Lagerspiele und Betriebsdauern auf die Maschinenwirkungsgrade und den Bauteilverschleiß untersucht.

Im Neuzustand der Kolben und Buchsen zeigen die mit keramischen Bauteilen ausgestatteten Maschinen A4VSO 40 bei geringfügig höheren volumetrischen Wirkungsgraden mit zunehmendem Betriebsdruck um bis zu 2 % höhere hydraulisch-mechanische Wirkungsgrade als die Serienmaschine, was auf das vorteilhafte Reibungsverhalten der keramischen Werkstoffe zurückgeführt wird. Ein charakteristischer Unterschied zwischen den verschiedenen keramischen Werkstoffkombinationen ist nicht auszumachen.

Die Reduktion des Lagerspiels zwischen den keramischen Kolben und Buchsen führt zu einem höheren volumetrischen Wirkungsgrad und zu einer wesentlichen Erhöhung des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads, insbesondere bei niedrigen Drehzahlen, um bis zu 4 %. Im Vergleich zur Serienmaschine ergibt sich bei niedrigen Drehzahlen und hohen Drücken ein um bis zu 6 % höherer Gesamtwirkungsgrad.

Die keramischen Bauteile zeigten in den Dauerläufen über 300 h und in der Langzeiterprobung über 1200 h ihre Betriebsfestigkeit. Lediglich die Paarung ZrO_2 - ZrO_2 erwies sich aufgrund einer thermisch induzierten Phasenumwandlung des Gefüges, die zur Beschädigung der Bauteile führte, als für hohe tribologische Belastungen ungeeignet.

Nach dem Dauerlauf zeigte sich an den Kolben und Buchsen der Serienmaschinen ein Einlaufvorgang in Form einer Glättung der Funktionsflächen der Kolben und einer Anpassung des Profils der Buchsen im Bereich der Buchsenkanten an den verkippenden Kolben: Bei der Maschine A4VSO 40 liegt eine geringfügige Veränderung der Buchsengeometrie im Mikrometerbereich vor, bei der Maschine 90/075 zeigt sich eine Veränderung im Bereich von hundertstel Millimetern. Der ausgeprägtere Einlaufvorgang bei der Maschine 90/075 wird auf den höheren Betriebsdruck, den tribologisch belastenden Drehzahlnulldurchgang im Betrieb sowie auf ein kleineres geometrisches Verhältnis von Buchsenlänge zu Buchsendurchmesser zurückgeführt. Der Einlaufvorgang führt durch die Verbesserung des Tragverhaltens des Gleitlagers Kolben-Buchse insbesondere im Bereich niedriger Drehzahlen zu einer Verbesserung des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads um bis zu 6 % bei der Serienmaschine A4VSO 40 und aufgrund des ausgeprägteren Einlaufvorgangs um über 10 % bei der Serienmaschine 90/075.

Bei den keramischen Bauteilen kommt es sowohl bei der Maschine A4VSO 40 nach 300 h Dauerlauf als auch bei der Maschine 90/075 nach 1200 h Langzeiterprobung zu einer Glättung der Funktionsflächen, eine Veränderung der Geometrie tritt nicht auf. Von den untersuchten keramischen Werkstoffen zeigt RBAO aufgrund der hohen Härte die geringste Tendenz zum Einlaufen.

Nach dem Dauerlauf liegen die Wirkungsgrade der mit keramischen Bauteilen ausgestatteten Maschine A4VSO 40 geringfügig über denen der Serienmaschine. Die Mischdiagramme zeigen im Vergleich zur Serienmaschine ein höheres und breiteres Wirkungsgradplateau. Die Reduktion des relativen Lagerspiels auf 0,7 ‰ führt zu einer Ausweitung des Bereichs hoher Wirkungsgrade hin zu höheren Betriebsdrücken.

Der Vergleich der Wirkungsgrade der mit keramischen Bauteilen ausgerüsteten Maschine 90/075 nach 1200 h Versuchsdauer mit der Serienmaschine nach 300 h Versuchsdauer zeigt, dass ein Wirkungsgradvorteil der Maschine mit Keramikbauteilen aufgrund des ausgeprägteren Einlaufverhaltens der metallischen Serienbauteile nicht mehr vorliegt. Dies zeigt den Bedarf für eine Untersuchung des Verlaufs der Wirkungsgrade über die Lebensspanne der Maschine, in der nach den vorliegenden Erkenntnissen Serienmaschinen den Punkt des maximalen Wirkungsgrads schneller als Maschinen mit Keramikbauteilen erreichen. Die wesentlich höhere Verschleißresistenz der keramischen Bauteile lässt aber erwarten, dass im Betrieb der Spalt Kolben-Buchse sich nicht vergrößert und damit die in diesem Teil der Maschine entstehenden Verluste, im Gegensatz zur Maschine mit metallischen Bauteilen, über die Lebensdauer im Wesentlichen konstant bleiben.

Keramikspezifische, sekundäre Veränderungen an den angrenzenden Maschinenbauteilen traten in den Dauerläufen nicht auf. Der Durchschnittswert des Spiels zwischen Kolben und Gleitschuh nahm bei allen Maschinen um nicht mehr als rd. 0,01 mm zu. In der Langzeiterprobung erhöhte sich das Gleitschuhspiel bei den keramischen Kolben um weniger als 0,02 mm und bei den Serienkolben um rd. 0,05 mm. Weitere auffällige Maßänderungen wurden nicht beobachtet, so lag bspw. der Verschleiß der Gleitfläche der Gleitschuhe bei allen Maschinen unterhalb 0,01 mm.

In weiterführenden Untersuchungen wurde eine mit keramischen Kolben und aus dem als Werkstoff für Zylinderblöcke üblichen Stahl C45 gefertigten Buchsen ausgestattete Maschine A4VSO 40 erprobt. Die Wirkungsgrade dieser Maschine und auch der Verschleiß der Buchsen gleichen im untersuchten Betriebsbereich denen der Serienmaschine. Damit scheint bei Verwendung keramischer Kolben der Verzicht auf Buntmetall und Laubuchsen in Zylinderblöcken möglich zu sein. Durch Härten der C45-Buchsen konnte die Verschleißfestigkeit der Buchse wesentlich erhöht werden.

Die Paarung von Stahl-Kolben mit keramischen Buchsen zeigte sich unter dem Aspekt hoher hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrade im Versuch erwartungsgemäß als wenig geeignet. Paarungen aus Keramik-Kolben und Messing-Buchsen ergaben mit der Serienmaschine vergleichbare Wirkungsgrade.

Kapitel 8

Zusammenfassung und Ausblick

Eine hohe Verschleißfestigkeit, eine typischerweise geringe Dichte und die Umweltverträglichkeit machen keramische Werkstoffe für tribologische Anwendungen in der Fluidtechnik attraktiv. Diesen positiven Eigenschaften stehen eine im Vergleich zu Metallen hohe Festigkeitsstreuung und ein höherer Aufwand bei der Herstellung, insbesondere bei der Hartbearbeitung des gesinterten Bauteils, gegenüber. Aus diesen Punkten leiten sich die Fragestellungen für die vorliegende Arbeit ab, in der am Beispiel der Entwicklung von keramischen Arbeitskolben und Laufbuchsen für hydrostatische Axialkolbenmaschinen das Potenzial keramischer Werkstoffe zur Verbesserung der Reibungs- und Verschleißigenschaften fluidtechnischer Komponenten untersucht wurde.

Als Werkstoffe für die Untersuchungen wurden aufgrund der überdurchschnittlichen Verarbeitbarkeit und der niedrigen Rohstoffkosten die neuartige Keramik RBAO (reaktionsgebundenes Aluminiumoxid) und als Referenz die marktüblichen, hochfesten Keramiken Si_3N_4 und ZrO_2 herangezogen. Als Versuchsmaschinen wurden wegen ihres einfachen Aufbaus und der hohen tribologischen und mechanischen Anforderungen an die kraftübertragenden Bauteile Axialkolbenmaschinen der Typen A4VSO 40 von Bosch Rexroth und 90/075 von Sauer-Danfoss verwendet.

Die Festigkeits- und Risswachstumseigenschaften der keramischen Werkstoffe wurden unter Berücksichtigung des für das Risswachstum relevanten Umgebungsmediums Öl und der Oberflächenstruktur des späteren Bauteils bestimmt. Mit den ermittelten Werkstoffkennwerten und Bauteilbeanspruchungen wurden die statistischen Bauteilfestigkeiten und Lebensdauern der keramischen Kolben berechnet. Zusammenhänge zwischen Bauteilbeanspruchung, Werkstoff und Bauteilgeometrie wurden aufgezeigt und daraus Maßnahmen zur Reduktion der mechanischen und der tribologischen Beanspruchung der Bauteile abgeleitet. Für die Auslegung der Pressverbände der Buchsen und Zylinderblöcke wurde ein analytisches Verfahren entwickelt, das ohne den Aufwand umfangreicher FEM-Berechnungen eine Auslegung unsymmetrischer Pressverbände ermöglicht. Zur Sicherstellung einer Mindestfestigkeit der gefertigten Arbeitskolben wurde ein

Proof-Test entwickelt, bei dem die im Betrieb auftretenden Belastungen, erhöht um einen von der geforderten Ausfallwahrscheinlichkeit abhängigen Faktor, auf die Arbeitskolben aufgebracht werden. Die Ergebnisse des Proof-Tests zeigen unter anderem, dass auf eine Hartbearbeitung der Kolbenhülse unter dem Aspekt der Bauteilfestigkeit verzichtet werden und damit ein aufwendiger Bearbeitungsschritt entfallen kann. Eine hohe Grünfestigkeit des Pulverpresskörpers erwies sich als wesentliche Voraussetzung für die Fertigung von fehlerfreien, mechanisch hoch belastbaren Bauteilen; diese ist in einem hohen Maße vom Werkstoff abhängig und kann nicht beliebig gesteigert werden. Hier zeigte es sich als vorteilhaft, dass die Grünfestigkeit des neuen keramischen Werkstoffs RBAO um bis zu einer Größenordnung über der von konventionellen keramischen Werkstoffen liegt.

In Funktions- und Dauererprobungen wurden die Auswirkungen keramischer Werkstoffe auf die Maschinenwirkungsgrade und den Bauteilverschleiß untersucht. In Dauerläufen von bis zu 1200 h wurde der experimentelle Nachweis der Anwendbarkeit von Keramik für Bauteile unter hoher dynamischer Beanspruchung und unter Einfluss des Umgebungsmediums Hydrauliköl erbracht. Der Werkstoff RBAO wurde für fluidtechnische Anwendungen qualifiziert.

Die Maschine A4VSO 40 weist mit nicht eingelaufenen keramischen Kolben und Buchsen einen höheren hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad auf als mit nicht eingelaufenen Kolben und Buchsen aus Stahl und Messing. Der Unterschied beträgt bspw. 2 % bei 100 bar. Der volumetrische Wirkungsgrad ist vergleichbar. Im Dauerlauf kommt es bei den keramischen, aber auch bei den metallischen Kolben und Buchsen der Maschine A4VSO 40 i.W. zu einer Glättung der Funktionsflächen, so dass sich die hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrade der Maschinen in ähnlicher Weise durch die Verbesserung des Tragverhaltens des Gleitlagers Kolben-Buchse erhöhen, z.B. um max. 7 % bei 100 bar. Entsprechend wird auch mit eingelaufenen keramischen Triebwerken ein um bis zu max. 2 % höherer hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad gegenüber eingelaufenen Serientriebwerken im vermessenen Betriebsdruckbereich von bis zu 250 bar erreicht. Die volumetrischen Wirkungsgrade von eingelaufenen Keramik- und Serientriebwerken sind vergleichbar.

Bei der Serienmaschine 90/075 ist der Einlaufvorgang wegen des höheren Betriebsdrucks von 250 bar und des kleineren Verhältnisses von Buchsenlänge zu Buchsendurchmesser, das zu einer höheren Belastung der Bauteile führt, ausgeprägter. An den Buchsenkanten wird nach 300 h ein Materialabtrag von mehreren hundertstel Millimetern gemessen. Die keramischen Bauteile weisen auch nach 1200 h Betrieb lediglich eine Einebnung von Rauheiten im Bereich von bis zu einem Mikrometer auf. Der intensivere Einlaufvorgang der Serienbauteile führt dazu, dass die Maschine mit metallischen Bauteilen bereits nach 300 h Laufzeit vergleichbare hydraulisch-mechanische Wirkungsgrade aufweist, wie die Maschine mit keramischen Bauteilen nach 1200 h Betrieb. Bei der Entwicklung der Wirkungsgrade über eine längere Laufzeit lässt die wesentlich höhere Verschleißresistenz

der keramischen Bauteile daher erwarten, dass sich im Betrieb der Spalt Kolben-Buchse nicht wesentlich vergrößert und damit die in diesem Teil der Maschine entstehenden Verluste im Gegensatz zur Serienmaschine konstant bleiben.

Als Ausblick kann festgestellt werden, dass das Einsatzgebiet einer mit keramischen Bauteilen ausgestatteten Axialkolbenmaschine aufgrund der im Forschungsprojekt festgestellten hohen Kosten für die Bauteilfertigung in geringen Stückzahlen heute im Bereich von Sonderanwendungen gesehen wird, z.B. einer Verwendung von fluidtechnischen Komponenten in Systemen mit aggressiven Betriebsmedien, Fluiden mit geringer Schmierfähigkeit oder solchen mit hohem Verschmutzungsgrad. Eine Prognose für die Chancen einer Realisierung einer Serienfertigung ist auf Basis dieser Arbeit nicht möglich, da als ein wesentlicher Punkt die möglichen Großserien-Herstellkosten für die keramischen Bauteile mangels größerer Stückzahlen mit den Keramikteileherstellern nicht erarbeitet werden konnten. Ein wirkungsvoller Angriffspunkt zur Senkung der Herstellkosten ist in der Reduktion der Hartbearbeitung, z.B. durch eine Reduktion des Schleifaufmaßes oder der bearbeiteten Fläche, zu sehen. Ein weiterer Ansatz zur Kostenreduktion kann auch der Einsatz von Keramik-Metall-Paarungen sein, für den in der Arbeit gezeigt wurde, dass Axialkolbenmaschinen mit Zylinderblöcken ohne Laufbuchsen mit keramischen Kolben betrieben werden können und dass diese Maschinen positive Verschleißigenschaften sowie mit Serienmaschinen vergleichbare Wirkungsgrade aufweisen. Durch den Fortfall der Buchsen wird der Einsatz größerer Kolbendurchmesser und damit die Realisierung eines größeren Hubvolumens bei unveränderten Maschinenabmessungen ermöglicht und die Leistungsdichte der Maschinen erhöht.

In vorangegangenen und parallel zu dieser Arbeit durchgeführten Projekten haben gegen metallische Partner laufende vollkeramische Bauteile ebenfalls eine hohe Verschleißfestigkeit und Dauerfestigkeit gezeigt: Es wurden keramische Gleitsteine für eine ölhydraulische Radialkolbenpumpe [50], Dichtkegel für ein wasserhydraulisches Proportionalventil [50], aber auch die Paarung einer vollkeramischen Lagerplatte mit einer vollkeramischen Ventilplatte für eine ölhydraulische Axialkolbenmaschine [37] entwickelt und erfolgreich erprobt. Auch der Einsatz von Metall-Keramik-Verbundwerkstoffen, die die positiven Verschleißigenschaften von Keramik mit den vorteilhaften Festigkeitseigenschaften von Metallen kombinieren, ist für zukünftige Entwicklungen denkbar [61].

Die Erkenntnisse aus den in dieser Arbeit dargestellten Untersuchungen sind nicht nur für Axialkolbenmaschinen, sondern auch für andere Maschinen und Geräte der Hydrostatik nutzbar. Die in der Arbeit vorgestellte Herangehensweise zur Bauteilauslegung, Bauteilfertigung, Absicherung der Bauteilfestigkeit und zur Bauteilerprobung liefert einen Beitrag für die Entwicklung von keramischen Komponenten mit herausragenden tribologischen Eigenschaften unter Erfüllung der anwendungsspezifischen Anforderungen an die Lebenserwartung der keramischen Bauteile.

Anhang A

Messfehler

Im Folgenden werden die Auswirkungen von Messfehlern der Messtechnik des Verspannungsprüfstands und des Schwungradprüfstands auf die Wirkungsgradberechnung bestimmt.

A.1 Verspannungsprüfstand

Aus den Messfehlern der Einzelkomponenten Δx_i nach Tab. E.2 berechnet sich der maximale Fehler des Funktionswertes ΔF nach der Beziehung

$$\Delta F = \pm \sum_i \left| \frac{\partial F}{\partial x_i} \Delta x_i \right| \quad (\text{A.1})$$

Bei der Berechnung kann der Messfehler der Messkarte, der mit $\pm 0,009\%$ rd. 2 Größenordnungen unter den Messfehlern der Messaufnehmer liegt, vernachlässigt werden. Für den maximalen Fehler des theoretischen Hubvolumens gilt nach Gl. (A.1)

$$\Delta V_{th} = \pm \left(\left| \frac{\partial V_{th}}{\partial \dot{V}} \Delta \dot{V} \right| + \left| \frac{\partial V_{th}}{\partial n} \Delta n \right| \right) = \pm \left(\left| \frac{1}{n} \Delta \dot{V} \right| + \left| \frac{\dot{V}}{n^2} \Delta n \right| \right) \quad (\text{A.2})$$

oder ausgedrückt als relativer maximaler Fehler

$$\frac{\Delta V_{th}}{V_{th}} = \pm \left(\left| \frac{\Delta \dot{V}}{\dot{V}} \right| + \left| \frac{\Delta n}{n} \right| \right) \quad (\text{A.3})$$

Der Maximalfehler ist drehzahlabhängig. Mit der maximalen zur Bestimmung von V_{th} verwendeten Drehzahl von 2000 min^{-1} wird der relative maximale Fehler zu

$$\frac{\Delta V_{th}}{V_{th}} = \pm \left(0,003 + \frac{2}{2000} \right) = \pm 0,4\% \quad (\text{A.4})$$

Für den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad nach Gl. (7.1) ist der Maximalfehler

$$\Delta\eta_{hm} = \pm \left(\left| \frac{\partial\Delta\eta_{hm}}{\partial V_{th}} \Delta V_{th} \right| + \left| \frac{\partial\Delta\eta_{hm}}{\partial p_2} \Delta p_2 \right| + \left| \frac{\partial\Delta\eta_{hm}}{\partial T} \Delta T \right| \right) \quad (\text{A.5})$$

$$= \pm \left(\left| \frac{p_2}{2\pi T} \Delta V_{th} \right| + \left| \frac{V_{th}}{2\pi T} \Delta p_2 \right| + \left| \frac{V_{th} p_2}{2\pi T^2} \Delta T \right| \right) \quad (\text{A.6})$$

und der relative maximale Fehler

$$\frac{\Delta\eta_{hm}}{\eta_{hm}} = \pm \left(\left| \frac{\Delta V_{th}}{V_{th}} \right| + \left| \frac{\Delta p_2}{p_2} \right| + \left| \frac{\Delta T}{T} \right| \right) \quad (\text{A.7})$$

Aufgrund der Absolutwertangaben für den Messfehler des Drucksensors von $\Delta p = \pm 0,2$ bar und den Messfehler des Drehmomentaufnehmers von 0,2 % vom Nennwert 500 Nm ist der Messfehler für den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad druck- und drehmomentabhängig, s. Bild A.1. Entlang der beiden Geraden¹ verlaufen die Betriebszustände bei 20 und 40 cm³ Hubvolumen.

Der maximale Fehler für den volumetrischen Wirkungsgrad nach Gl. (7.2) ergibt sich zu

$$\Delta\eta_{vol} = \pm \left(\left| \frac{\partial\eta_{vol}}{\partial p_2} \Delta p_2 \right| + \left| \frac{\Delta\eta_{vol}}{\partial \dot{V}_2} \Delta \dot{V}_2 \right| + \left| \frac{\partial\eta_{vol}}{\partial V_{th}} \Delta V_{th} \right| + \left| \frac{\partial\eta_{vol}}{\partial n} \Delta n \right| \right) \quad (\text{A.8})$$

$$= \pm \left(\left| \frac{\dot{V}_2/B}{2nV_{th}} \Delta p_2 \right| + \left| \frac{2+p_2/B}{2nV_{th}} \Delta \dot{V}_2 \right| + \left| \frac{(2+p_2/B)\dot{V}_2}{2nV_{th}^2} \Delta V_{th} \right| + \left| \frac{(2+p_2/B)\dot{V}_2}{2n^2V_{th}} \Delta n \right| \right) \quad (\text{A.9})$$

Der Quotient $\Delta p_2/B$ ist mit $B \approx 2 \cdot 10^4$ bar vernachlässigbar klein, weiterhin ist $p_2/B \ll 2$, so dass der Einfluss der Kompressibilität des Hydrauliköls auf den Messfehler vernachlässigbar ist. Der relative Maximalfehler berechnet sich dann in Abhängigkeit von der Drehzahl zu

$$\frac{\Delta\eta_{vol}}{\eta_{vol}} = \pm \left(\left| \frac{\Delta \dot{V}_2}{\dot{V}_2} \right| + \left| \frac{\Delta V_{th}}{V_{th}} \right| + \left| \frac{\Delta n}{n} \right| \right) \quad (\text{A.10})$$

$$= \pm \left(0,003 + 0,004 + \frac{2}{500 \dots 2500} \right) = 1,10 \dots 0,78 \%$$

Der Maximalfehler des Gesamtwirkungsgrads nach Gl. (7.3) berechnet sich unter Vernachlässigung der Kompressibilität des Öls zu

$$\Delta\eta_{ges} = \pm \left(\left| \frac{\partial\eta_{ges}}{\partial p_2} \Delta p_2 \right| + \left| \frac{\Delta\eta_{ges}}{\partial \dot{V}_2} \Delta \dot{V}_2 \right| + \left| \frac{\partial\eta_{ges}}{\partial T} \Delta T \right| + \left| \frac{\partial\eta_{ges}}{\partial n} \Delta n \right| \right) \quad (\text{A.11})$$

$$= \pm \left(\left| \frac{\dot{V}_2}{2\pi T n} \Delta p_2 \right| + \left| \frac{p_2}{2\pi T n} \Delta \dot{V}_2 \right| + \left| \frac{p_2 \dot{V}_2}{2\pi T^2 n} \Delta T \right| + \left| \frac{p_2 \dot{V}_2}{2\pi T n^2} \Delta n \right| \right) \quad (\text{A.12})$$

¹Die Geraden ergeben sich unter Vernachlässigung von $T = f(n)$.

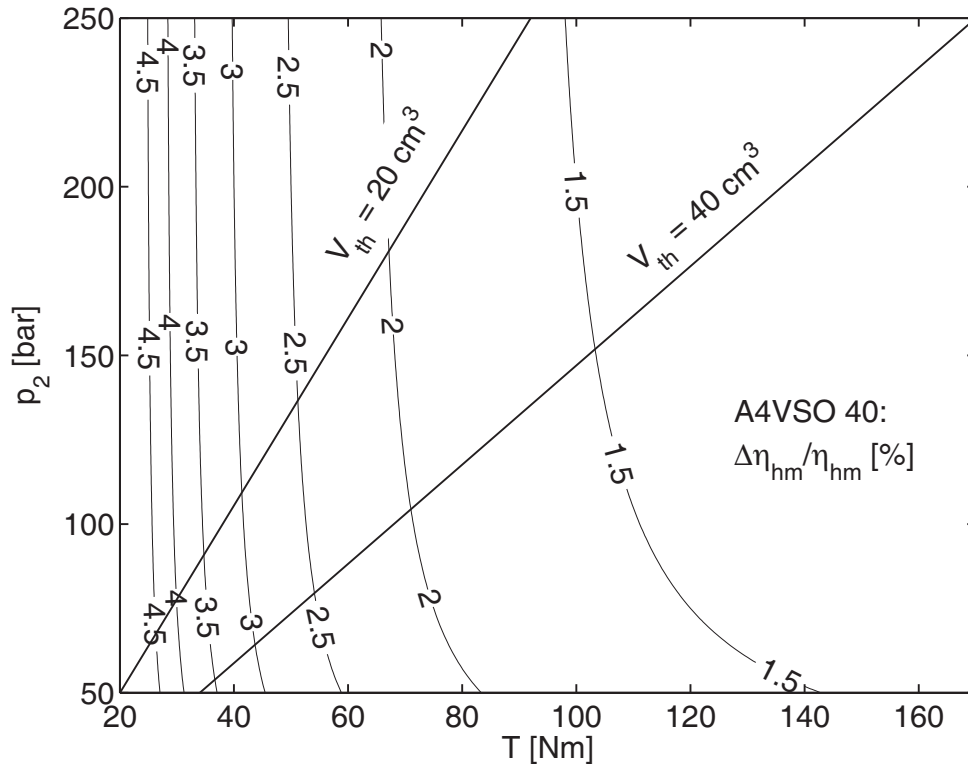


Bild A.1: A4VSO 40, maximaler relativer Fehler des hyd.-mech. Wirkungsgrads.

Der relative Maximalfehler des Gesamtwirkungsgrads ist dann

$$\begin{aligned} \frac{\Delta\eta_{ges}}{\eta_{ges}} &= \pm \left(\left| \frac{\Delta p_2}{p_2} \right| + \left| \frac{\Delta \dot{V}_2}{\dot{V}_2} \right| + \left| \frac{\Delta T}{T} \right| + \left| \frac{\Delta n}{n} \right| \right) \\ &= \pm \left(\frac{0,2 \text{ bar}}{p} + 0,003 + \frac{1 \text{ Nm}}{T} + \frac{2 \text{ min}^{-1}}{n} \right) \end{aligned} \quad (\text{A.13})$$

Die maximalen Einzelmessfehler betragen für den Druck $\Delta p_2 = \pm 0,2 \text{ bar}$, für den Volumenstrom $\Delta \dot{V}_2 / \dot{V}_2 = \pm 0,003$, für das Drehmoment $\Delta T = \pm 1 \text{ Nm}$ und für die Drehzahl $\Delta n = \pm 2 \text{ min}^{-1}$. Der Zusammenhang ist in Bild A.2 dargestellt. Mit zunehmender Drehzahl nimmt der relative Fehler der Drehzahlmessung ab, bei einer Drehzahl von 2500 min^{-1} ist das Kennfeld nahezu identisch mit dem des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads.

Es ist festzustellen, dass durch Fehlerfortpflanzung trotz kalibrierter Messaufnehmer in Betriebszuständen mit höherer Maschinenleistung, in denen die Wirkungsgrade von besonderem Interesse sind, als Absolutwert angegebene Wirkungsgrade um bis zu $\pm 2 \%$ vom tatsächlichen Wirkungsgrad abweichen können (Maximalfehler).

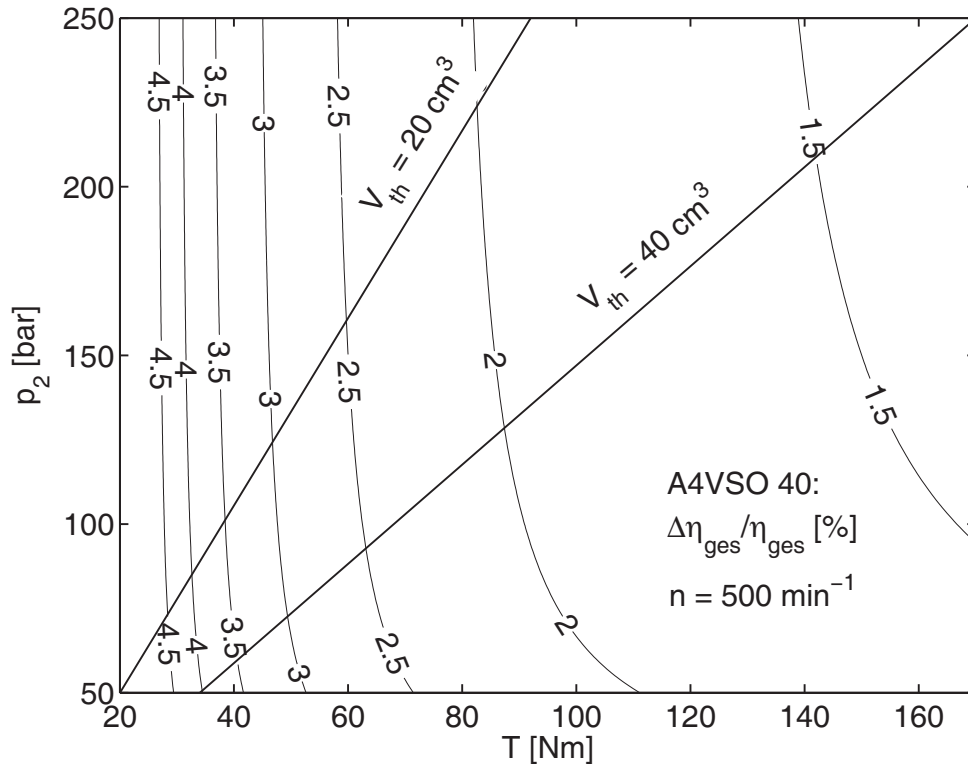


Bild A.2: A4VSO 40, maximaler relativer Fehler des Gesamtwirkungsgrads.

A.2 Schwungradprüfstand

Aus den Messfehlern der Einzelkomponenten nach Tab. E.3 wird der maximale Fehler des Funktionswertes nach Beziehung (A.1) berechnet. Der Messfehler der Messkarte liegt mit maximal $\pm 0,055\%$ vom Messbereich etwa eine Größenordnung unter den Messfehlern der Messaufnehmer und wird vernachlässigt.

Der maximale relative Fehler des theoretischen Hubvolumens ergibt sich nach Gl. (A.3) wieder zu

$$\frac{\Delta V_{th}}{V_{th}} = \pm 0,4\% \quad (\text{A.14})$$

Für den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad nach Gl. (7.5) ist der maximale Fehler

$$\Delta \eta_{hm} = \pm \left(\left| \frac{2\pi}{V_{th} \Delta p} \Delta T \right| + \left| \frac{2\pi T}{V_{th}^2 \Delta p} \Delta V_{th} \right| + \left| \frac{2\pi T}{V_{th} \Delta p^2} \Delta p_1 \right| + \left| \frac{2\pi T}{V_{th} \Delta p^2} \Delta p_2 \right| \right) \quad (\text{A.15})$$

und der relative maximale Fehler

$$\frac{\Delta \eta_{hm}}{\eta_{hm}} = \pm \left(\left| \frac{\Delta T}{T} \right| + \left| \frac{\Delta V_{th}}{V_{th}} \right| + \left| \frac{\Delta p_1}{\Delta p} \right| + \left| \frac{\Delta p_2}{\Delta p} \right| \right) \quad (\text{A.16})$$

Die maximalen Einzelmessfehler betragen für das Drehmoment $\Delta T = \pm 1$ Nm, für das Hubvolumen $\Delta V_{th}/V_{th} = \pm 0,004$ und für die Drücke $\Delta p_1 = \Delta p_2 = \pm 0,5$ bar. Bild A.3 zeigt den Zusammenhang. Entlang der Gerade² verlaufen die Betriebszustände für 75 cm³ Hubvolumen.

Der Maximalfehler für den volumetrischen Wirkungsgrad nach Gl. (7.4) ergibt sich zu

$$\Delta\eta_{vol} = \pm \left(\left| \frac{nV_{th}}{\dot{V}_1^2} \Delta\dot{V}_1 \right| + \left| \frac{n}{\dot{V}_1} \Delta V_{th} \right| + \left| \frac{V_{th}}{\dot{V}_1} \Delta n \right| \right) \quad (\text{A.17})$$

und als bezogener maximaler Fehler unter Berücksichtigung des Drehzahlbereichs

$$\begin{aligned} \frac{\Delta\eta_{vol}}{\eta_{vol}} &= \pm \left(\left| \frac{\Delta\dot{V}_1}{\dot{V}_1} \right| + \left| \frac{\Delta V_{th}}{V_{th}} \right| + \left| \frac{\Delta n}{n} \right| \right) \\ &= \pm \left(0,003 + 0,004 + \frac{2}{500 \dots 2000} \right) = 1,10 \dots 0,80 \% \end{aligned} \quad (\text{A.18})$$

Der maximale Fehler des Gesamtwirkungsgrads berechnet sich zu

$$\Delta\eta_{ges} = \pm \left(\left| \frac{2\pi n}{\dot{V}_1 \Delta p} \Delta T \right| + \left| \frac{2\pi T}{\dot{V}_1 \Delta p} \Delta n \right| + \left| \frac{2\pi n T}{\dot{V}_1^2 \Delta p} \Delta\dot{V}_1 \right| + \left| \frac{2\pi n T}{\dot{V}_1 \Delta p^2} \Delta p_1 \right| + \left| \frac{2\pi n T}{\dot{V}_1 \Delta p^2} \Delta p_2 \right| \right) \quad (\text{A.19})$$

Der relative maximale Fehler des Gesamtwirkungsgrads ist dann

$$\frac{\Delta\eta_{ges}}{\eta_{ges}} = \pm \left(\left| \frac{\Delta T}{T} \right| + \left| \frac{\Delta n}{n} \right| + \left| \frac{\Delta\dot{V}_1}{\dot{V}_1} \right| + \left| \frac{\Delta p_1}{\Delta p} \right| + \left| \frac{\Delta p_2}{\Delta p} \right| \right) \quad (\text{A.20})$$

Die maximalen Einzelmessfehler betragen für das Drehmoment $\Delta T = \pm 1$ Nm, für die Drehzahl $\Delta n = \pm 2$ min⁻¹, für den Volumenstrom $\Delta\dot{V}_1/\dot{V}_1 = \pm 0,003$ und für die Drücke $\Delta p_1 = \Delta p_2 = \pm 0,5$ bar. Bild A.4 zeigt den Zusammenhang. Entlang der Gerade verlaufen die Betriebszustände für ein Hubvolumen von 75 cm³. Mit zunehmender Drehzahl sinkt der relative Fehler der Drehzahlmessung, bei einer Drehzahl von 2000 min⁻¹ ist das Kennfeld mit dem des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads identisch.

Analog zu den Messungen auf dem Verspannungsprüfstand ist festzustellen, dass durch die Fehlerfortpflanzung in Betriebszuständen mit höherer Maschinenleistung, in denen Wirkungsgrade von besonderem Interesse sind, als Absolutwert angegebene Wirkungsgrade um bis zu $\pm 2\%$ vom tatsächlichen Wirkungsgrad abweichen können (Maximalfehler).

²Eine Gerade ergibt sich unter Vernachlässigung von $T = f(n)$.

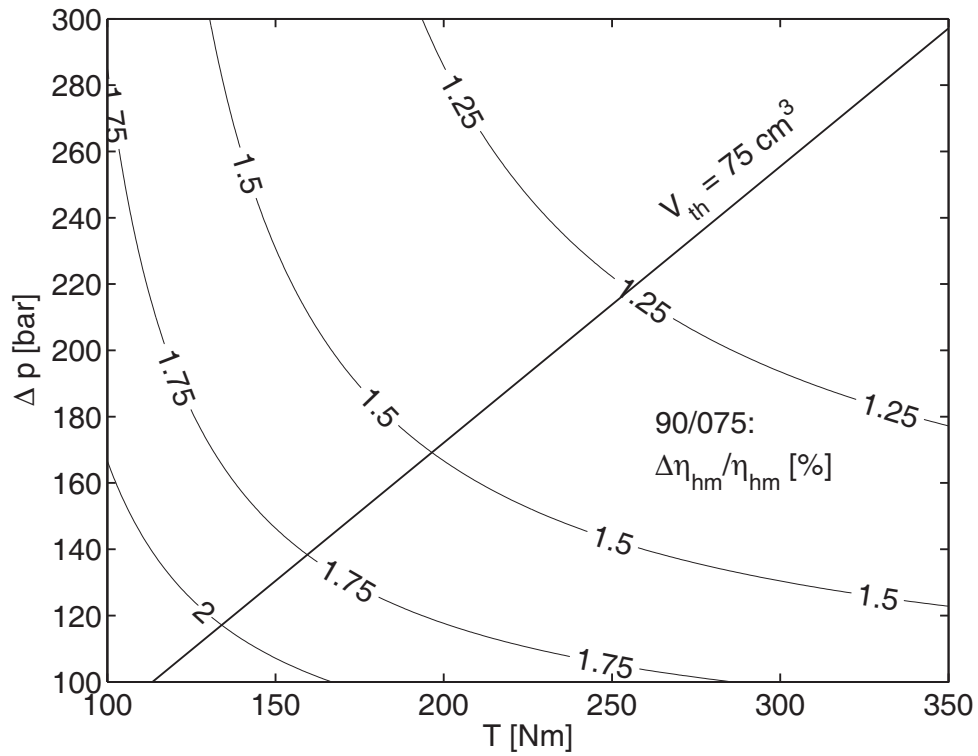


Bild A.3: Maschine 90/075, maximaler relativer Fehler des hyd.-mech. Wirkungsgrads.

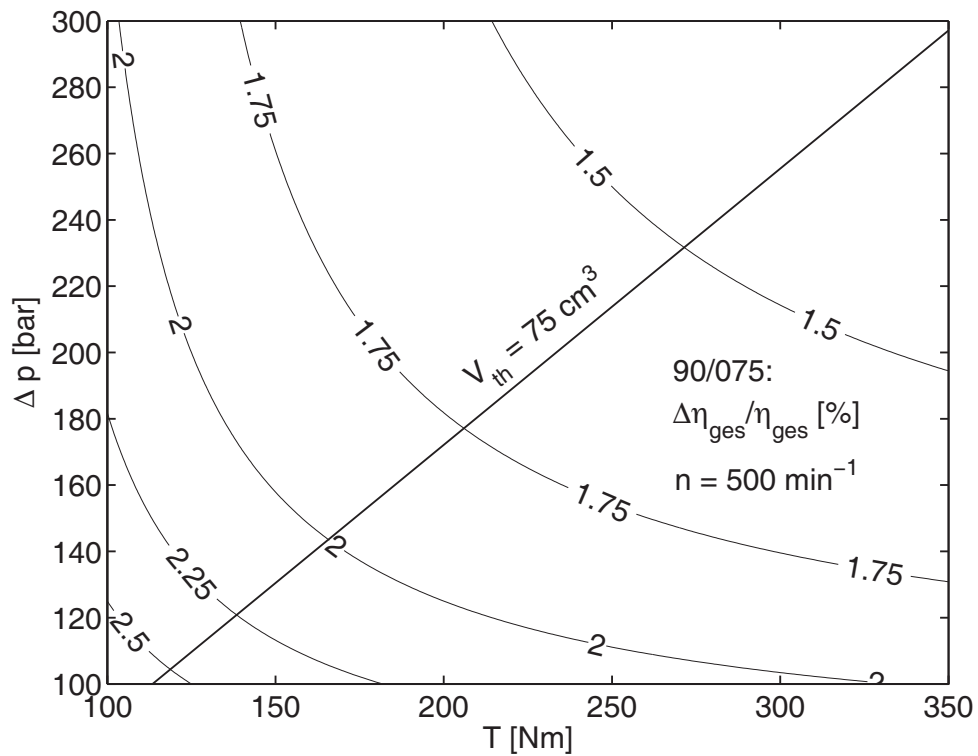


Bild A.4: Maschine 90/075, maximaler relativer Fehler des Gesamtwirkungsgrads.

Anhang B

Maschinenkennfelder

Bilder B.1 bis B.4 zeigen in Form von Muscheldiagrammen die Kennfelder der Maschinen A4VSO 40 nach einem Dauerlauf von 300 h auf dem Verspannungsprüfstand bei 200 bar, 1000 min^{-1} und maximalem Hubvolumen.

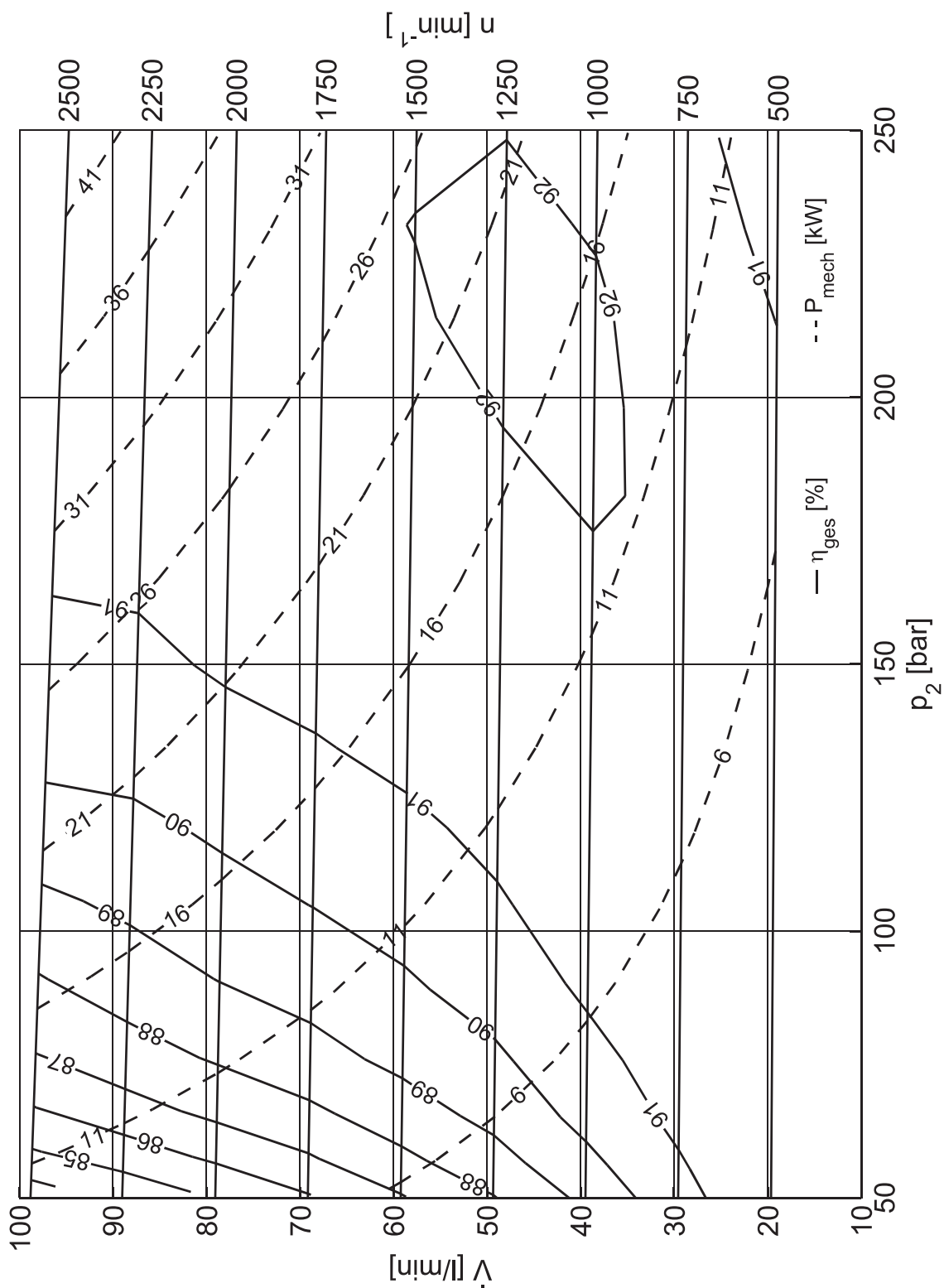


Bild B.2: Maschine A4VSO 40, RBAO-Kolben und Si_3N_4 -Buchsen, Gesamtwirkungsgrad nach Dauerlauf, $V_{th} = 40 \text{ cm}^3$.

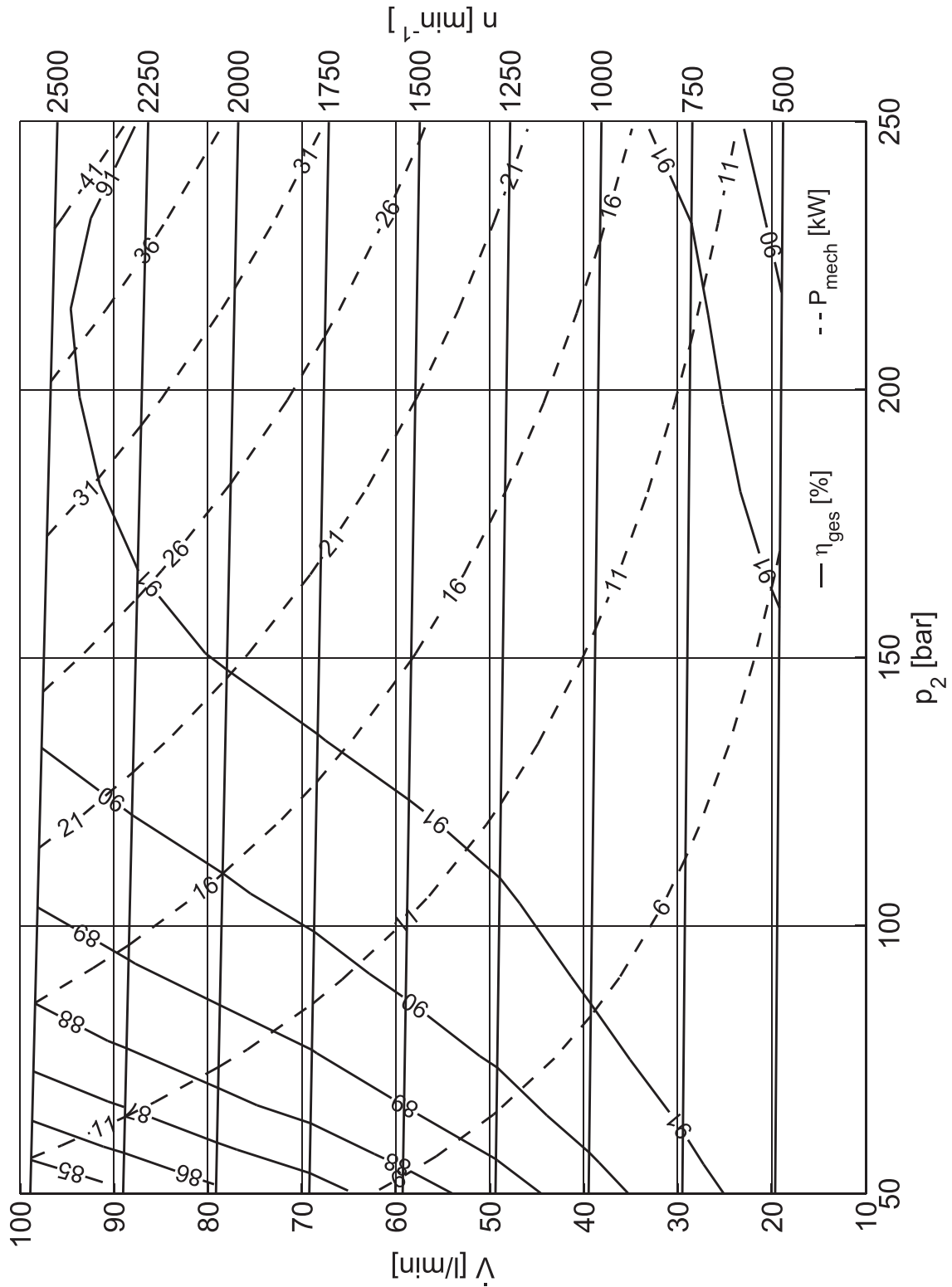


Bild B.3: Maschine A4VSO 40, Si_3N_4 -Kolben und RBAO-Buchsen, Gesamtwirkungsgrad nach Dauerlauf, $V_{th} = 40 \text{ cm}^3$.

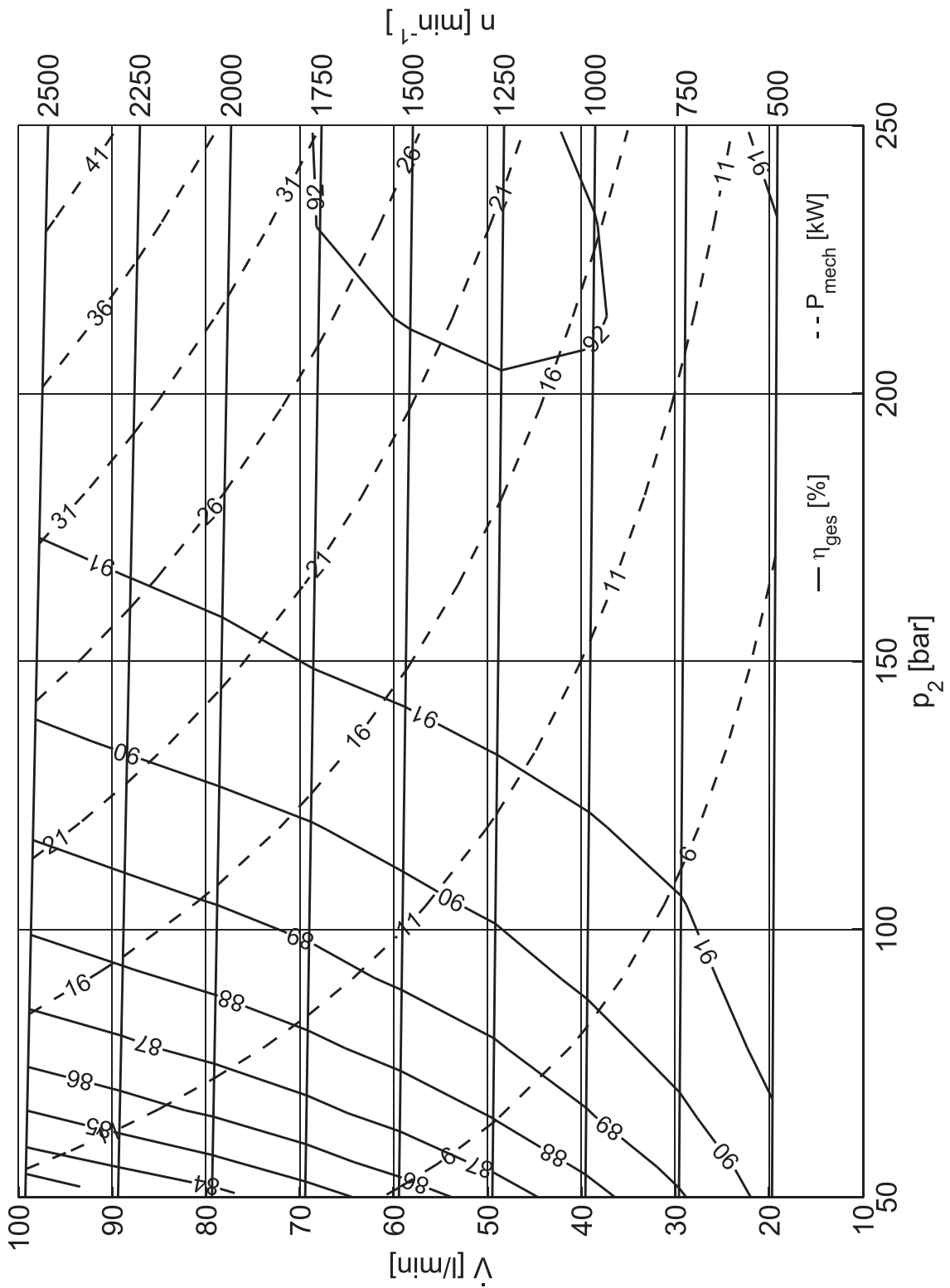


Bild B.4: Maschine A4VSO 40, ZrO_2 -Kolben und Si_3N_4 -Buchsen, Gesamtwirkungsgrad nach Dauerlauf, $\psi = 0,7\%$, $V_{th} = 40 \text{ cm}^3$.

Anhang C

Weiterführende Untersuchungen

C.1 Erprobung von Keramik-Metall-Paarungen

In Untersuchungen, die über die Aufgabenstellung für diese Arbeit hinausgehen, wurden Metall-Keramik-Kombinationen für die Kolben und Buchsen von Axialkolbenmaschinen erprobt. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen werden daher im Anhang der Arbeit wiedergegeben. In einem ersten Schritt wurden die zur Verfügung stehenden keramischen Kolben mit serienmäßigen Messing-Laufbuchsen gepaart, um die prinzipielle Funktionsfähigkeit zu überprüfen und die Auswirkungen von steifen Kolben und nachgiebigen Buchsen, die nach Abschnitt 5.1.2 zu einer günstigen Flächenpressungsverteilung zwischen Kolben und Buchsen führen, auf die Wirkungsgrade zu ermitteln.

Aufgrund der positiven Ergebnisse wurden in einem nächsten Schritt die Buchsen aus einem serienmäßigen Zylinderblock entfernt und aus dem für Zylinderblöcke von Axialkolbenmaschinen üblichen Vergütungsstahl C45 gefertigte Buchsen eingesetzt. Mit den C45-Buchsen sollte überprüft werden, ob keramische Kolben direkt im Zylinderblock laufen können und dadurch Fertigungskosten reduziert und die Umweltverträglichkeit erhöht werden können. Für den Fall einer nicht ausreichenden tribologischen Festigkeit von C45 im gewalzten Zustand wurden zwei gegenüberliegende Buchsen des Blocks im Bereich der vorderen Kante auf HV 8 GPa gehärtet, s. Bild C.1. Nach Abschnitt 5.1.2 treten im Betrieb im Bereich der vorderen Buchsenkante die höchsten Flächenpressungen auf.

Mit dem so ausgerüsteten Zylinderblock wurde mit Si_3N_4 -Kolben der Versuchsplan auf S. 86 durchlaufen: Es wurden Kennfelder A aufgezeichnet, ein Dauerlauf über 300 h durchgeführt, Kennfelder A und B aufgezeichnet und die Bauteile vermessen.

Weiter wurden Versuche mit Stahl-Kolben und Keramik-Buchsen durchgeführt, mit denen das Ergebnis der FEM-Berechnung überprüft wurde, nach dem die Kombination eines nachgiebigen Kolbens mit einer steifen Buchse zu hohen Flächenpressungen zwischen dem Kolben und der Buchse und einem entsprechend verringerten hydraulisch-

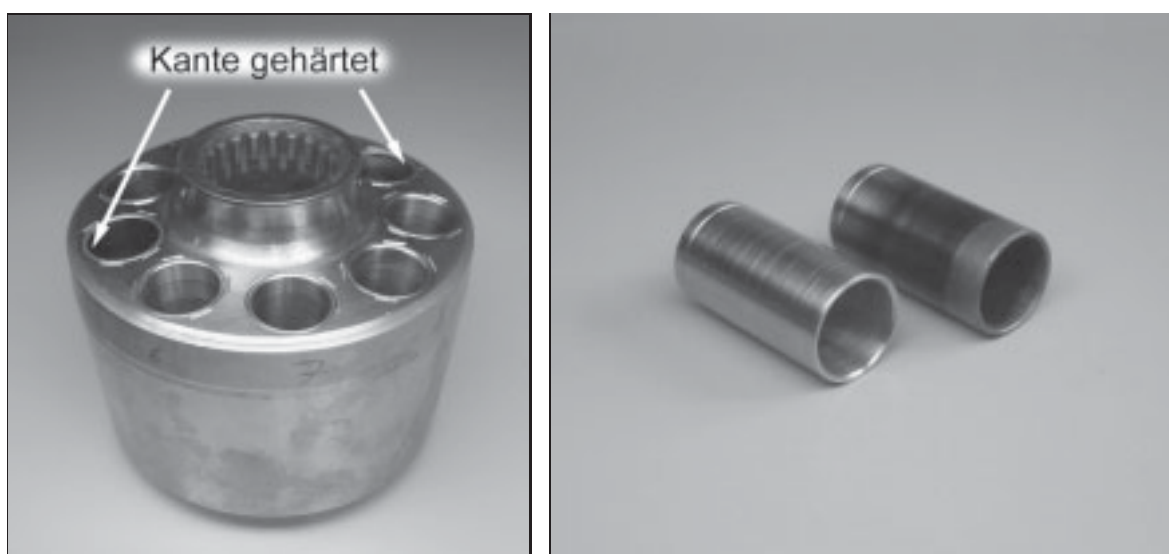


Bild C.1: Zylinderblock mit C45-Buchsen (links), ungehärtete und kantengehärtete Buchse (rechts).

Buchsen	Kolben					
	Variation Werkstoffe			Variation Lagerspiel		
	Si ₃ N ₄	RBAO	St	ZrO ₂ /d ₁	ZrO ₂ /d ₂	ZrO ₂ /d ₃
Si ₃ N ₄	○	○	●	○	○	○
RBAO	○	○	●	-	-	-
Messing	●	●	(●)	●	●	-
C45/C45G	-	●	-	-	-	-

Tabelle C.1: A4VSO 40, Bauteilkombinationen Keramik-Metall (Punkte).

mechanischen Wirkungsgrad führt.

Tabelle C.1 zeigt die untersuchten Bauteilkombinationen. Kreise markieren die im Hauptteil der Arbeit behandelten Kolben-Buchse-Kombinationen, Punkte kennzeichnen die darüber hinaus untersuchten Stahl-Keramik-Paarungen. In den folgenden Abschnitten werden die mit den Metall-Keramik-Paarungen erzielten Ergebnisse beschrieben.

C.1.1 Keramik-Kolben und Metall-Buchsen

Es wurden die Wirkungsgrade mit Kombinationen aus eingelaufenen Messingbuchsen und nicht eingelaufenen Kolben aus RBAO, Si₃N₄ und ZrO₂ bestimmt. Bild C.2 zeigt den volumetrischen, den hydraulisch-mechanischen und den Gesamtwirkungsgrad der Paarung RBAO-Kolben/Messing-Buchse bezogen auf die mit nicht eingelaufenen Serienbauteilen gemessenen Wirkungsgrade. Es ergibt sich ein ausgeprägter Vorteil der Keramik-Metall-Paarung im Bereich hoher Betriebsdrücke und geringer Drehzahlen. Bei

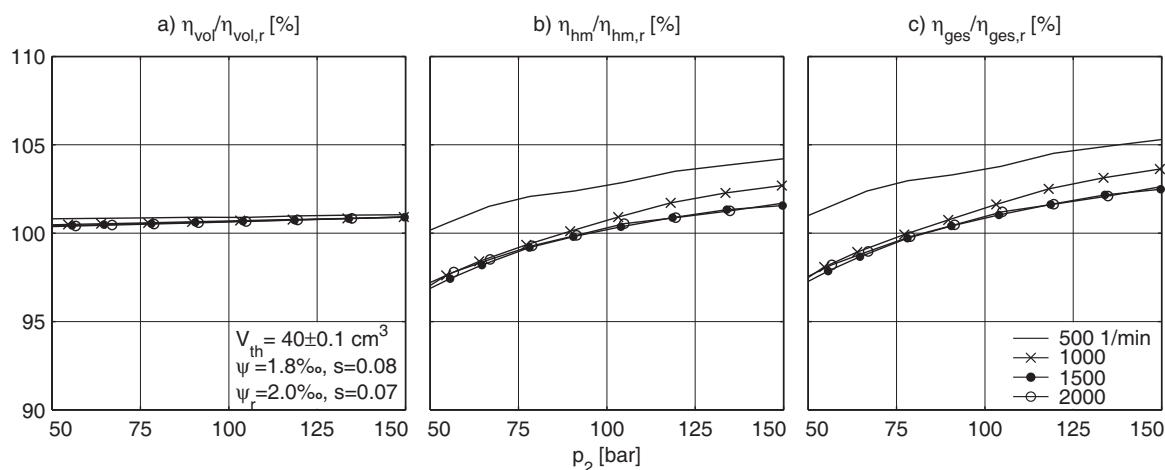


Bild C.2: Maschine A4VSO 40, volumetrischer, hydraulisch-mechanischer und Gesamtwirkungsgrad mit nicht eingelaufenen RBAO-Kolben und eingelaufenen Messing-Buchsen bezogen auf die Wirkungsgrade mit nicht eingelaufenen Stahl-Kolben und Messing-Buchsen.

den mit Si_3N_4 -Kolben aufgezeichneten Wirkungsgraden zeigt sich das gleiche Bild. Es muss dabei jedoch berücksichtigt werden, dass die Messung mit eingelaufenen Buchsen durchgeführt wurde. An diese erfolgreichen Versuche wurde die Erprobung des Laufsatzes mit nicht eingelaufenen C45-Buchsen und eingelaufenen Si_3N_4 -Kolben angeschlossen. Für den Versuch wurden eingelaufene Kolben verwendet, weil aufgrund des bedeutenden Härteunterschieds von Kolben und Buchsen nicht mit einem schnellen Einlaufen der keramischen Kolben gerechnet werden kann. Es soll noch kurz angemerkt werden, dass die Kombination aus ZrO_2 -Kolben und Messing-Buchsen ungünstige Wirkungsgrade zeigte, s. Bild C.3. Dieses Ergebnis entspricht prinzipiell auch der Erwartung, da ZrO_2 nur den E-Modul von Stahl aufweist.

Bild C.4 zeigt die Wirkungsgrade der Maschine mit C45-Buchsen und Si_3N_4 -Kolben nach dem Dauerlauf bezogen auf die Wirkungsgrade der Serienmaschine nach dem Dauerlauf. Es wird deutlich, dass das Keramik-Metall-Triebwerk die Wirkungsgrade der Serienmaschine erreicht. Es ist dabei davon auszugehen, dass das teilweise erhebliche Spiel der Kolben ($\psi = 2,1\text{‰}$, Standardabweichung $s = 0,8\text{‰}$) nicht nur den volumetrischen Wirkungsgrad verringert, sondern auch zu einem geringeren hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad führt und dementsprechend die Ergebnisse der Messungen nicht die mit dieser Werkstoffpaarung erreichbaren Wirkungsgrade zeigen. Bild C.5 zeigt das Mischeldiagramm der Maschine. Die Kennfeldaufzeichnung wurde ab einem Druck von 200 bar nicht fortgesetzt, da ab diesem Punkt das Antriebsmoment der Maschine überproportional zunahm. Der Grund dafür ist das geometrische Einlaufen der Buchsen im Dauerlauf bei einem Druck von 200 bar. Auf höhere Betriebsdrücke ist die Geometrie der Buchse nicht angepasst, so dass erhöhte Reibungskräfte auftreten.

Das Verschleißbild der Kolben änderte sich während der Erprobung nicht, bei den unge-

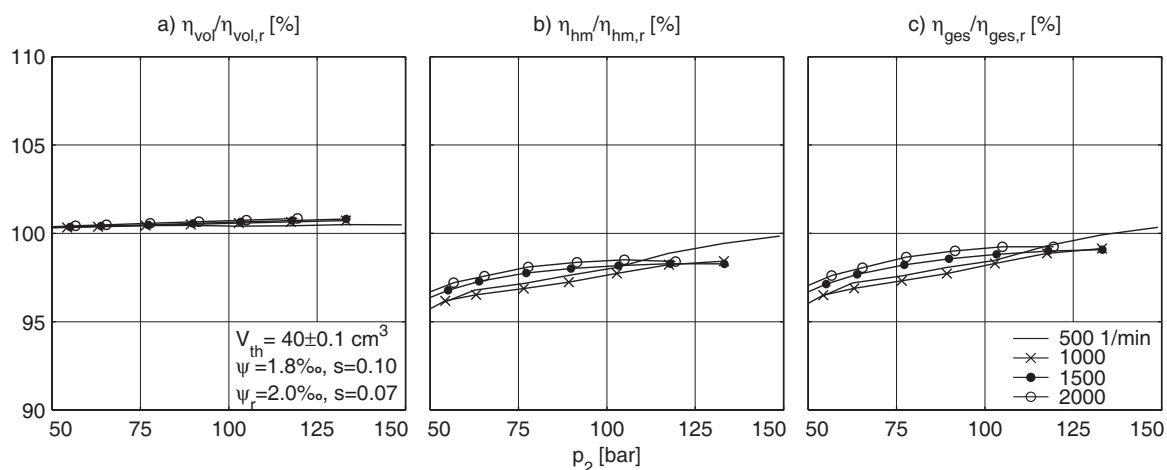


Bild C.3: Maschine A4VSO 40, volumetrischer, hydraulisch-mechanischer und Gesamtwirkungsgrad mit nicht eingelaufenen ZrO_2 -Kolben und eingelaufenen Messing-Buchsen bezogen auf die Wirkungsgrade mit nicht eingelaufenen Stahl-Kolben und Messing-Buchsen.

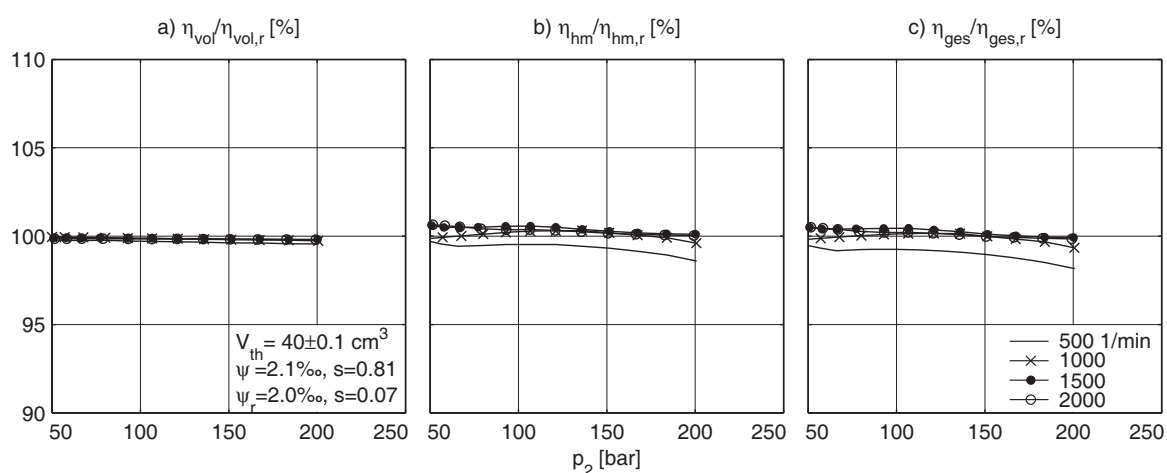


Bild C.4: Maschine A4VSO 40, volumetrischer, hydraulisch-mechanischer und Gesamtwirkungsgrad mit Si_3N_4 -Kolben und C45-Buchsen nach dem Dauerlauf bezogen auf die Wirkungsgrade der Serienmaschine nach dem Dauerlauf.

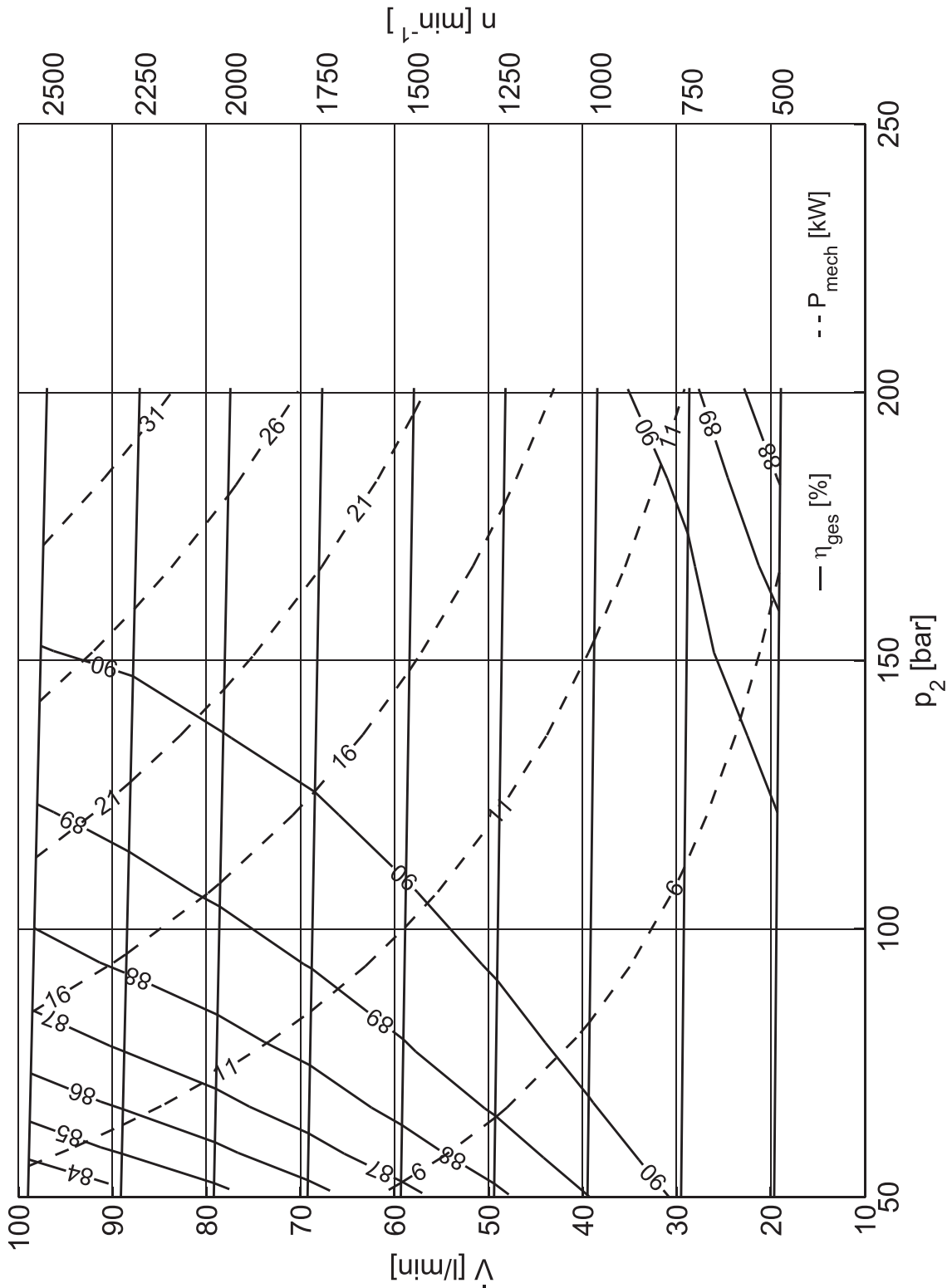


Bild C.5: Maschine A4VSO 40, Si_3N_4 -Kolben und C45-Buchsen, Gesamtwirkungsgrad nach dem Dauerlauf, $V_{th} = 40 \text{ cm}^3$.

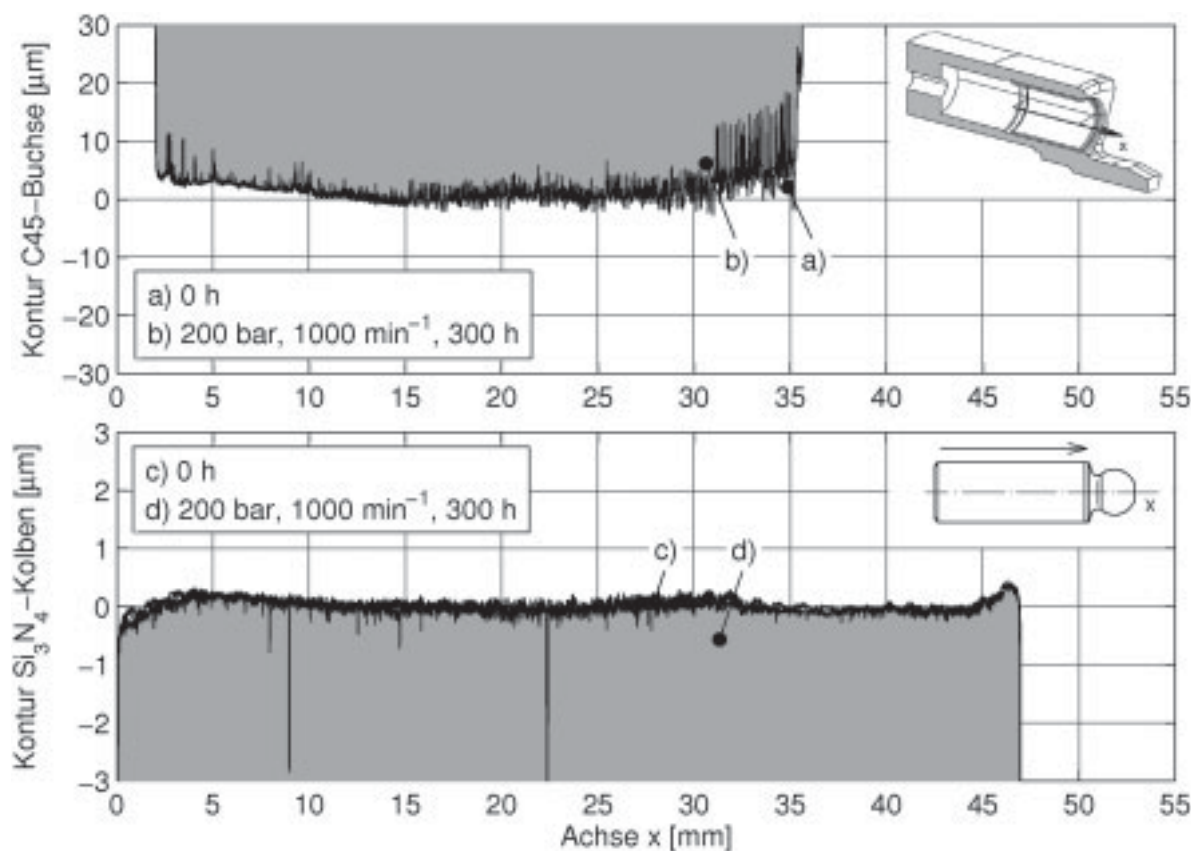


Bild C.6: Maschine A4VSO 40, Längsprofile der Si_3N_4 -Kolben und der ungehärteten C45-Buchsen vor und nach (grau hinterlegt) Dauerlauf.

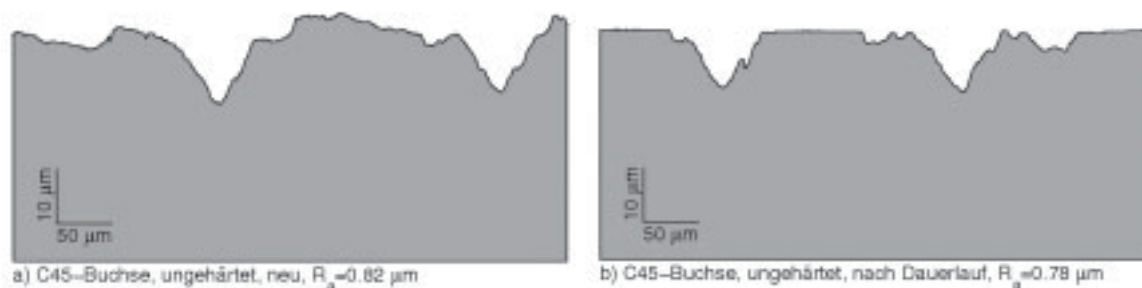


Bild C.7: Maschine A4VSO 40, Rauheit der ungehärteten C45-Buchsen vor (links) und nach Dauerlauf (rechts), gemessen an der vorderen Buchsenkante.

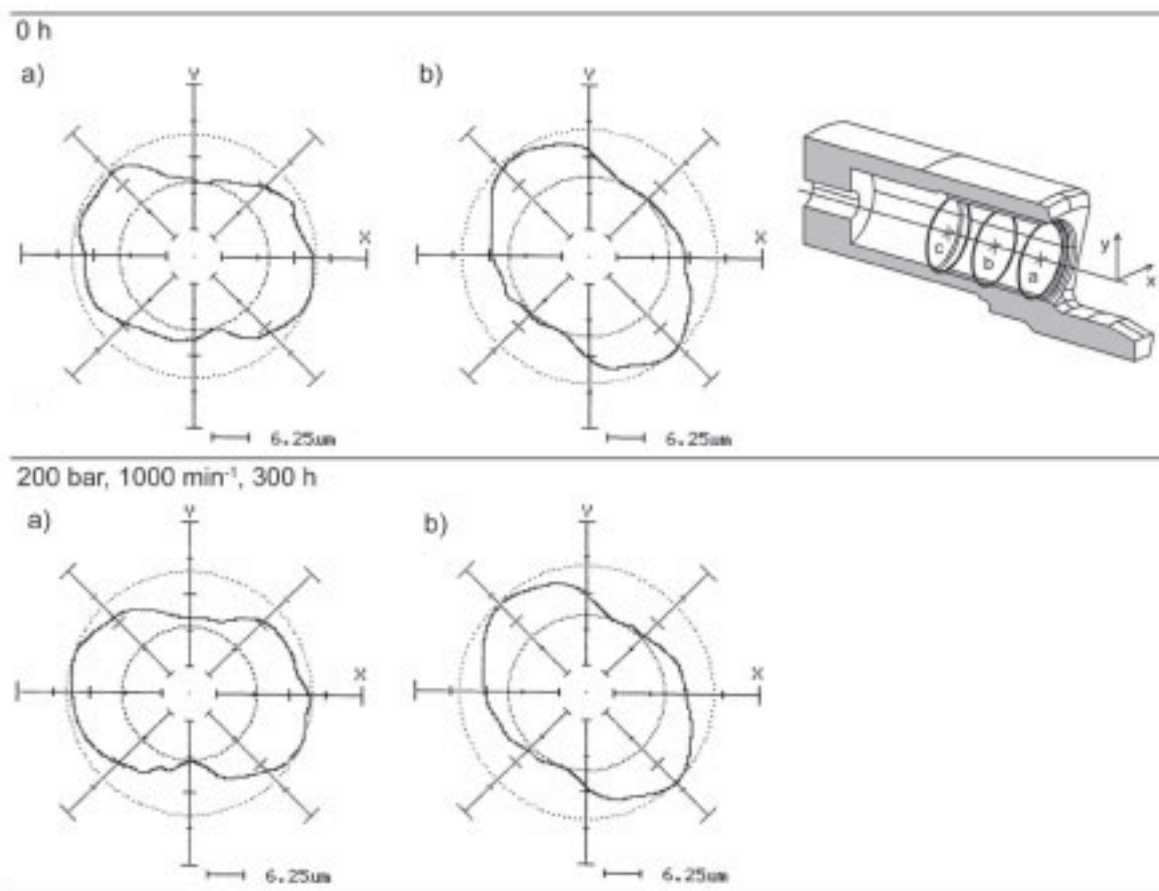


Bild C.8: Maschine A4VSO 40, Unrundheit der ungehärteten C45-Buchsen vor und nach Dauerlauf.

härteten C45-Buchsen trat ein deutlicher Einlaufvorgang auf. Bild C.6 zeigt die Längsprofile der Kolben und Buchsen vor (schwarzer Profilschrieb) und nach dem Dauerlauf (schwarzer Profilschrieb mit grauer Hinterlegung). Zu erkennen ist ein deutlicher Abtrag von fertigungsbedingten Bearbeitungsspuren an der Buchse im Bereich der Kennzeichnung a). Bild C.7 zeigt die Tastschnitte der Rauheiten, gemessen an der vorderen Buchsenkante. Nach Bild C.8 beträgt die fertigungsbedingte Unrundheit rd. $8 \mu\text{m}$ und vergrößert sich im Dauerlauf nur unwesentlich um $1 \mu\text{m}$. Bilder C.9, C.10, C.11 zeigen die Längsprofile des Si_3N_4 -Kolbens und der gehärteten C45-Buchse, sowie die Rauheiten und die Unrundheiten der Buchsen vor und nach dem Dauerlauf. Veränderungen an den Si_3N_4 -Kolben und an den C45-Buchsen sind nicht festzustellen.

Die Wirkungsgrade der mit keramischen Kolben und C45-Buchsen ausgestatteten Maschine und auch das Verschleißverhalten der ungehärteten C45-Buchsen gleichen im untersuchten Betriebsgrößenbereich denen der Serienmaschine. Damit scheint bei Verwendung keramischer Kolben der Verzicht auf Buntmetall-Laufbuchsen in Zylinderblöcken möglich. Durch eine Härtung der C45-Buchsen kann die Verschleißfestigkeit der Paarung Kolben/Buchse weiter erhöht werden.

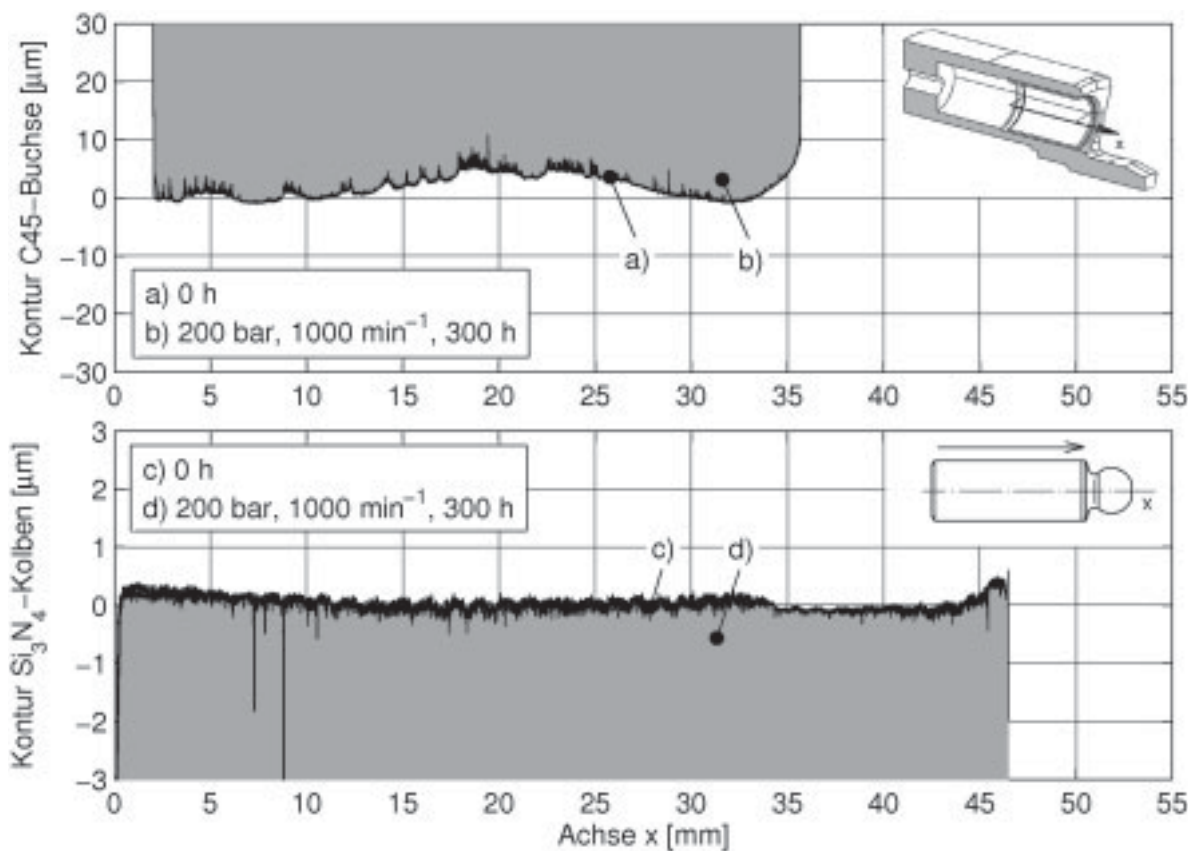


Bild C.9: Maschine A4VSO 40, Längsprofile der Si_3N_4 -Kolben und der gehärteten C45-Buchsen vor und nach (grau hinterlegt) Dauerlauf.

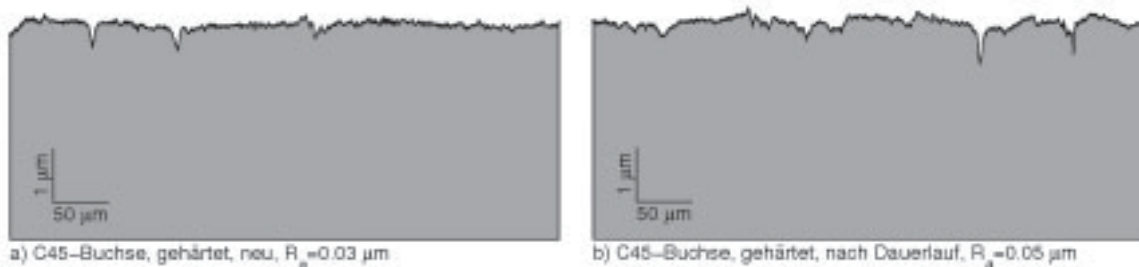


Bild C.10: Maschine A4VSO 40, Rauheit der gehärteten C45-Buchsen vor (links) und nach Dauerlauf (rechts), gemessen an der vorderen Buchsenkante.

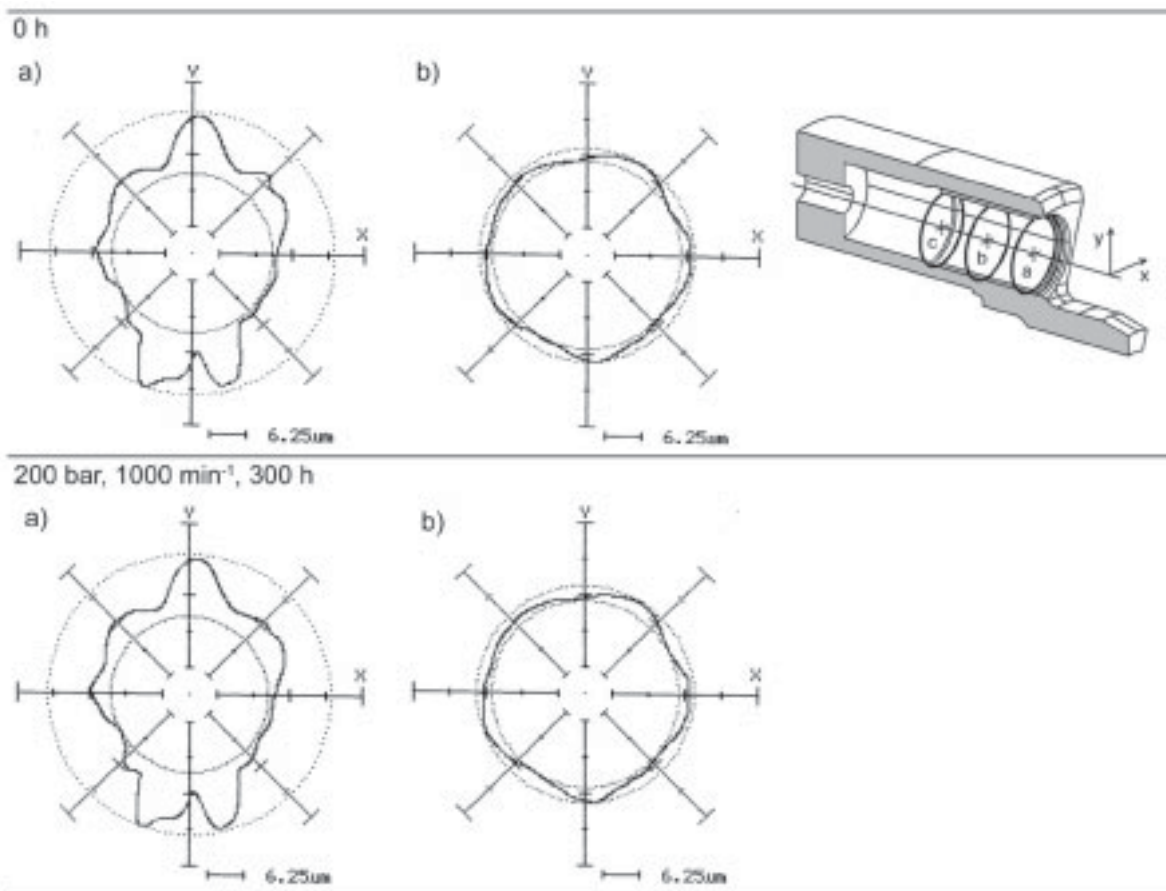


Bild C.11: Maschine A4VSO 40, Unrundheit der gehärteten C45-Buchsen vor und nach Dauerlauf.

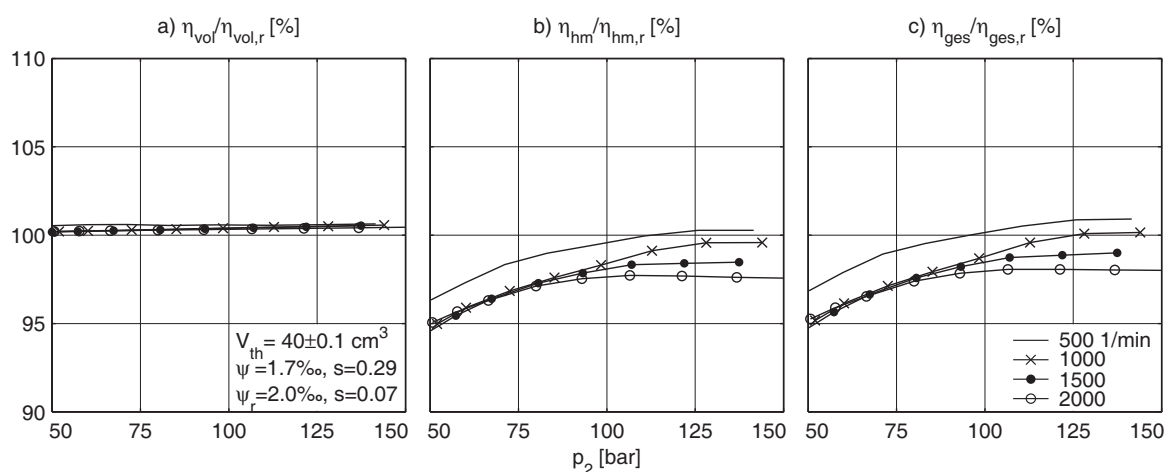


Bild C.12: Maschine A4VSO 40, volumetrischer, hydraulisch-mechanischer und Gesamtwirkungsgrad mit nicht eingelaufenen Stahl-Kolben und RBAO-Buchsen bezogen auf die Wirkungsgrade mit nicht eingelaufenen Stahl-Kolben und Messing-Buchsen.

C.1.2 Stahl-Kolben, Keramik-Buchsen

Es wurden Stahl-Kolben mit Si_3N_4 -Buchsen und RBAO-Buchsen kombiniert. Das Ergebnis fällt für beide Paarungen ähnlich aus. Bild C.12 zeigt die mit nicht eingelaufenen Stahl-Kolben und RBAO-Buchsen aufgezeichneten Verläufe des volumetrischen, hydraulisch-mechanischen und des Gesamtwirkungsgrads bezogen auf die Wirkungsgrade mit nicht eingelaufenen Serienbauteilen: Der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad liegt teilweise weit unter dem der Serienmaschine. Der volumetrische Wirkungsgrad ist nahezu identisch, wodurch der Gesamtwirkungsgrad überwiegend unter dem der Serienmaschine liegt.

Anhang D

Kontinuierliche Kennfeldaufzeichnung

In den folgenden Abschnitten werden die Festlegung der Druckanstiegsrate für die kontinuierliche Kennfeldaufzeichnung und die Auswirkung der Betriebstemperatur auf die Wirkungsgrade der Maschine A4VSO 40 beschrieben.

D.1 Festlegung der Druckanstiegsrate

Zur Ermittlung der Auswirkung der Druckanstiegsrate auf das Messergebnis wurde der Betriebsdruck einer Serienmaschine mit drei hohen Druckanstiegsraten von 50 bar auf 320 bar angehoben. Bild D.1/oben zeigt das bei den Raten 5 bar/s, 10 bar/s und 20 bar/s gemessene Antriebsmoment der Maschine. Die Messungen liegen in guter Näherung auf einer Geraden, wobei das Pumpenmoment mit steigender Druckanstiegsrate zunimmt. Der größte Unterschied zwischen allen Messungen beträgt 2 ‰. Bild D.1/unten zeigt die gemessenen Volumenströme im Hochdruckteil. Auch die Volumenströme werden gut durch eine Gerade beschrieben, wobei der Volumenstrom mit zunehmender Druckanstiegsrate abnimmt. Aufgrund dieses durch die Kompressibilität des Öls und durch die Nachgiebigkeit der Leitungen bedingte Effekts weichen die Kurven um bis zu 5 ‰ voneinander ab.

Die Ergebnisse zeigen, dass die unterschiedlichen Druckanstiegsraten nur zu geringen Unterschieden in den Messgrößen führen und dass die Messgenauigkeit mit abnehmender Druckanstiegsrate zunimmt. Aus diesem Grunde wird für die Versuche eine Druckanstiegsrate von 5 bar/s verwendet, die sowohl den Ansprüchen an die Messgenauigkeit als auch an eine zügige Kennfeldaufzeichnung gerecht wird.

Bild D.2 zeigt das Pumpenmoment und den Hauptvolumenstrom in einem Druckzyklus, bei dem der Betriebsdruck von 50 bar mit der Druckanstiegsrate von 5 bar/s auf 320 bar angehoben und mit -5 bar/s wieder auf 50 bar abgesenkt wurde. Die Messkurven zeigen zum einen die Reproduzierbarkeit der Messung und zum anderen, dass weder eine Hysterese noch eine Messwertdrift auftritt.

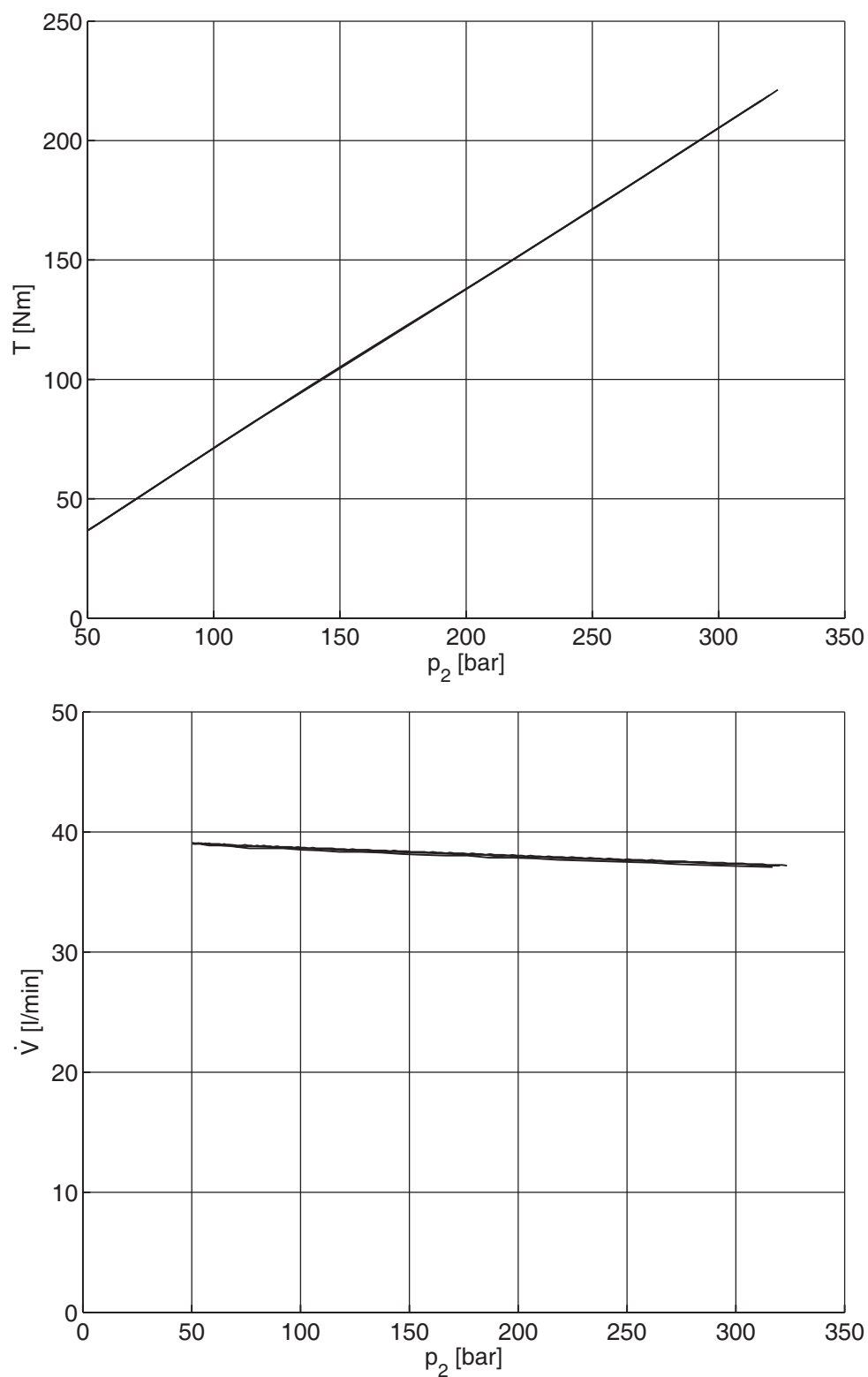


Bild D.1: Pumpenmoment und Hauptvolumenstrom bei kontinuierlicher Messung mit den Druckanstiegsraten 5, 10 und 20 bar/s bei $\vartheta_1 = 50 \pm 2^\circ\text{C}$, $\beta = 17^\circ$, $n = 1000 \text{ min}^{-1}$.

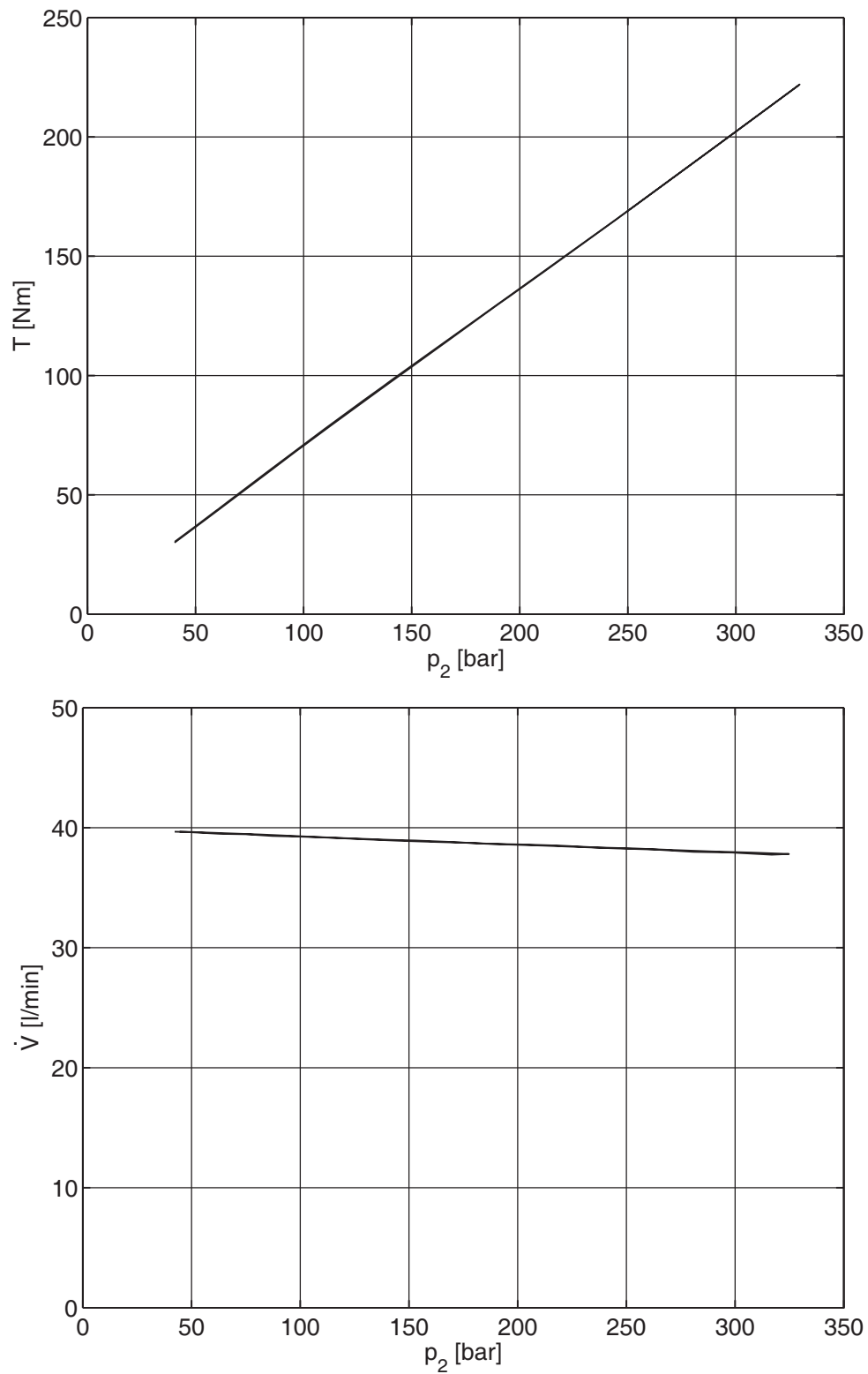


Bild D.2: Pumpenmoment und Hauptvolumenstrom bei einem Druckzyklus 50-320-50 bar mit einer Druckanstiegsrate von 5 bar/s bei $\vartheta_1 = 50 \pm 2^\circ\text{C}$, $\beta = 17^\circ$, $n = 1000 \text{ min}^{-1}$.

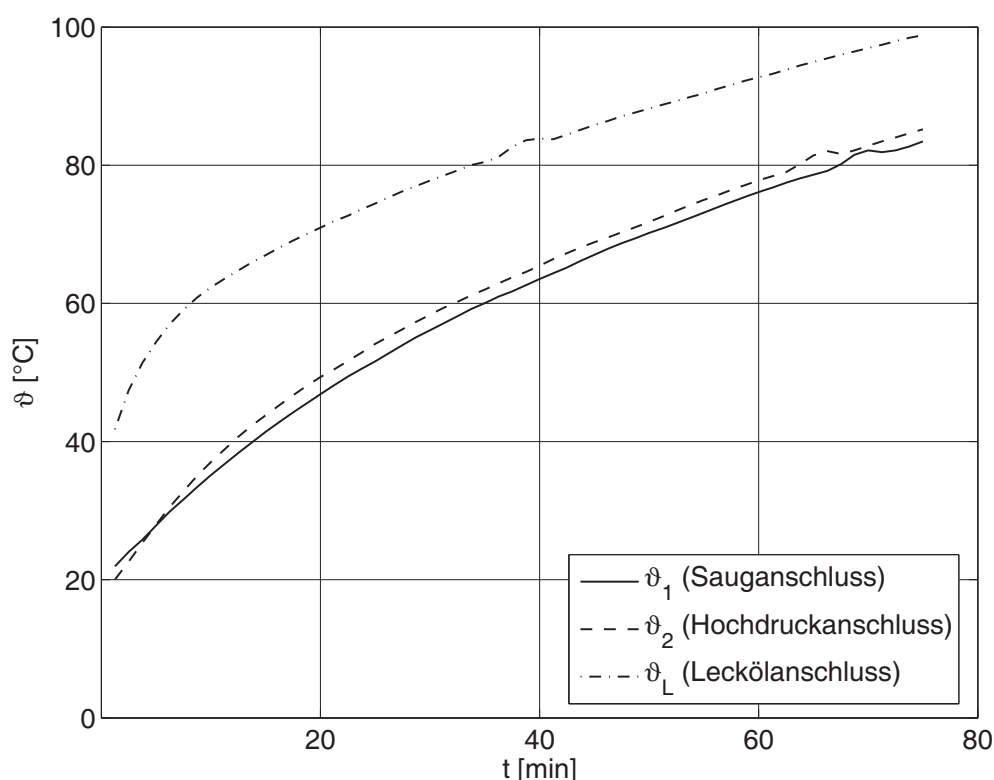


Bild D.3: Zeitlicher Verlauf der Öltemperaturen bei ungekühltem Betrieb und $\beta = 17^\circ$, $p_2 = 200 \text{ bar}$, $n = 1000 \text{ min}^{-1}$.

D.2 Abhängigkeit der Wirkungsgrade von der Betriebstemperatur

D.2.1 Ungekühlter Betrieb

Im folgenden Abschnitt wird die Bedeutung der Betriebstemperatur für die Wirkungsgrade der Maschine anhand eines Prüflaufs bei ungekühltem Betrieb beschrieben. Dazu wird eine Serienmaschine auf dem Verspannungsprüfstand bei 1000 min^{-1} , 200 bar und vollem Schwenkwinkel ohne Kühlung beginnend bei Raumtemperatur 20°C bis zum Erreichen einer Lecköltemperatur von 100°C betrieben und der Verlauf des Betriebszustands aufgezeichnet. Bild D.3 zeigt die Verläufe der Saug-, Hochdruck- und der Lecköltemperatur über der Zeit. Es zeigt sich eine gleichmäßige und zueinander näherungsweise proportionale Erhöhung der Öltemperaturen. Nach einer Betriebsdauer von rd. 75 Minuten erreicht die Lecköltemperatur den Grenzwert von 100°C .

Bild D.4 zeigt den Verlauf des volumetrischen, des hydraulisch-mechanischen und des Gesamtwirkungsgrads über der Temperatur am Sauganschluss der Maschine. Während der volumetrische Wirkungsgrad im Temperaturintervall aufgrund zunehmender Leckage um 2% abnimmt, steigt der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad aufgrund ab-

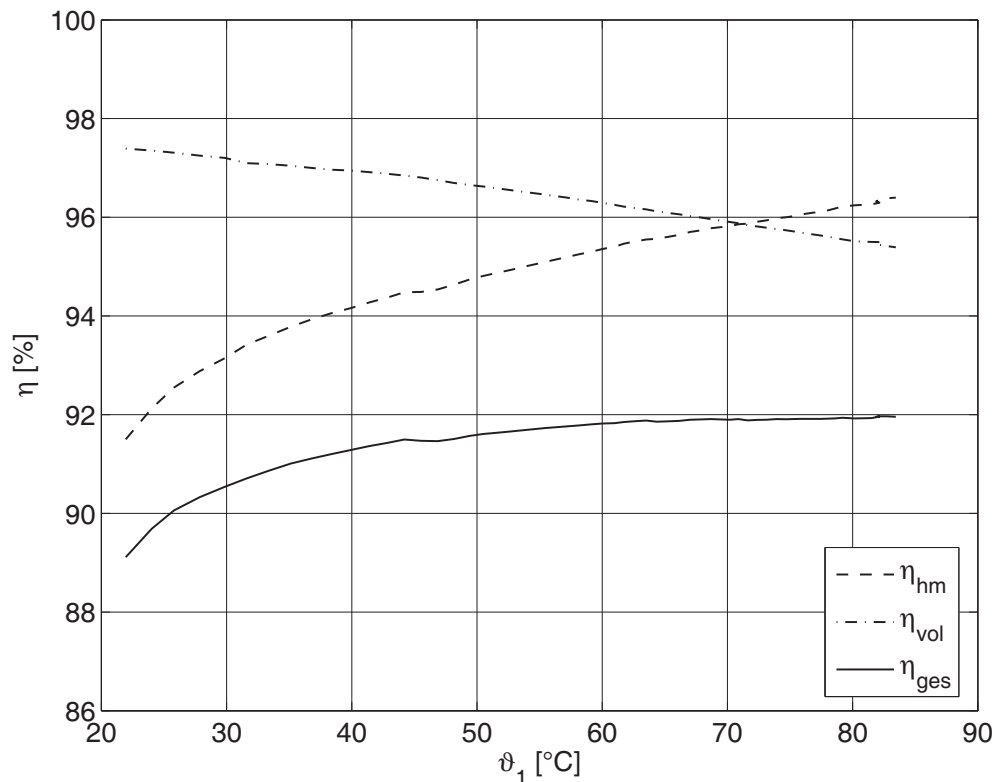


Bild D.4: Verlauf der Wirkungsgrade über der Öltemperatur am Sauganschluss bei ungekühltem Betrieb und $\beta = 17^\circ$, $p_2 = 200$ bar, $n = 1000$ min⁻¹.

nehmender Reibung um rd. 5% an. Zu Versuchsbeginn resultiert aus den beiden Verläufen ein steigender Gesamtwirkungsgrad. Ab einer Öltemperatur am Sauganschluss von etwa 60°C kompensieren sich der abnehmende volumetrische und der zunehmende hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad und der Gesamtwirkungsgrad verläuft nahezu konstant.

Die Wirkungsgradverläufe machen die Bedeutung der Betriebstemperatur und des Viskositätsindex für das Erreichen eines hohen Maschinenwirkungsgrads in der Anwendung deutlich. Bei der Aufzeichnung der Kennfelder wird daher die Temperatur am Sauganschluss der Maschine im Intervall von 50 ± 2 °C konstant gehalten, in dem die Abhängigkeit des Gesamtwirkungsgrads von der Temperatur vernachlässigbar ist. Die Teilwirkungsgrade variieren innerhalb des Temperaturintervalls weniger als 0,3%. Auch bei konstanter Öltemperatur am Sauganschluss können zeitliche thermische Gradienten durch die Änderung des Betriebszustands der Maschine entstehen, deren Bedeutung für die Wirkungsgradmessung im folgenden Abschnitt beschrieben wird.

D.2.2 Konstante Zulauftemperatur

Die Auswirkung des bei der kontinuierlichen Kennfeldaufzeichnung dem Betriebszustand der Maschine hinterhereilenden Temperaturfelds auf die Wirkungsgrade soll abgeschätzt werden, indem durch einen Drucksprung ein hoher zeitlicher Temperaturgradient in einer Serienmaschine erzeugt und der Druck über einen längeren Zeitraum gehalten wird. Dazu wird nach Erreichen einer Öltemperatur von $50 \pm 2^\circ\text{C}$ am Sauganschluss und am Hochdruckanschluss der Maschine der Betriebsdruck von 30 auf 200 bar erhöht und bei konstanter Öltemperatur am Sauganschluss der Temperaturverlauf am Hochdruckanschluss und am Leckölanschluss der Maschine gemessen. Bild D.5 zeigt den zeitlichen Verlauf über einen Zeitraum von 15 Minuten, in dem die Hochdrucktemperatur auf rd. 53°C und die Lecköltemperatur auf 63°C ansteigt. Die Temperaturveränderungen führen nach Bild D.6 zu einer Zunahme des hydraulisch-mechanischen und des Gesamtwirkungsgrads von rd. 1 %, der volumetrische Wirkungsgrad wird hingegen kaum beeinflusst. Zur Bestimmung von Wirkungsgraden in thermisch stationären Zuständen ist die Maschine demnach über mindestens 15 Minuten in dem zu vermessenden Betriebspunkt zu betreiben, bevor die Aufzeichnung der Betriebsdaten erfolgt. Für die Erstellung von hochauflösenden Kennfeldern ergeben sich daraus Versuchszeiten von mehreren Arbeitstagen. Wird eine geringe Abweichung des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads in Kauf genommen, können mit der kontinuierlichen, rechnergestützten Ansteuerung von Betriebspunkten in einem kurzen Zeitfenster von ca. 15 Minuten Maschinendaten aufgezeichnet werden, die die Erstellung von Kennfeldern mit einer hohen Auflösung ermöglichen, eine hohe Reproduzierbarkeit und Vergleichbarkeit aufweisen und durch deren kurze Versuchszeit keine wesentliche Beeinflussung des Einlaufzustands der Prototypen erfolgt.

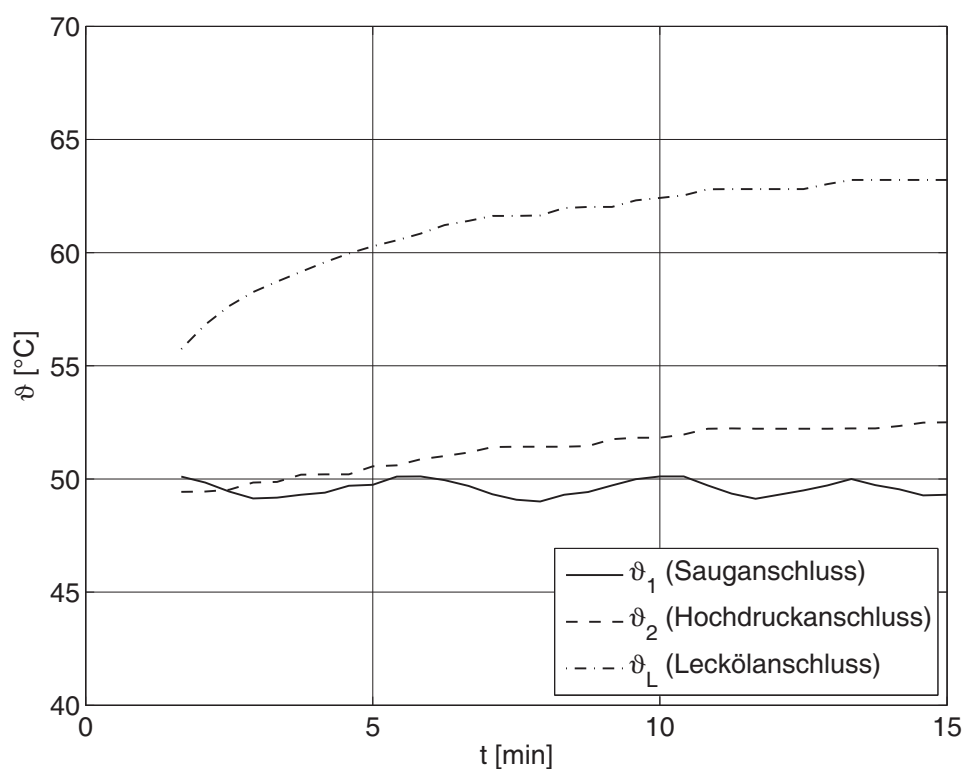


Bild D.5: Zeitliche Verläufe der Öltemp. am Hochdruck- und am Leckölanschluss nach Anhebung d. Betriebsdrucks von 30 auf 200 bar, $\vartheta_1 = 50 \pm 2^\circ\text{C}$, $\beta = 17^\circ$, $n = 1000 \text{ min}^{-1}$.

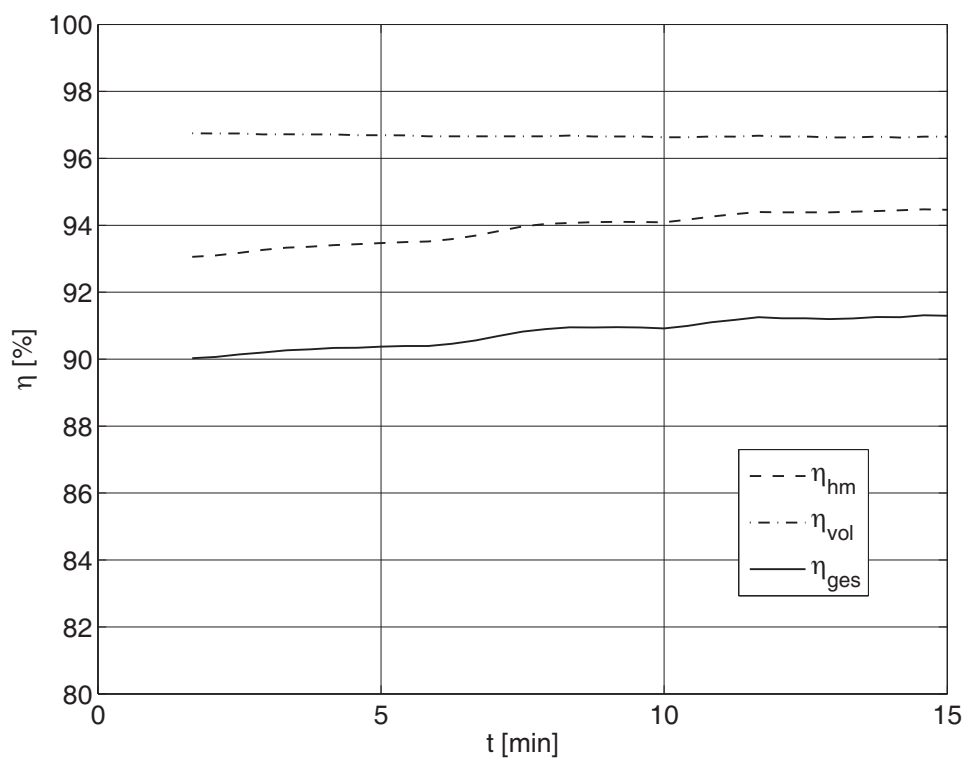


Bild D.6: Zeitliche Verläufe der Maschinenwirkungsgrade nach Anhebung des Betriebsdrucks von 30 auf 200 bar bei $\vartheta_1 = 50 \pm 2^\circ\text{C}$, $\beta = 17^\circ$, $n = 1000 \text{ min}^{-1}$.

Anhang E

Technische Daten wesentlicher Prüfstandskomponenten

Pos.	Komponenten und Technische Daten Proof-Test	
8,9	<i>Getriebemotor:</i> Hersteller: Typ: Motordrehzahl, Leistung: Übersetzung:	SEW-Eurodrive GmbH&Co. WA30 DT80N2 2700/3300 min ⁻¹ , 1,1/1,1 kW 10,25 : 1
10	<i>Drucksensor:</i> Hersteller: Typ: Messfehler:	Keller AG für Druckmesstechnik PA23, 700 bar 0,5% v. Endwert
14	<i>Hydraulikaggregat:</i> Hersteller: Typ: Pumpentyp, max. Betriebsdruck: Hubvolumen, Drehzahl, Volumenstrom: Nutzvolumen Tank, Hydrauliköl:	Heilmeier & Weinlein GmbH&Co.KG Hydro-Kompakt-Aggregat HC 4/1,5-A 4/700 3-Kolben-Radialkolbenpumpe, 700 bar 1,12 cm ³ , 1420 min ⁻¹ , 1,5 l/min 8,5 l, Shell Tellus 68
15	<i>Proportional-Druckbegrenzungsventil:</i> Hersteller: Typ: steuerbarer Druckbereich:	Heilmeier & Weinlein GmbH&Co.KG PMV 42-44 5-700 bar
17	<i>Filter:</i> Hersteller: Typ: Filterwerkstoff, Filtrationsquotient:	K. & H. Eppensteiner GmbH & Co. KG 80.60/21 P10 S00-0-P Filterpapier, $\beta_{10\mu m} > 2$
-	<i>Messkarte:</i> Hersteller: Typ, Auflösung: Messfehler Analogeingänge:	Goldammer GmbH MultiChoice light PCI, 12 bit $\pm 0,05\%$ v. Messbereich

Tabelle E.1: Technische Daten wesentlicher Komponenten des Proof-Tests.

Pos.	Komponenten und Technische Daten Verspannungsprüfstand	
3	<i>Axialkolbenpumpe:</i>	
	Hersteller:	Brueninghaus Hydromatik GmbH
	Baureihe/Hubvolumen:	A4VSO 40 MA / 40 cm ³
	Schwenkwinkelverstellung:	manuell
5	<i>Drucksensor:</i>	
	Hersteller:	Barksdale GmbH
	Typ:	UPA 3, 400 bar
	Messfehler:	Kalibrierung auf $\pm 0,2$ bar im Messbereich
6	<i>Filter:</i>	
	Hersteller:	K. & H. Eppensteiner GmbH & Co. KG
	Typ:	2.225 H1XL-A 00-0-P
	Filterwerkstoff, Filtrationskoeffizient:	Glasfaservlies, $\beta_{1\mu m} > 75, \beta_{4\mu m} > 1000$
	Druckabfall/Volumenstrom/Viskosität:	1,5 bar/80 l/min/46 mm ² /s
7	<i>Zahnradurchflussmesser:</i>	
	Hersteller:	VSE Volumentechnik GmbH
	Typ:	VS4 HPO 12V - 12A 21/3
	Messfehler:	$\leq \pm 0,3$ % vom Messwert bei $\nu > 20$ cSt
8	<i>Drucksensor:</i>	
	Hersteller:	Barksdale GmbH
	Typ:	UPA 3, 400 bar
	Messfehler:	0,5 % vom Nennwert
9	<i>Drehzahlaufnehmer:</i>	
	Typ:	induktiv mit Zahnscheibe
	Messfehler:	kalibriert auf ± 2 1/min im Messbereich
10	<i>Elektromotor:</i>	
	Hersteller:	Baumüller Nürnberg GmbH
	Typ:	DA 161 M
	Drehzahl, Leistung:	0-7000 min ⁻¹ , 45 kW
16	<i>Filter:</i>	
	Hersteller:	K. & H. Eppensteiner GmbH & Co. KG
	Typ:	S 115 G80-S 00-000-00000
	Filterwerkstoff, Maschenweite:	Drahtgewebe, 80 μ m
	Druckabfall/Volumenstrom/Viskosität:	$< 0,01$ bar/80 l/min/46 mm ² /s
17	<i>Filter:</i>	
	Hersteller:	K. & H. Eppensteiner GmbH & Co. KG
	Typ:	1.90 H20LL-A 00-0-P
	Filterwerkstoff, Filtrationskoeffizient:	Glasfaservlies, $\beta_{20\mu m} = 100$
19	<i>Drehmomentaufnehmer:</i>	
	Hersteller:	Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH
	Typ:	T1 / 500 Nm
	Messfehler:	$\leq \pm 0,2$ % vom Nennwert
20	<i>Axialkolbenmotor:</i>	
	Hersteller:	Brueninghaus Hydromatik GmbH
	Baureihe/Hubvolumen:	A4VSG 40 DRG / 40 cm ³
	Schwenkwinkelverstellung:	Druckregler
-	<i>Messkarte:</i>	
	Hersteller:	Goldammer GmbH
	Typ, Auflösung:	MultiChoice light PCI/16, 16 bit
	Messfehler Analogeingänge:	$\pm 0,009$ % vom Messbereich

Tabelle E.2: Technische Daten wesentlicher Komponenten des Verspannungsprüfstands.

Pos.	Komponenten und Technische Daten Schwungradprüfstand	
1	<i>Elektromotor:</i>	
	Hersteller:	Baumüller Nürnberg GmbH
	Typ:	VD 280-M4/2
	Drehzahl, Leistung:	1475/2950 min ⁻¹ , 110/145 kW
2	<i>Axialkolbenmaschine</i>	
	Hersteller:	Sauer-Danfoss GmbH & Co. OHG
	Baureihe/Hubvolumen:	90/075 cm ³
	Hubvolumen Füllpumpe:	20 cm ³
	Füllkreisdruckbegrenzungsventil:	24 bar
	Schwenkwinkelverstellung:	elektrohydr. (EDC) mit Nullhub-Druckregler
4	<i>Zahnraddurchflussmesser</i>	
	Hersteller:	VSE Volumentechnik GmbH
	Typ:	VS4 GPO 12V - 12A 11/3
	Messfehler:	±0,3% v. Messwert bei $\nu > 20$ cSt
5, 14	<i>Drucksensor</i>	
	Hersteller:	Barksdale GmbH
	Typ:	UPA 3, 600 bar
	Messfehler:	Kalibrierung auf ±0,5 bar im Messbereich
7	<i>Axialkolbenmaschine</i>	
	Hersteller:	Sauer-Danfoss GmbH & Co. OHG
	Baureihe/Hubvolumen:	90/075 cm ³
	Schwenkwinkelverstellung:	manuell
8, 9	<i>Drehmoment-/Drehzahlaufnehmer</i>	
	Hersteller:	ETH Messtechnik GmbH
	Typ:	DRFL-VI-1000-n, 1000 Nm
	Messfehler Drehmoment:	≤ 0,1% vom Endwert
	Messfehler Drehzahl:	kalibriert auf ±2 1/min im Messbereich
10	<i>Schwungrad</i>	
	Trägheitsmoment:	12,4 kgm ²
19	<i>Filter</i>	
	Bauart:	Doppelpatronenfilter
	Hersteller:	K. & H. Eppensteiner GmbH & Co. KG
	Patrontyp:	2 Stück 7 SL 90 H 10
	Filterwerkstoff, Filtrationskoeffizient:	Glasfaservlies, $\beta_{10\mu m} \geq 75$
	Nenndurchfluss:	180 l/min
-	<i>Messkarte:</i>	
	Hersteller:	Spectra Computersysteme GmbH
	Typ, Auflösung:	SCL-812PG, 12 bit
	Messfehler Analogeingänge:	±0,015% vom Messwert zzgl. ±1 bit (≤ ±0,04% vom Messbereich)

Tabelle E.3: Technische Daten wesentlicher Komponenten des Schwungradprüfstands.

Literaturverzeichnis

- [1] Oberem R.: *Untersuchung der Tribosysteme von Axialkolben-Schrägscheibenmaschinen der HFA-Hydraulik*. Ölhydraulik und Pneumatik 47, Nr. 11-12 (2003) 702
- [2] Feicht F.: *Einflußgrößen und Ausfallursachen für die Lebensdauer von Hydraulikanlagen*. Ölhydraulik und Pneumatik 20, Nr. 12 (1976) 804-806
- [3] Claussen N., Janssen R., Holz M.: *Reaction Bonding of Aluminum Oxide (RBAO) - Science and Technology*. J. Ceram. Soc. Japan 103, Nr. 8 (1995) 749-758
- [4] Holz D., Wu S., Janssen R., Claussen N.: *Reaktionsbinden von Aluminiumoxid (RBAO), Herstellung, Mechanismen und Eigenschaften*. DFG-Bericht Hochleistungskeramiken, VCH Verlagsgesellschaft (1996) 181-188
- [5] Scheunemann P.: *Verfahren und Vorrichtungen zur Bestimmung von Werkstoffdaten für die Lebensdauerabschätzung keramischer Bauteile*. Dissertation, Göttingen: Cuvillier Verlag (2005)
- [6] Ivantysyn J., Ivantysynova M.: *Hydrostatische Pumpen und Motoren*. 1. Auflage, Würzburg: Vogel Verlag (1993)
- [7] van der Kolk H.-J.: *Beitrag zur Bestimmung der Tragfähigkeit des stark verkanteten Gleitlagers Kolben/Zylinder an Axialkolbenpumpen der Schrägscheibenbauart*. Dissertation, Universität Karlsruhe (1972)
- [8] Renius K. Th.: *Untersuchungen zur Reibung zwischen Kolben und Zylinder bei Schrägscheiben-Axialkolbenmaschinen*. VDI-Forschungsheft 561, Düsseldorf: VDI-Verlag (1974)
- [9] Regenbogen H.: *Das Reibungsverhalten von Kolben und Zylinder in hydrostatischen Axialkolbenmaschinen*. VDI-Forschungsheft 590, Düsseldorf: VDI-Verlag (1978)
- [10] Zum Gahr K.-H.: *Grundlagen des Verschleißes*. VDI-Bericht Nr. 600.3 (1987) 29-56
- [11] Czichos H., Habig K.-H.: *Tribologie-Handbuch: Reibung und Verschleiß; Systemanalyse, Prüftechnik, Werkstoffe und Konstruktionselemente*. Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg (1992)

- [12] Kollenberg W.: *Technische Keramik: Grundlagen, Werkstoffe, Verfahrenstechnik*. Essen: Vulkan-Verlag (2004)
- [13] Klaffke D.: *Verschleißuntersuchungen an ingenieurkeramischen Werkstoffen*. Tribologie und Schmierungstechnik 34, Nr. 3 (1987) 139-147
- [14] Zum Gahr, K.-H.: *Sliding wear of ceramic-ceramic, ceramic-steel and steel-steel pairs in lubricated and unlubricated contact*. Wear 133 (1989) 1-22
- [15] Fischer T.E., Tomizawa H.: *Interaction of tribochemistry and microfracture in the friction and wear of silicon nitride*. Wear 105 (1985) 29-45
- [16] Fischer T.E., Anderson M.P., Jahanmir S.: *Friction and wear of tough and brittle zirconia in nitrogen, air, water, hexadecane and hexadecane containing stearic acid*. Wear 124 (1988) 133-148
- [17] Woydt M.: *Reibung und Verschleiß von Zirkondioxidgleitpaarungen in Abhängigkeit von Temperatur und Gleitgeschwindigkeit*. Dissertation, TU Berlin 1989
- [18] Woydt M., Klaffke D., Habig K.-H., Czichos H.: *Tribological transition phenomena of ceramic materials*. Wear 136 (1990) 373-381
- [19] Herrmann M., Schulz I., Schubert Chr., Hermel W., Mucha A.: *Siliciumnitridwerkstoffe mit niedrigem Reibkoeffizienten und hohem Verschleißwiderstand*. In: Werkstoffwoche '98, Weinheim, New York: Wiley-VCH, Band 5 (1998) 241-246
- [20] Woydt M., Kadoorit J., Hausner H., Habig K.-H.: *Werkstoffentwicklung von Ingenieurkeramik nach tribologischen Gesichtspunkten*. ceramic forum international 67 (1990) 123-130
- [21] Hannink R.H.J., Murray M.J., Scott H.G.: *Friction and wear of partially stabilized zirconia: Basic science and practical applications*. Wear 100 (1984) 355-366
- [22] Habeeb J.J., Blahey A.G., Rogers W.N.: *Wear and lubrication of ceramics*. In: Tribology, friction, lubrication and wear: Fifty years on, London: Mechanical Engineers Publications (1987) 555-564
- [23] Studt P.: *Influence of lubricating oil additives on friction of ceramics under conditions of boundary lubrication*. Wear 115 (1987) 185-191
- [24] Studt P., Bartelt G.: *Einfluß von Schmieröladditiven auf Verschleiß und Reibung keramischer Werkstoffe*. In: Tribologie 2000, 8. Int. Kolloquium, Technische Akademie Esslingen, Band 2, Beitrag 15.3 (1992) 1-13
- [25] Willermet P.: *An evaluation of several metals and ceramics in lubricated sliding*. ASLE Transactions 30, Nr. 1 (1987) 128-130

- [26] Studt P.: *Boundary lubrication: adsorption of oil additives on steel and ceramic surfaces and its influence on friction and wear*. Tribology international 22, Nr. 2 (1989) 111-119
- [27] Habig K.-H., Woydt M.: *Tribologisches Hochtemperaturverhalten keramischer Werkstoffe unter Festkörperreibungsbedingungen*. VDI-Berichte 670 (1988) 683-697
- [28] Zum Gahr K.-H., Degen Th.: *Keramik/Keramik-, Keramik/Stahl- und Stahl/Stahl-Gleitpaarungen bei Festkörperreibung*. Zeitschrift für Metallkunde 79 (1988) 796-805
- [29] Pfeiffer W., Hollstein T., Schunck B., Telle R.: *Charakterisierung bearbeiteter und tribologisch beanspruchter Randschichten von Hochleistungskeramiken anhand werkstoffmechanischer Kenngrößen*. In: Werkstoffwoche '98, Weinheim, New York: Wiley-VCH, Band 5 (1998) 181-186
- [30] Klaffke D., Hollstein T., Zeller R.: *Einfluß der Oberflächenbearbeitung von Hochleistungskeramiken auf das Gleitverschleißverhalten im Grenzreibungsgebiet*. In: Werkstoffwoche '98, Weinheim, New York: Wiley-VCH, Band 5 (1998) 195-202
- [31] Knoll G., Lagemann V., Radtke A., Weck M., Schweitzer G.: *Einfluß der fertigungsbedingten Oberflächenstrukturen auf das Betriebsverhalten keramischer Werkstoffe im Mischreibungsgebiet*. In: Werkstoffwoche '98, Weinheim, New York: Wiley-VCH, Band 5 (1998) 203-208
- [32] Brookes C.A., Fagan M.J., James R.D., Kerry P.R., McConnachie J.: *Water hydraulic pumps for a safer and cleaner future*. In: Pumps for a safer future; The proceedings of the 13th International Pump Technical Conference, London: Elsevier (1993) 23-40
- [33] Usher S.: *10 years on - 2nd general water hydraulic pumps and motors*. In: International workshop on water hydraulic systems and applications; Proceedings of the workshop, Tampere University of Technology, Dänemark (1999)
- [34] Conrad F.: *Why use tap water hydraulic systems? It's a natural approach*. In: International workshop on water hydraulic systems and applications; Proceedings of the workshop, Tampere University of Technology, Dänemark (1999)
- [35] Kuikko T., Ahola M.: *Sea water axial piston pump and motor*. In: International workshop on water hydraulic systems and applications; Proceedings of the workshop, Tampere University of Technology, Dänemark (1999)
- [36] Pohls O., Grönlund L.: *Modern components for seawater and water hydraulics*. In: Proceedings of the 2nd Tampere International Conference on Fluid Power, Tampere, Finnland (1991) 89-102

- [37] Schöpke M.: *Gestaltung, Berechnung und Erprobung hochbeanspruchter Keramikbauteile; Lagerplatte und Umsteuerplatte für eine Axialkolbenmaschine*. Fortschritt-Berichte VDI, Nr. 308, Düsseldorf: VDI-Verlag (1999)
- [38] Nevoight A.: *Untersuchung der tribologischen Eigenschaften beschichteter Bauteile in Hydraulikzylindern und Axialkolbenmaschinen*. Dissertation, RWTH Aachen (2000)
- [39] Zhang Y.: *Verbesserung des Anlauf- und Langsamlaufverhaltens eines Axialkolbenmotors in Schrägscheibenbauweise durch konstruktive und materialtechnische Maßnahmen*. Dissertation, RWTH Aachen (2000)
- [40] Van Bebber D.: *Erhöhung der Verschleißresistenz von Verdrängermaschinen durch PVD-Beschichtungstechnik*. Ölhydraulik und Pneumatik 46, Nr. 11 (2002) 698-705
- [41] Munz D., Fett T.: *Mechanisches Verhalten keramischer Werkstoffe*. Berlin: Springer Verlag (1989)
- [42] DIN EN 843-5: *Hochleistungskeramik - Monolithische Keramik - Mechanische Eigenschaften bei Raumtemperatur - Teil 5: Statistische Auswertung*. Entwurf, Jan. 2005
- [43] DIN EN 843-3: *Hochleistungskeramik - Monolithische Keramik - Mechanische Eigenschaften bei Raumtemperatur - Teil 3: Bestimmung der Parameter des unterkritischen Risswachstums aus Biegefestigkeitsprüfungen mit konstanter Spannungsrate*. Entwurf, Jan. 2005
- [44] Tietz H.-D.: *Technische Keramik: Aufbau, Eigenschaften, Herstellung, Bearbeitung, Prüfung*. Düsseldorf: VDI-Verlag (1994)
- [45] Fischer K.-F.: *Konstruktionskeramik: Berechnungsmethoden Festigkeit - Lebensdauer - Zuverlässigkeit*. 1. Aufl., Leipzig: Dt. Verl. für Grundstoffindustrie (1992)
- [46] Munz D., Fett T.: *Ceramics: mechanical properties, failure behaviour, materials selection*. Berlin: Springer-Verlag (1999)
- [47] Suresh S.: *Fatigue of materials*. Cambridge University Press (1996)
- [48] Weddigen A.: *Zyklische und statische Ermüdung von Siliziumnitridwerkstoffen bei Raumtemperatur*. Dissertation, Universität Karlsruhe (1992)
- [49] Matt R.: *Statisches und zyklisches Ermüdungsverhalten umwandlungsverstärkter ZrO₂-Werkstoffe*. Dissertation, Universität Karlsruhe (1996)
- [50] Bartelt H.-C., Feldmann D.G., Gaumnitz M., Janßen R., Röger M., Scheunemann P., Seifert V., Synek P.-M., Urban R., Voss. G.: *Fertigung von keramischen*

- Präzisionsbauteilen für die Fluidtechnik durch Grünbearbeitung und Reaktionsbinden von Al-haltigen Precursormischungen.* Abschlussbericht, Förderkennzeichen BMBF 03N5033 B/C/D/E/G/H (2004)
- [51] DIN 7190: *Pressverbände: Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln.* Berlin: Beuth-Verlag, Feb. 2001
- [52] Bathe K.-J.: *Finite-Elemente-Methoden: Matrizen und lineare Algebra, die Methode der Finiten Elemente, Lösung von Gleichgewichtsbedingungen und Bewegungsgleichungen.* Berlin: Springer-Verlag (1990)
- [53] Krull F.-D.: *Steifigkeit, Dämpfung und Reibung an Kontaktstellen der Kolben von hydrostatischen Axialkolbenmaschinen.* Dissertation, Ruhr-Universität Bochum (2001)
- [54] Beitz W., Grote K.-H.: *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau.* 20. Aufl., Berlin: Springer-Verlag (2001)
- [55] Fries O.: *Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Verschleiß und zur Schmierung keramischer Kolben und keramikbeschichteter Kolbenringe unter realen Betriebsverhältnissen.* Dissertation, Universität Kaiserslautern (1991)
- [56] Toet G.: *Die Bestimmung des theoretischen Hubvolumens von hydrostatischen Verdrängerpumpen und -motoren aus volumetrischen Messungen.* Ölhydraulik und Pneumatik 14, Nr. 5 (1970) 185-190
- [57] Esders H., Ivantysyn, J.: *Fertigung von keramischen Präzisionsbauteilen für die Fluidtechnik durch Grünbearbeitung und Reaktionsbinden von Al-haltigen Precursormischungen.* Schlussbericht, Förderkennzeichen BMBF 03N5033F (2003)
- [58] Fingerle D., Gundel W., Olapinski H.: *Friction and wear reduction by ceramic components.* In: Ceramic Materials and Components for Engines, Proceedings of the Second International Symposium, Lübeck-Travemünde, Verlag Deutsche Keramische Gesellschaft (1986) 1191-1200
- [59] Winn A.J., Dowson D., Bell J.C.: *The lubricated wear of ceramics, Part 1: The wear and friction of silicon nitride, alumina and steel in the presence of a mineral oil based lubricant.* Tribology International 28, Nr. 6 (1995) 383-393
- [60] Tanita Y., Mine T., Nakajima K.: *Tribological Reaction Generated on Ceramic-Steel Couples Under Boundary Lubrication.* Transactions of the ASME, Journal of Tribology 112 (1990) 637-642
- [61] Emmelmann C., Petersen M., Feldmann D.G., Bartelt H.-C.: *Entwicklung einer disziplinübergreifenden Methodik zur schnellen und kostengünstigen Erstellung von Prototypen aus Keramik-Metall-Verbundsystemen für Bauteile fluidtechnischer Maschinen und Geräte.* Abschlussbericht, Förderkennzeichen VDMA S 572 (2004)

