

Entwicklung wartungsfreier und rein elastisch beanspruchter Gleitlager auf Basis keramischer Werkstoffe

An der Fakultät Maschinenwesen
der Technischen Universität Dresden
zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktoringenieurs (Dr.-Ing.)
eingereichte

Dissertation

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Christian Stentzel

geboren am 19. November 1985 in Quedlinburg.

Erstgutachter:

Prof. Dr.-Ing. habil. Günter Kunze

Zweitgutachter:

Prof. Dr.-Ing. habil. Thomas Herlitzius

Tag der Einreichung: 20. November 2018

Tag der Verteidigung: 25. April 2019

Eidesstattliche Erklärung

Hiermit versichere ich, dass ich die vorliegende Dissertation mit dem Titel „Entwicklung wartungsfreier und rein elastisch beanspruchter Gleitlager auf Basis keramischer Werkstoffe“ selbstständig und ohne unzulässige Hilfe Dritter verfasst habe. Es wurden keine anderen als die in der Arbeit angegebenen Hilfsmittel und Quellen benutzt. Die wörtlichen und sinngemäß übernommenen Zitate habe ich als solche kenntlich gemacht. Es waren keine weiteren Personen an der geistigen Herstellung der vorliegenden Arbeit beteiligt. Mir ist bekannt, dass die Nichteinhaltung dieser Erklärung zum nachträglichen Entzug des Hochschulabschlusses führen kann.

Dresden, den 19. November 2018

Christian Stentzel

Danksagung

Die Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Professur für Baumaschinen und Fördertechnik (mittlerweile Stiftungsprofessur für Baumaschinen) der TU Dresden unter Prof. Günter Kunze, den ich auf diesem Wege meinen Dank für die Unterstützung und für den nötigen Freiraum zur Anfertigung meiner Dissertation aussprechen möchte. Auch möchte ich meinen Dank gegenüber meinen Kolleginnen und Kollegen zum Ausdruck bringen, die mir ein freundliches, wenn nicht sogar freundschaftliches Arbeitsklima geschaffen haben! Ebenso danke ich Prof. Thomas Herlitzius für seine Zeit und das Interesse an meiner Arbeit sowie der Unterstützung schon während meiner Diplomphase. Selten erwähnt, aber keinesfalls zu vernachlässigen, sind die finanziellen Mittel seitens der Bundesrepublik Deutschland, die mir überhaupt erst ermöglicht haben meine Ideen frei zu erforschen und welche die Forschungslandschaft fördert. Dieses, wenn auch bürokratische, Privileg ist global und historisch betrachtet keine Selbstverständlichkeit.

Besonderem Dank gebührt meiner Familie und insbesondere meiner Ehefrau Catharina, die mir geduldig die notwendige Zeit für meine Dissertation und samt meinem Sohn moralische Unterstützung gegeben haben.

Thesen

1. Siliziumnitrid als Vertreter der Hochleistungskeramik ist unter hoher und stoßartiger Belastung, wie sie in einer mobilen Arbeitsmaschine gegeben sind, als Gleitlagerwerkstoff mechanisch einsetzbar.
2. Eine mechanische Druckvorspannung der keramischen Gleitlagerbuchse senkt das Zugspannungsniveau unter Last und steigert die statische sowie dynamische Tragfähigkeit.
3. Eine Bolzenballigkeit verhindert das Kantentragen in zylindrischen Gleitlagerbuchsen unter Last.
4. Lagersitze für zylindrische Gleitlager sind nach der Standardtoleranz PN auch für keramische Gleitlagerbuchsen ausreichend.
5. Die geringste mögliche Spannung in einer Gleitlagerbuchse stellt die resultierende Spannung aus der Hertz'schen Pressung dar und bildet das Kriterium des *Spannungsminimums*.
6. Das Kriterium des *Spannungsminimums* ist die Basis zur Auslegung der Einbettung einer keramischen Gleitlagerbuchse.
7. Eine rechteckige Einbettungsbauf orm ist eine kraftflussgerechte Gestaltung zur Erzielung des *Spannungsminimums* bei einem gleichzeitig geringen Materialeinsatz für die Einbettung.
8. Siliziumnitrid als monolithischer Gleitlagerwerkstoff weist eine statische Tragfähigkeit bei Auslegung nach dem *Spannungsminimum* bis zu einer Flächenpressung von mindestens 150 N/mm² auf und deckt somit einen Großteil von Gleitlageranwendungen ab.
9. Höherfrequente Belastungen bis mindestens 12,5 Hz werden von einem keramischen Gleitlager (Si₃N₄) bis zu einer Lastwechselzahl von 1 Million bei einer Flächenpressung von 100 N/mm² ertragen.
10. Gleitlager basierend auf Hochleistungskeramiken bieten ein hohes Potenzial zur Verschleißreduktion im Bereich mobiler Arbeitsmaschinen.
11. Eine fluidfreie Schmierung mittels Festschmierstoff senkt den Reibwert einer Siliziumnitrid/Stahl-Paarung signifikant von rund 0,7 auf unter 0,1.
12. Die Herstellung von feinverteilten Mikroschmierdepots mit Hilfe eines Ultrakurpuls lasers auf dem härteren Tribopartner zeigt einen effektiven Weg zur Steigerung der tribologischen Lebensdauer auf und schafft eine Wartungsfreiheit.
13. Bei einer fluidfreien Schmierung mittels Festschmierstoffen bewirkt eine Steigerung der Flächenpressung eine Reibwertreduktion und eine Steigerung der Gleitgeschwindigkeit eine Reibwertsteigerung.

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit beschreibt den Einsatz von Hochleistungskeramiken im Bereich der Gleitlagertechnik. Dabei liegt der Fokus auf das keramikgerechte Design, welches die umgebende Struktur mit einbezieht. Insbesondere die Einbettung aber auch der Bolzen sind durch konstruktive Maßnahmen zu adaptieren, sodass eine möglichst geringe Zugspannung unter Last im keramischen Werkstoff entsteht. Parameterstudien mit Hilfe der FEM erlauben die Aufstellung von Anforderungen an das Design nach dem Kriterium des *Spannungsminimums* und in Abhängigkeit der Lagergröße und -belastung sowie des verwendeten keramischen Werkstoffes. Eine experimentelle Validierung des keramikgerechten Designs bestätigt eine statische und dynamische Tragfähigkeit bis mindestens 150 N/mm². Weiterhin wird ein Weg eines fluidfreien und wartungsfreien Tribologiesystems für keramische Werkstoffe aufgezeigt, das einen geringen Reibwert von kleiner 0,1 und einen nicht messbaren Verschleiß aufweist. Optimierungspotenzial besteht hinsichtlich des erreichbaren Gleitweges. Abschließend wird eine Berechnungsvorschrift zur Dimensionierung eines keramischen Gleitlagers gegeben.

Abstract

This paper describes an application of ceramics in the plain bearing technology. The main issue is the specific ceramic design including the surrounding structure. Especially the embedding as well as the bolt have to be adapted to minimize the tensile stress of the ceramic in operation. Parametric studies based on FEM allowing to define the design requirements depending on the criteria of *minimum stress*, size of bearing, bearing load and ceramic material. Experiments verify the ceramic design regarding to a static and dynamic load rating of 150 N/mm². Furthermore an opportunity is shown to create a fluid free and maintenance-free tribology system for ceramics which has a coefficient of friction less than 0,1 and a not measurable wear. The sliding distance limit has to be optimize. In summary it is given a calculation regulation to dimension a ceramic plain bearing.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	VIII
Tabellenverzeichnis.....	XI
Symbole und Abkürzungen	XII
1 Einleitung und Zielsetzung	1
2 Stand der Technik und Wissenschaft.....	3
2.1 Technische Merkmale und Marktanalyse heutiger Gleitlager.....	3
2.2 Keramische Werkstoffe	7
2.3 Hochleistungskeramik in hochbeanspruchten Gleitanwendungen sowie Präzisierung der Aufgabenstellung und angewandten Methoden	14
3 Berechnungsmethoden für keramische Werkstoffe	18
3.1 Spannungszustand im keramischen Bauteil	18
3.2 Zulässige Spannung und Sicherheitsbeiwert für keramische Werkstoffe	20
3.3 Lebensdauerbestimmung mittels Messmethoden.....	24
4 Mechanisches Design eines keramischen Gleitlagers (mechanische Lebensdauer).....	26
4.1 Verbindungselement Koppelstange und typische Lastsituationen	26
4.2 Konstruktive Voraussetzungen für eine rein elastische Beanspruchung.....	27
4.3 Parameterstudien zu konstruktiven Einflussgrößen und deren Auswirkung auf die mechanische Beanspruchung.....	30
4.3.1 Einfluss der Fertigungsqualitäten des Lagersitzes	31
4.3.2 Einfluss der Gleitlagerbuchsen- und Einbettungssteifigkeit	32
4.3.3 Einfluss der Bolzenballigkeit	36
4.3.4 Einfluss der Einbettungsbauform	36
4.3.5 Einfluss der Lagerbelastung und des Nenndurchmessers	40
4.3.6 Einfluss der Lagerluft.....	41
4.3.7 Weitere Parameterstudien	42
4.4 Ableitung von Konstruktions- und Werkstoffanforderungen.....	43
4.5 Experimentelle Festigkeitsuntersuchung.....	45
4.5.1 Prüfstandsvorrichtungen.....	46
4.5.2 Proben zur Festigkeitsuntersuchung und Messprogramm.....	47
4.5.3 Statische und dynamische Tragfähigkeit keramischer Gleitlager	49
5 Design eines fluidfreien und reibwertreduzierten Tribologiesystems (tribologische Lebensdauer)	51

5.1	Allgemeine und keramische Tribologie	53
5.2	Zusammenfassung tribologischer Kennwerte einer Si ₃ N ₄ -Stahl-Paarung.....	57
5.3	Möglichkeiten zur Reibwert- und Verschleißreduzierung	59
5.4	Experimentelle Analyse des Tribologiesystems.....	65
5.4.1	Tribologiesystem und Abbruchkriterien	65
5.4.2	Tribologische Proben und Messprogramm	69
5.4.3	Ergebnisse zum Reibwert und zum erzielbaren Gleitweg	74
5.4.4	Verschleißzustände und tribologisches Verhalten	78
5.4.5	Diskussion der tribologischen Ergebnisse.....	83
6	Berechnungsvorschrift zu rein elastisch beanspruchten Gleitlagerbuchsen nach dem Spannungsminimum.....	85
7	Zusammenfassung und Diskussion der Ergebnisse	90
8	Ausblick	93
	Literaturverzeichnis.....	95
	Anlagenverzeichnis	97

Abbildungsverzeichnis

Bild 1: Typischer Verlauf des pv-Wertes verschiedener Gleitlagerwerkstoffe [3]	5
Bild 2: Numerische Berechnung (FEM) einer typischen Armverbindung und resultierende Bolzenverformung unter Last (links) sowie Ausbildung des Kantentrags mit scharfkantiger Spannungsüberhöhung im elastischen Bereich.....	6
Bild 3: Gemittelte Kosten wartungsfreier und verschiedener Gleitlagerbuchsen in Abhängigkeit der Baugröße sowie des Werkstoffes [6], [7]	7
Bild 4: Ionischer Bindungsanteil keramischer Werkstoffe und Hervorhebung der Hauptvertreter der Hochleistungskeramiken sowie deren Mikrohärtigkeit [8]	9
Bild 5: ZrO ₂ -Y ₂ O ₃ -Zustands-Diagramm [11]	12
Bild 6: Bauteilfestigkeit in Relation zur Probenfestigkeit in Abhängigkeit des Bauteil- und Probenvolumens sowie des Weibull-Moduls [8].....	22
Bild 7: Schematische Probengeometrie (Ausführungsform B) nach DIN EN 843-1 für den 4-Punkt-Biegebruchversuch sowie die Darstellung der Volumina zur Berechnung der Zugfestigkeit keramischer Werkstoffe und zugehöriger Biegemomentenverlauf	24
Bild 10: Schematischer Aufbau eines Gleitlagers mit Kraftfluss und Aufteilung in seine Teilfunktionen.....	16
Bild 9: Bauform typischer Koppelstangen mobiler Arbeitsmaschinen mit kreisrundem Einbettungsaußendurchmesser ($\varnothing D_A$).....	27
Bild 10: Qualitativer Verlauf der Spannung über die Einbettungswandstärke (-steifigkeit) (links) sowie örtliche Vergleichsspannungsmaxima einer belasteten Gleitlagerbuchse aufgrund der Einbettungsverformung und der Hertz'schen Pressung nach der Hauptnormalspannungshypothese (rechts)	28
Bild 11: Balligkeitsradius am Stahlbolzen im Bereich der Gleitlagerstelle zur Vermeidung des Kantentrags in einem keramischen Gleitlager.....	29
Bild 12: Tangentialer Druckspannungsverlust über die Toleranz der Rundheit (o. l.) sowie einhergehende minimale und maximale Druckbereiche einer keramischen Gleitlagerbuchse aus Si ₃ N ₄ (o. r.). Tangentialer Druckspannungsverlust über die Toleranz der Zylindrizität (u. l.) sowie einhergehende Zug- und Druckbereiche einer keramischen Gleitlagerbuchse bei zur grober Tolerierung (u. r.).....	32
Bild 13: Rechteckige Einbettungsbauforn mit höherer Steifigkeit in Lastrichtung bewirkt eine erhöhte Druckvorspannung zugbeanspruchter Bereiche des Lastzustandes (rechts) im Montagezustand (links) 33	
Bild 14: Verlauf und Ort der maximalen Vergleichsspannung und der maximalen Hertz'schen Pressung in Abhängigkeit der Einbettungswandstärke bei einer klassischen und kreisrunden Einbettungsbauforn ($F_{L,Zug} = 80 \text{ kN}$; $p = 100 \text{ N/mm}^2$; $\varnothing d = 40 \text{ mm}$).....	34
Bild 15: Normierte und maximale Vergleichsspannung einer keramischen Gleitlagerbuchse in Abhängigkeit des E-Moduls der Gleitlagerbuchse bei konstanter Buchsen- und Einbettungswandstärke (links). Einfluss der Buchsenwandstärke t_{Bu} auf die maximale und normierte Vergleichsspannung in einer keramischen Gleitlagerbuchse bei konstanter Einbettungswandstärke und konstanten Werkstoffparametern (rechts). ($F_{L,Zug} = 80 \text{ kN}$; $p = 100 \text{ N/mm}^2$; $\varnothing d = 40 \text{ mm}$).....	35
Bild 16: Hertz'sche Pressung in Abhängigkeit des Balligkeitsradius ($F_L = 200 \text{ kN}$; $p = 112 \text{ N/mm}^2$; $\varnothing d = 60 \text{ mm}$)	36
Bild 17: Klassische Einbettungsbauforn einer Zugstange mit einer Wandstärke von $t = 35 \text{ mm}$ zur Erreichung des <i>Spannungsminimums</i> in der Gleitlagerbuchse und blaue niedrigbeanspruchte Bereiche der Einbettung (links). Geometrische Definition der masse- und steifigkeitsoptimierten Einbettungsbauforn (rechts).	37
Bild 18: Vergleich verschiedener Einbettungsbaufornen (o. l.) sowie deren Einfluss auf die maximale Vergleichsspannung in der keramischen Gleitlagerbuchse und Einbettung sowie auf die Einbettungsmasse bei Normierung auf eine kreisrunde Bauform und bei konstantem Parameter t_{11} (u.)38	
Bild 19: Maximaler Vergleichsspannungsverlauf in der Gleitlagerbuchse in Abhängigkeit der Einbettungswandstärke t_{11} und des Wandstärkenverhältnisses w (links) normiert auf das Spannungsminimum bei $w = 0,6$ ($F_{L,Zug} = 80 \text{ kN}$; $p = 100 \text{ N/mm}^2$; $\varnothing d = 40 \text{ mm}$). Normierte Masse der Einbettung über das Wandstärkenverhältnis w bei konstanter Vergleichsspannung in der Gleitlagerbuchse (rechts).	39

Bild 20: Normierter und maximaler Vergleichsspannungsverlauf in der Gleitlagerbuchse und Einbettung in Abhängigkeit des Asymmetrieverhältnisses (links) und der Fase (rechts) bei einer masse- und steifigkeitsoptimierten rechteckigen Einbettungsbauf orm ($w = 0,6$; $F_{L,Zug} = 80$ kN; $p = 100$ N/mm ² ; $\varnothing d = 40$ mm)	40
Bild 21: Erforderliche Einbettungswandstärke t_{II} in Abhängigkeit der Lastquantität und des Werkstoffspektrums für Hochleistungskeramiken bei konstantem Nenndurchmesser.....	41
Bild 22: Normierte Hertz'sche Pressung in Abhängigkeit der Lagerluft (Beanspruchung analog)	42
Bild 23: Prüfvorrichtungen der Bauformen Koppelstange (links) und Armverbindung (rechts) mit Getriebemotor und zentrischer Kurbelschwinge	46
Bild 24: Rissbildung in einzelnen keramischen Gleitlagerbuchsen aus ZrO ₂ unter erhöhter Lastfrequenz	50
Bild 25: Spannungsverteilung eines Kugel/Ebene-Kontaktes in Abhängigkeit des Reibwertes und der resultierenden Vergleichsspannung aus Tangential- und Normalspannung [3]	53
Bild 26: Schematische Darstellung des Tribologiesystems eines Gleitlagers mit Eingangs-, Ausgangs- und Verlustgrößen.....	54
Bild 27: Schematischer Einfluss der Härte und der Bruchzähigkeit eines Werkstoffes auf dessen Verschleißwiderstand (ermittelt in einem definierten Modellsystem) [8].....	57
Bild 30: Gitterstruktur des MoS ₂ als Schichtgitter mit beidseitigen Schwefellagen (gelb) und innerer Molybdänlage (schwarz) [30]	60
Bild 29: Schmierdepotkonfigurationen mit MoS ₂ der Referenzprobe (o. l.) und der beiden laserstrukturierten Proben (Zickzack-Fugen o. m., Querfugen o. r.) auf einer Si ₃ N ₄ -Flachprobe. Reibwertverlauf der aufgeführten Konfigurationen bei einer Normalkraft von 45 N und einer Gleitgeschwindigkeit von 5 mm/s (u., blau: Referenzprobe, rot: Zickzack-Fugen, grün: Querfugen) [29]	63
Bild 30: Schematische Darstellung des ersten und zweiten Verschleißmechanismus zur Freigabe von depotgebunden Festschmierstoffen	64
Bild 31: Darstellung des realen Tribologiesystems auf der Prüfvorrichtung mit einer Übersicht zu den Probeneigenschaften der Nenngröße $\varnothing 40$ mm (beispielhafte Laserstruktur auf der Gleitlagerbuchse) .	66
Bild 32: Typischer und vierphasiger Reibwertverlauf eines keramischen Gleitlagers mit laserstrukturierten und festschmierstoffgefüllten Schmierdepots	68
Bild 33: Exemplarische Darstellung einer 2-reihigen Poren-Schmierdepotstruktur und die Ableitung der anteiligen Schmierdepotfläche und Kontaktfläche sowie der Schmierlänge über die Gleitlagerbreite aus einem repräsentativen Teilstück.....	70
Bild 34: Darstellung der realen Proben mit gelaserten Schmierdepotkonfigurationen	72
Bild 35: Vergleich der blanken Referenzproben mit einer mikrostrukturierten (sinusförmige Schmierdepotkonfiguration) Gleitlagerbuchse hinsichtlich des erzielbaren Gleitweges sowie die prozentuale Gleitwegverlängerungen bezogen auf verschiedene Reibwertniveaus	75
Bild 36: Einfluss der Flächenpressung (o. l.) und der Gleitgeschwindigkeit (o. r.) auf den Reibwert im Gleichgewichtszustand des Reibwertverlaufes. Einfluss der genannten zweidimensionalen Eingangssparameter auf den Reibwert als 3D-Flächendiagramm (u.).....	76
Bild 37: Verlauf des erzielbaren Gleitweges in Abhängigkeit der Flächenpressung und verschiedener Abbruchkriterien des Reibwertes (o. l.). Anteile der Reibwertniveaus am erzielbaren Gleitweg bei verschiedenen Flächenpressungen (u.).....	77
Bild 38: Typische Verschleißzustände einer lasertexturierten Gleitlagerbuchse mit mikrostrukturierten Sinusfugen (v. l. n. r.: ungeschmiert, geschmiert mit Festschmierstoff, kurz vor Trennschichtausfall, nach Trennschichtausfall)	78
Bild 39: Vergleich der Reibwertverläufe einer mikrostrukturierten (nahezu verschleißfrei) mit zwei makrostrukturierten (verschleißbehaftet) Schmierdepotkonfigurationen. v. l. n. r.: Verlängerung der Phase des GG durch mikrostrukturierte Schmierdepots; Verlängerung der Phase des Trennschichtabbaus bei Dominanz des ersten und zweiten Verschleißmechanismus zur Festschmierstofffreigabe.	79
Bild 40: Belastungszonen zwischen keramischer Gleitlagerbuchse und balligem Stahlbolzen, welche mit der Hertz'schen Pressung einhergehen.....	80
Bild 41: REM-Aufnahmen der mittel bis hoch belasteten Belastungszone mit Detailaufnahmen und Analyseergebnissen der EDX zu einer Probe kurz vor dem Trennschichtausfall	81

Bild 42: REM-Aufnahmen der Belastungszonen mit Detailaufnahmen und Analyseergebnissen der EDX zu einer Probe kurz nach dem Trennschichtausfall.....	82
Bild 43: Geometrie der masse- und steifigkeitsoptimierten Einbettung für eine Koppelstange.....	85
Bild 44: Wandstärke t_{II} in Abhängigkeit des Nenndurchmessers und der wirkenden Flächenpressung im keramischen Gleitlager nach dem Kriterium des <i>Spannungsminimums</i> (oben). Der Faktor $X(p, d)$ in Abhängigkeit des Nenndurchmessers und der wirkenden Flächenpressung zur Gleichung (8) (unten) .	88

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Schematischer Überblick über Bauform, Schmierungssystem, Wartungssystem und Werkstoffe in der Gleitlagertechnik sowie die Einsortierung des angestrebten keramischen Gleitlagers 3
Tabelle 2:	Kennwerte zu wartungsfreien Gleitlagern [4], [5]..... 5
Tabelle 3:	Werkstoffkennwerte typischer und dichter Hochleistungskeramiken im Vergleich zu einem metallischen Werkstoff für Konstruktionsanwendungen verschiedener kommerzieller Anbieter (Stand 2015) [10], [8]..... 10
Tabelle 4:	Werkstoffkennwerte des Si_3N_4 in Abhängigkeit des Fertigungsverfahrens verschiedener kommerzieller Anbieter (Stand 2015) [10], [8]..... 11
Tabelle 5:	Werkstoffkennwerte des ZrO_2 in Abhängigkeit des Fertigungsverfahrens verschiedener kommerzieller Anbieter (Stand 2015) [10], [8] 13
Tabelle 6:	Lagerluftdimensionierung eines keramischen Gleitlagers mit einem Nenndurchmesser von 40 mm unter Berücksichtigung des thermischen Betriebszustands für eine Si_3N_4 -Hochleistungskeramik..... 42
Tabelle 7:	Konstruktive Anforderungen an die Proben eines keramischen Gleitlagers für experimentelle Untersuchungen 44
Tabelle 8:	Statische Festigkeitsberechnung zu den keramischen Werkstoffen ZrO_2 und Si_3N_4 in Anwendung einer Gleitlagerbuchse 45
Tabelle 9:	Messprogramm für die Lastfälle der Druck- und Zugstange zur Ermittlung der statischen Tragfähigkeit der keramischen Gleitlagerbuchsen aus Si_3N_4 und ZrO_2 48
Tabelle 10:	Messprogramm zur Ermittlung der dynamischen Tragfähigkeit der keramischen Gleitlagerbuchsen aus Si_3N_4 und ZrO_2 49
Tabelle 11:	Experimenteller Nachweis der statischen Tragfähigkeit für keramische Gleitlagerbuchsen aus ZrO_2 und Si_3N_4 49
Tabelle 12:	Experimenteller Nachweis der dynamischen Tragfähigkeit keramischer Gleitlagerbuchsen unter dem Aspekt der Lastquantität 50
Tabelle 13:	Experimenteller Nachweis der dynamischen Tragfähigkeit keramischer Gleitlagerbuchsen unter dem Aspekt der Lastfrequenz 50
Tabelle 14:	Verwendete Schmierdepotkonfigurationen mit charakteristischen Kennwerten zur experimentellen Untersuchung. Eine detaillierte geometrische Beschreibung der Schmierdepots ist im Anhang 9 zu finden. 72
Tabelle 15:	Lastkollektive zur vergleichenden Messung verschiedener Schmierdepotkonfigurationen und zur Ermittlung des Flächenpressungs- und Gleitgeschwindigkeitseinfluss auf den Reibwert und den Gleitweg der leistungsfähigsten Schmierdepotkonfiguration..... 73
Tabelle 16:	Tribologische Messergebnisse zum minimalen Reibwert, erzielbaren Gleitweg sowie im prozentualen Vergleich zur Referenzprobe und das wirkende Abbruchkriterium für verschiedene Schmierdepotkonfigurationen auf Basis des Vergleichskollektivs 75

Symbole und Abkürzungen

Symbole

a	-	Asymmetrieverhältnis
A	%	Bruchdehnung
A_K	mm ²	Kontaktfläche
A_S	mm ²	Schmierfläche
b	mm	Breite der Biegebruchprobe
B	mm	Lagerbreite
B_S	mm	Breite Schmierdepot (Schmierfuge)
c	mm	Risslänge/Defektgröße
d, d_{nenn}	mm	Lagerdurchmesser / Nenndurchmesser
d_a	mm	Außendurchmesser der Gleitlagerbuchse
d_B	mm	Bolzendurchmesser
d_i	mm	Innendurchmesser der Gleitlagerbuchse
d_S	mm	Durchmesser Schmierdepot (Pore)
D_A	mm	Außendurchmesser der Einbettung / Lagerauge
D_i	mm	Innendurchmesser der Einbettung / Lagerauge
D_z	µm	Lagerluft / Lagerspiel
E	GPa	E-Modul
f_a	mm	Fase
f, f_L	Hz	Frequenz, Lastfrequenz
F, F_L	kN	Kraft, Lagerbelastung
F_{Reib}	kN	Reibkraft
G	-	Gleichmäßigkeitsfaktor
h	mm	Höhe der Biegebruchprobe
HV_{10}	GPa	Härte Vickers
i_G, i_K	-	Übersetzung des Getriebes und der Kurbelschwinge
k	mm ³ /Nm	Verschleißkoeffizient
K	J	Kerbschlagarbeit
K_{IC}	MPa√m	Bruchzähigkeit
l, l_1	mm	Längen der Biegebruchprobe
l_S	mm	Schmierlänge
l_T	mm	Trockenlänge
L	mm	Risslänge
m	-	Weibull-Modul
M_b	Nm	Biegemoment
M_{ab}	Nm	Abtriebsmoment
M_t	Nm	Torsionsmoment
n	-	Exponent der Risswachstumsgleichung
N	-	Lastwechselzahl
p	N/mm ²	Flächenpressung
p_{Hertz}	N/mm ²	Hertz'sche Pressung
P	kW	Leistung
P_f, P_S	%	Ausfall- bzw. Überlebenswahrscheinlichkeit
P_{Reib}	kW	Reibleistung
R	-	Spannungsverhältnis
R_a	µm	Arithmetischer Mittenrauwert
R_B	mm	Balligkeitsradius des Bolzens (Bolzenballigkeit)
R_e	N/mm ²	Streckgrenze
R_K	mm	Radius an der Koppelstange
R_V	kg ⁻¹	Verschleißwiderstand
R_z	µm	Gemittelte Rautiefe
s	m	Gleitweg
S_B	-	Sicherheitszahl - Nachweis des Vermeidens von Gewaltbrüchen
S_D	-	Sicherheitszahl - Nachweis des Vermeidens von Dauerbrüchen
S_F	-	Sicherheitszahl - Nachweis des Vermeidens bleibender Verformung
t	mm	Einbettungswandstärke

t_{Bu}	mm	Wandstärke der Gleitlagerbuchse
t_{11}	mm	Einbettungswandstärke stangenabgewandt
t_{12}	mm	Einbettungswandstärke stangenzugewandt
t_2	mm	Einbettungswandstärke quer zur Lastrichtung
Δt	s	Zeitdifferenz
U_G, U_K	μm	Größtes und kleinstes Übermaß
v	mm/s	Gleitgeschwindigkeit
V_P, V_{Bau}	mm^3	Zugbeanspruchtes Volumen der Probe und des Bauteils
V_{Probe}	mm^3	Volumen der Probe
$V_{\geq 90\%Zug}$	mm^3	Volumen mit mind. 90%-iger Beanspruchung der Max.-Zugbeanspruchung
w	-	Wandstärkenverhältnis
W_V	mm^3	Verschleißvolumen
ΔW	J	Physikalische Arbeitsdifferenz
x	mm	Abstand der Gleitlager einer Koppelstange
X	-	Faktor zur analytischen Dimensionierung von t_{11}
X_1, X_2	-	Faktoren zur analytischen Dimensionierung von t_{11} für $E_{Bu} = 200$ o. 400 GPa
Y	-	Geometriefaktor
Δz	μm	Lagerluftvergrößerung
α_{Lag}	$^\circ$	Angularer Toleranzbereich eines Gelenklagers
α	10^{-6}K^{-1}	Wärmeausdehnungskoeffizient
ϑ_L, ϑ_U	$^\circ\text{C}$	Lager- und Umgebungstemperatur
λ	$\text{W/m}\cdot\text{K}$	Wärmeleitfähigkeit
μ	-	Reibwert
ρ	g/cm^3	Dichte
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	N/mm^2	Hauptnormalspannungen
$\sigma_{3-BBF}, \sigma_{4-BBF}$	N/mm^2	Biegebruchfestigkeit nach dem 3 bzw. 4-Punkt-Biegeversuch
σ_D	N/mm^2	Druckspannung
σ_f	N/mm^2	Bruchspannung
σ_P, σ_{Bau}	N/mm^2	Spannung der Biegeprobe, Spannung im Bauteil
σ_S	N/mm^2	Streckgrenze
σ_t	N/mm^2	Tangentiale Spannung
σ_o, σ_u	N/mm^2	Sp. bei 63,2%-iger Ausfallwahrscheinlichkeit, Sp. ohne Probeversagen
σ_V	N/mm^2	Vergleichsspannung
φ	$^\circ$	Schwenkwinkel des oszillierenden Gleitlagers

Indizes

1, 2	linkes und rechtes Probelager der Prüfvorrichtung
Bo	Bolzen
Bu	Buchse
dyn	dynamisch
erf	erforderlich
GEH	Gestaltänderungsenergiehypothese
HN	Hauptnormalspannungshypothese
m	gemittelt
max	Maximalwert
min	Minimalwert
n, N	Normalenrichtung
norm	normiert
res	resultierende
Schub	Schubspannungshypothese
Si_3N_4	bezogen auf Siliziumnitrid
stat	statisch
ZrO_2	bezogen auf Zirconiumdioxid
Zug	Zugrichtung
zul	zulässige

Abkürzungen

Al ₂ O ₃	Aluminiumoxid
BAM	Bundesanstalt für Materialforschung
C	Kohlenstoff / Graphit
Cr	Chrom / Hartchrom
Cu	Kupfer
CuO	Kupfer(II)-oxid
DIN	Deutsches Institut für Normung e. V.
DLC	Diamond-like Carbon
DMS	Dehnmessstreifen
EDX	Energiedispersive Röntgenspektroskopie (energy dispersive X-ray spectroscopy)
EN	Europäische Norm
FEM	Finite Elemente Methode
FKV	faserverstärkte Kunststoffe
HBW	Härte nach Brinell
HV	Härte nach Vickers
ISO	Internationale Organisation für Normung
KEP	Konstruktiver Entwicklungsprozess
konst.	konstant
MgO	Magnesiumoxid
MKS	Mehrkörpersimulation
MoS ₂	Molybdändisulfid
Pb	Blei
PTFE	Polytetrafluorethylen
REM	Rasterelektronenmikroskop
rot.	rotatorisch / Rotation
SiC	Siliziumcarbid
Si ₃ N ₄	Siliziumnitrid
Sp.	Spannung
TCO	Total cost of ownership
TZP	Tetragonal zirconia polycrystal
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
WAK	Wärmeausdehnungskoeffizient
WLF	Wärmeleitfähigkeit
Y ₂ O ₃	Yttriumoxid
Zn	Zink
ZrO ₂	Zirkoniumdioxid
ZTA	Zirkoniumdioxid-verstärktes Aluminiumoxid
zul.	zulässig

1 Einleitung und Zielsetzung

Gleitlager stellen im Maschinenbau vielfältige und wichtige Bauelemente dar, die oft im Schattendasein einer Maschine agieren und deren Funktionsfähigkeit als eine Selbstverständlichkeit angesehen wird. Dabei übertragen Gleitlager enorme Belastungen und ermöglichen vergleichsweise kostengünstig die Realisierung verschiedenster Bewegungsabläufe in mobilen sowie stationären Anwendungen. Neben ökonomischen Aspekten finden Gleitlager überall dort Einsatz, wo hohe Belastungen sowie sehr geringe oder sehr hohe Gleitgeschwindigkeiten auftreten und übliche Wälzlager an ihre Grenzen gelangen. Überdies werden Stoßbelastungen von Gleitlagern gut ertragen, sodass insgesamt eine breite Einsatzmöglichkeit und eine hohe Toleranz gegenüber Umwelteinflüssen in Abhängigkeit des Gleitlagerwerkstoffes und Dichtungssystems besteht. In der Branche der mobilen Arbeitsmaschinen ist Verschleiß durch den Einsatz bei rauen Umweltbedingungen allgegenwärtig. Neben äußeren Witterungseinflüssen und dem direkten Kontakt mit abrasiven Stoffen wirken die prozessbedingten hohen Belastungen verschleißfördernd. Arbeitsausrüstungen, Werkzeuge, Fahrtriebe und Bauteile, die mit Abrasivpartikeln in Kontakt stehen, müssen daher hohe Verschleißwiderstände sowie Festigkeiten aufweisen. Ein weiterer herausfordernder Aspekt ist in der Bewegungsart des Bolzens innerhalb des Gleitlagers zu finden, der eine oszillierende Bewegung vollführt und somit keine Möglichkeit zur hydrodynamischen oder elasto-hydrodynamischen Schmierung bietet. Die Tribopaarung befindet sich infolgedessen permanent im verschleißfördernden Bereich der Festkörper- oder Grenzreibung.

Mobile Arbeitsmaschinen sind gekennzeichnet durch extrem vielfältige Arbeitsausrüstungen, sodass mehrere Arme, Hebel oder Koppelstangen verbunden werden müssen, um die für den Arbeitsprozess erforderliche Kinematik zu realisieren. Heutige im Einsatz befindliche Gleitlager im Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen weisen jedoch zumeist den Nachteil auf, dass zyklische Nachschmierungen oder eine Zentralschmierung erforderlich sind, um die Gleitlager in der Verschleißtieflage zu betreiben. Dies verursacht Wartungsaufwand und Kosten. Neben verschmutzten Maschinenstellen gelangt darüber hinaus Schmierstoff unerwünscht durch den bewusst gebildeten "Fettkragen" (Schutz vor Abrasivstoffen und Wasser) in die Umwelt. Weiterhin stellen vorzeitige Ausfälle durch mechanische oder tribologische Überbelastungen eine Problematik dar, die mit einem meist aufwendigen Buchsenwechsel einhergehen.

Um den genannten negativen Sachverhalten zu begegnen, wird auf das hohe Potenzial der Verschleißreduzierung von keramischen Werkstoffen gesetzt, die extreme Härten aufweisen. Ent-

wicklungen der letzten Jahrzehnte auf dem Gebiet der keramischen Werkstoffe führten zu hohen Biegebruchfestigkeiten und hohen Fertigungsqualitäten, wie sie im Maschinenbau üblich sind. Erfolgreiche Umsetzungen in hermetisch abgeschlossenen Chemiepumpen oder Buchsen von Gleisketten [1] motivieren zu einer Übertragung des Werkstoffes auf weitere hochbelastete Komponenten, wie Gleitlager in mobilen Arbeitsmaschinen, um neue Vorteile zu generieren. Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung eines wartungsfreien und fluidfreien Gleitlagers, welches keramische Werkstoffe inkludiert und vor allem eine mechanische Einsatzfähigkeit der spröden Hochleistungskeramiken unter statischer und dynamischer Belastung gewährleistet. Daher wird bewusst zwischen einer mechanischen und tribologischen Lebensdauer unterschieden. Als Folge des verwendeten Materials ist eine rein elastische Beanspruchung der einzelnen Bestandteile des Gleitlagers für eine erfolgreiche Umsetzung eine Grundvoraussetzung.

In einem weiteren Schritt wird ein entsprechendes Tribologiesystem mit dem Ziel der Parität zwischen Gleitlager- und Maschinenlebensdauer appliziert, das einen geringen Verschleiß voraussetzt und den Einsatz eines keramischen Werkstoffes befürwortet. Ein weiterer tribologischer Aspekt ist der typischerweise hohe Reibwert von rund 0,7 einer Keramik-Stahl-Paarung, der zwingend mit geeigneten Maßnahmen reduziert werden muss und im Vergleich zu heutigen Gleitlagern einen gleichen oder geringeren Betrag ($\mu < 0,2$) aufweisen soll. Neben den genannten mechanischen und tribologischen Zielen werden Vorteile mit Blick auf die Ökobilanz und das Reparatursystem geschaffen, indem kein Schmierstoff in die Umwelt gelangt und im Reparaturfall nur ein Bolzenwechsel stattfinden muss.

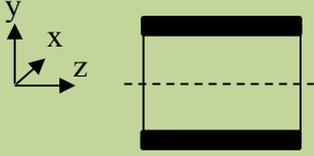
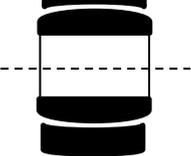
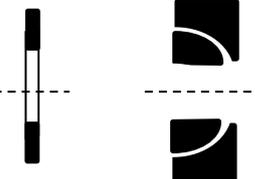
Zur Umsetzung der genannten Ziele wird in der wissenschaftlichen Arbeit eine methodische Herangehensweise umgesetzt, die die Thematiken der mechanischen und tribologischen Lebensdauer für das beschriebene und neuartige Gleitlager für mechanisch hochbeanspruchte Anwendungen beinhaltet. Theoretische Thesen und numerische Berechnungen werden mit Messungen validiert und analytische Formeln zur Vorauslegung rein elastisch beanspruchter Gleitlager im Kontext mit ihrer umgebenden Struktur hergeleitet. Eine zusammenfassende Berechnungsvorschrift zur tribologischen und mechanischen Lebensdauer bietet der Praxis und Wissenschaft ein analytisches Formelwerk zur Dimensionierung keramischer Gleitlager, das auf numerischen und experimentellen Untersuchungen basiert. Abschließend erfolgt eine Zusammenfassung der Ergebnisse und eine Diskussion zum weiteren Forschungsbedarf.

2 Stand der Technik und Wissenschaft

2.1 Technische Merkmale und Marktanalyse heutiger Gleitlager

Grundsätzlich sind Gleitlager hinsichtlich ihrer Bauform, ihrem Schmierungssystem und dem einhergehenden Wartungsaufwand einteilbar. Einen Überblick verschafft Tabelle 1, wobei theoretisch jede Kombination aus Bauform und Schmiersystem denkbar, aber nicht für jede Anwendung sinnvoll ist. Weiterhin wird der Pfad aufgezeigt, wo sich das keramische Gleitlager der vorliegenden Arbeit einsortiert. Neben der aufgeführten Trockenschmierung ist ebenfalls eine Fettschmierung oder hydrodynamische Schmierung anwendbar.

Tabelle 1: Schematischer Überblick über Bauform, Schmierungssystem, Wartungssystem und Werkstoffe in der Gleitlagertechnik sowie die Einsortierung des angestrebten keramischen Gleitlagers

(Bund-)Buchse		Gelenklager		Axiallager		
						
Freiheitsgrade: 2 <i>z, rotz</i>		Freiheitsgrade: 3 <i>rotx, roty, rotz</i>		Freiheitsgrade: 2 <i>+z oder -z, rotz</i>		
↓						
Trockenschmierung		Fettschmierung		hydrodynamische S.		hydrostatische S.
↓						
wartungsfrei		wartungsarm		wartungspflichtig		
↓						
Stahl-Polymer	Bronze-Polymer	Kunststoffe	FVK	Bronze	...	Keramik

Neben der Bauform erfolgt eine weitere Einteilung der Gleitlager nach dem Schmierungssystem mit den Schmierungsarten *Trockenschmierung*, *Fettschmierung*, *hydrodynamischer* und *hydrostatischer Schmierung*. Die *Trockenschmierung* stellt dabei das einfachste System dar und beschreibt eine Festkörperreibung zwischen dem Bolzen und dem Gleitlagerwerkstoff. Um den Verschleiß und die Reibung zu minimieren, werden spezielle Gleitschichten oder Festschmierstoffe, wie PTFE, MoS₂ oder Weichmetalle, eingesetzt. *Fettgeschmierte* Gleitlager beschreiben einen Grenzreibungszustand, bei dem Festkörperkontakte und Schmierfilmbildungen in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit und Belastung möglich sind. Dabei werden die Schmierfette in Konsistenzklassen nach DIN 51818 eingeteilt (NLGI 000 bis 6) und in Abhängigkeit der Anwendungsgebiete nach der VDI Richtlinie 2202 ausgewählt [2]. Bei *hydrodynamischen* Gleitlagern wird ein Schmierfilm aufgrund der Relativbewegung zwischen Bolzen und

Gleitlagerbuchse erzeugt, sodass kein direkter Kontakt zwischen beiden Reibpartnern stattfindet. Vorteile sind ein sehr geringer Verschleiß und Reibwert sowie sehr hohe Gleitgeschwindigkeit bei gleichzeitig hoher Belastbarkeit und Stoßunempfindlichkeit. Nachteil ist die relative Mindestgleitgeschwindigkeit beziehungsweise Grenzdrehzahl, die im Gleitlager vorherrschen muss, um einen direkten Kontakt der Tribopartner zu vermeiden und mit der Sommerfeldzahl beschreibbar ist. Zu geringe Relativgeschwindigkeiten führen zum Kontakt der beiden Gleitpartner und hohem Verschleiß. Dieser Nachteil kann mit *hydrostatischen* Gleitlagern umgegangen werden, indem der Schmierstoff durch externe Pumpen und unter Druck in das Gleitlager eingespeist wird und folglich die beiden Reibpartner auch bei niedrigen Relativgeschwindigkeiten trennt. Nachteilig sind wiederum der höhere technische Aufwand der Peripherie und die damit verbundenen Kosten. Abschließend sei die *elastohydrodynamische* Schmierung erwähnt, die einen Grenzfall der fettgeschmierten und hydrodynamischen Schmierung bei minimaler Relativgeschwindigkeit darstellt sowie einen Schmierfilm auf lokaler Mikroebene und unter elastischer Verformung der Reibpartner beschreibt.

Eine weitere wichtige Beschreibung heutiger Gleitlager ist die Eigenschaft des Wartungssystems. Dabei wird in *wartungsfreie*, *wartungsarme* und *wartungspflichtige* Gleitlager differenziert. Ein *wartungsfreies* Gleitlager definiert sich als ein Lager, das keine Nachschmierungen benötigt und alle auftretenden mechanischen, thermischen, chemischen und tribologischen Belastungen über die vorkalkulierte Lebensdauer erträgt. *Wartungsarme* Gleitlager bedürfen einer regelmäßigen Pflege, sodass eine intervallmäßige Nachschmierung nach fest vorgeschriebenen Betriebsstunden erfolgen muss, die der Hersteller in Wartungsplänen vorschreibt. Zur Automatisierung werden Zentralschmieranlagen angewendet, um eine scheinbare Wartungsfreiheit der Gleitlager zu erreichen und dem Anwender zusätzlichen Aufwand zu ersparen.

Die vorliegende Arbeit thematisiert *zylindrische*, *fluid-* und *wartungsfreie* Gleitlager, sodass in den folgenden Ausführungen ausschließlich auf Gleitlager mit diesen Eigenschaften eingegangen wird. Zylindrische Gleitlager sind unter anderem in den Normen DIN 1850, DIN ISO 4379, DIN ISO 4381, DIN ISO 4382, DIN ISO 4383 und DIN ISO 3547 hinsichtlich ihrer Geometrie und werkstofflichen Zusammensetzung definiert ($\varnothing d = 3$ bis 300 mm; Sintermetalle, Kupferguss- und Kupferknetlegierungen, Zinnlegierungen, Kunststoffe, Verbundwerkstoffe → Kupfer- oder Stahllegierungen als Stützkörper mit einer bspw. PTFE Gleitschicht, etc.). Ertragbare Lagerbelastungen werden über die zulässige Flächenpressung angegeben ($p_{stat} = 140$ bis 500 N/mm², $p_{dyn} = 50$ bis 300 N/mm²), welche sich aus der radialen Lagerkraft dividiert durch die projizierte Fläche zwischen Bolzen und Lagerschale ergibt. Dies ist nicht zu

verwechseln mit der Hertz'schen Pressung, die den idealen und in diesem Fall den Linienkontakt mit Steifigkeitseinfluss berechnet. Die maximale Gleitgeschwindigkeit im Trockenlauf beträgt bei heutigen Gleitlagern bis zu 2,5 m/s bei einer Flächenpressung von unter 10 N/mm².

Ein weiterer wichtiger Kennwert ist der sogenannte „pv-Wert“, welcher das Produkt aus der Flächenpressung und der Gleitgeschwindigkeit wiedergibt ($pv = 1,8$ bis $7,0$ W/m²; Bild 1).

Sinngemäß spiegelt der pv -Wert die Leistungsaufnahmefähigkeit pro Fläche wieder und repräsentiert somit eine thermische Grenze. Weitere charakteristische Kennwerte sind die zulässige Betriebstemperatur ($\vartheta_{zul.} = 110$ bis 280 °C) und der Reibwert ($\mu = 0,02$ bis $0,25$ [4]), wobei die zulässige Betriebstemperatur stark vom Gleitlagerwerkstoff abhängt. Sondermaterialien wie

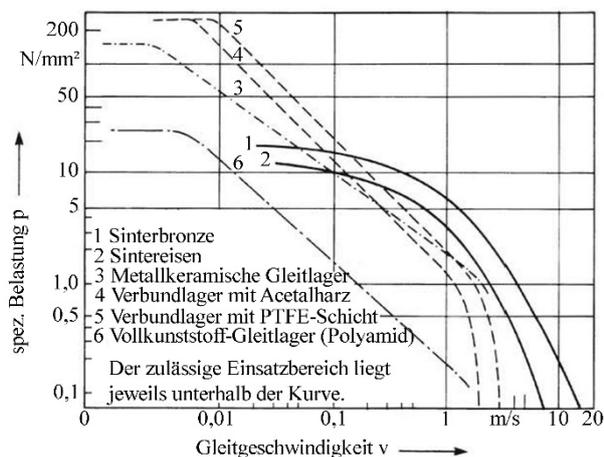


Bild 1: Typischer Verlauf des pv -Wertes verschiedener Gleitlagerwerkstoffe [3]

Kunstkohlelager ermöglichen Hoch- und Tieftemperaturanwendungen, weisen jedoch sehr geringe Festigkeiten und folglich sehr geringe zulässige Flächenpressungen ($p < 1,5$ N/mm²) auf. Eine Übersicht zu typischen wartungsfreien Gleitlagern und deren Kennwerte ist in Tabelle 2 zu finden. Die wichtigsten Werkstoffgruppen eines heutigen Gleitlagers im Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen stellen Stahl-, Bronze-, Sintermetall- und Verbundbuchsen sowie faserverstärkte Kunststoffe dar, die gegen einen rand-schichtgehärteten, nitrierten oder hartverchromten Bolzen reiben.

Tabelle 2: Kennwerte zu wartungsfreien Gleitlagern [4], [5]

Eigenschaft	Belastung		PTFE	Faserverbund	PTFE-Ge-webe	POM	Stahl/Stahl	Stahl/Bronze	Kohlelager
	statisch	p_{max} [N/mm ²]							
zul. Spez. Lagerbelastung	rot., oszil.	p_{max} [N/mm ²]	250	200	300	140	500	125	1,4
		p_{max} [N/mm ²]	140	140	300	70	100	50	0,4
zul. Gleitgeschw.	Trockenlauf	v_{max} [m/s]	2,5	0,18	0,3	2,5	0,1	0,1	1,5
max. pv -Wert bei Trockenlauf	Dauerbetrieb	pv [N/mm ² *m/s]	1,8	2,8	7	3	-	-	1,9
	kurzzeitig	pv [N/mm ² *m/s]	3,6	-	-	-	-	-	-
zul. Betriebstemperatur		ϑ [°C]	-200...280	-20...130	-50...150	-40...110	-60...200	-60...250	Hoch- u. Tief-temp.
Reibwert		μ [-]	0,03...0,25	0,03-0,20	0,02...0,20	0,02...0,20	0,08...0,22	0,1...0,25	-

Generell muss konstatiert werden, dass heutige Gleitlager aufgrund der Witterungseinflüsse im mobilen Einsatz ein Dichtungssystem aufweisen müssen, um die Gleitlager in der Verschleißtieflage zu halten. Die praktische Umsetzung erfolgt zumeist mit der Bildung eines simplen Fettkragens an der Stirnseite des Gleitlagers, welcher das Eindringen von Wasser und Abrasiv-

teilchen mit dieser Maßnahme weitestgehend verhindert und durch Nachschmierungen die entstandenen Verschleißpartikel oder eingedrungenen Abrasivteilchen ausschwemmt. Verschmutzungen an der Maschine und ein Umwelteintrag des Fettschmierstoffes werden aus ökonomischen Gründen in Kauf genommen. Unter den Abrasivstoffen stellt Quarzsand in der Regel den härtesten Abrasivstoff im Offroad-Einsatz mit Härten nach Vickers von 760 bis 1.200 dar und übertrifft die Härteeigenschaften aller genannten Gleitlagerwerkstoffe. Ohne eine adäquate Unterstützung des Gleitlagers würden insbesondere kunststoffbasierte Gleitlagerwerkstoffe und Verbundlager in die Verschleißhochlage gelangen.

Eine weitere Charakteristik zylindrischer Gleitlager stellt das Phänomen des Kantentragens dar. In Abhängigkeit der Gleitlagerbelastung und der Steifigkeiten der umgebenden Struktur (Einbettung), der Gleitlagerbuchse und vor allem des Stahlbolzens resultieren elastische Verformungen der genannten Komponenten (Bild 2) und bewirken eine konzentrierte Hertz'sche Pressung an den äußeren Stirnseiten der Gleitlagerbuchse. Eine Kontaktflächenreduktion von einem idealen Linienkontakt zu einem trapezförmigen und scharfkantigen Kontaktbild ist die Folge. Die Tragfähigkeit der gesamten Lagerbreite kann nicht ausgeschöpft werden und es resultieren Spannungsüberhöhungen sowie im Extremfall Materialüberbeanspruchungen an den stirnseitigen Bereichen der Gleitlagerbuchse, die das Gleitlager schädigen und zerstören können.

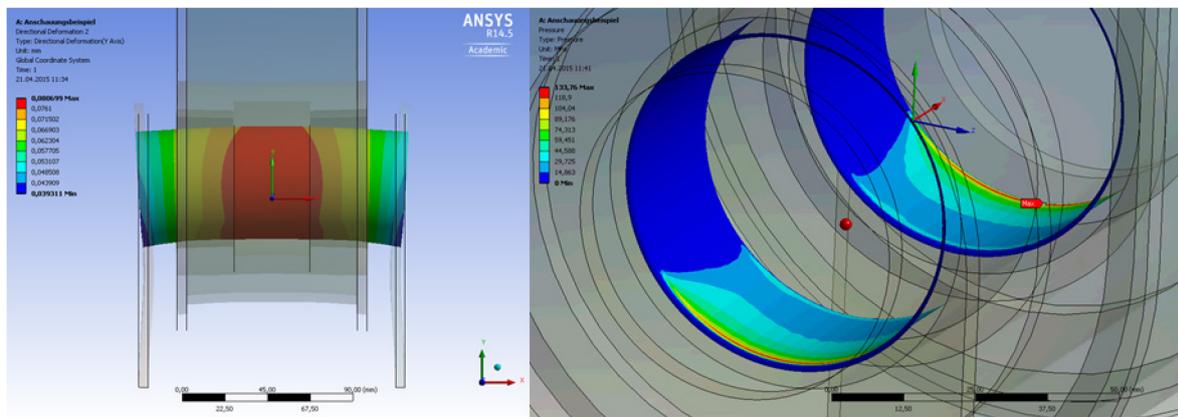


Bild 2: Numerische Berechnung (FEM) einer typischen Armverbindung und resultierende Bolzenverformung unter Last (links) sowie Ausbildung des Kantentrags mit scharfkantiger Spannungsüberhöhung im elastischen Bereich

Die Gesamtbetriebskosten (total cost of ownership – TCO) eines Gleitlagers, das dem Stand der Technik entspricht, sind in Investitions- und Betriebskosten für einen Anwender zu unterteilen. Dabei beinhalten die Investitionskosten die Selbst- und Gemeinkosten des Herstellers sowie die Zuschläge, beispielsweise in Form der Mehrwertsteuer. Die Investitionskosten eines Gleitlagers leiten sich vorrangig aus dem Gleitlagerwerkstoff und dessen Lagergröße ab (Bild 3). Zu den Betriebskosten sind alle Wartungsarbeiten an den Gleitlagern und der Peripherie zu zählen. Ist ein Gleitlager zerstört, sind folgende Arbeitsschritte bei einem Buchsenwechsel

durchzuführen, die mit einer mobilen und anzuschweißenden Vorrichtung vor Ort an der Arbeitsmaschine verrichtet werden:

- 1) Ausschlagen von Bolzen und Gleitlagern
- 2) Ausdrehen der beschädigten Lageraugen/Bohrungen auf Übermaß
- 3) Aufschweißung auf Untermaß
- 4) Ausdrehen der Bohrungen auf Passmaß
- 5) Einpressen neuer Gleitlager und Montage des Bolzens.

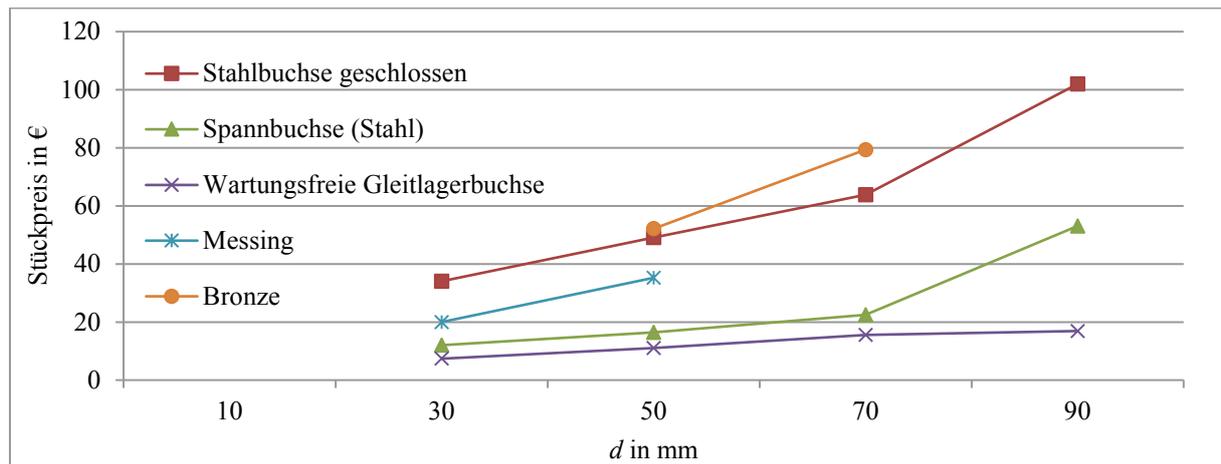


Bild 3: Gemittelte Kosten wartungsfreier und verschiedener Gleitlagerbuchsen in Abhängigkeit der Baugröße sowie des Werkstoffes [6], [7]

Ein mittelklassiger Mobilbagger der 20t-Klasse weist an seiner Arbeitsausrüstung 12 Gelenke mit 18 Gleitlagern auf, wobei Arm- und Koppelgelenke paarweise und Gelenke der Hydraulikzylinder einfach ausgeführt sind. Die verwendeten Baugrößen umfassen Innendurchmesser von 40 bis 100 mm. Werden die Investitionskosten allein für die Gleitlagerbuchsen aufsummiert, belaufen sich diese auf circa 1.600 €. Es ist eine Zentralschmieranlage mit Investitionskosten von circa 5.000 € zu addieren. Wird ein schadenfreier Einsatz ohne Buchsenwechsel angenommen, sind die Betriebskosten mit rund 250 €/a bei einem angenommenen Fettschmierstoffpreis von 10 €/kg und Personalkosten von 25 €/h (Arbeitgeberbrutto) zu veranschlagen. Kosten für weitere Betriebsmittel und Werkzeuge werden vernachlässigt.

2.2 Keramische Werkstoffe

Einer der ältesten Werkstoffe, den die Menschheit für sich zu nutzen wusste, stellen keramische Materialien auf Basis von Silikaten, Mullit, Tonerde oder Quarz dar. Der natürlich vorkommende Rohstoff diente zur Herstellung von Tongefäßen, Gebäuden sowie für technische Anwendungen, wie Mahlsteine oder Steinlager. Eine Renaissance erlebte der Werkstoff Mitte bis Ende des letzten Jahrhunderts und wurde auf Basis synthetischer Rohstoffe weiterentwickelt. Zu euphorischen Zeiten wurden sogar Motorblöcke aus keramischen Werkstoffen angedacht,

die einen extrem geringen Verschleiß sowie eine sehr gute Wärmebeständigkeit aufweisen sollten. Neben diesen Extremzielen etablierten sich keramische Werkstoffe in weiten Bereichen des Maschinen- und Anlagenbaus, der Elektronik oder der Brennstoffzellentechnik und allgemein in Anwendungen mit niedriger mechanischer Beanspruchung.

Zur begrifflichen Präzisierung ist das weite Feld der keramischen Werkstoffe einzuschränken und in *Technische Keramik* und *Hochleistungskeramik* einzuteilen. *Technische Keramiken* umfassen die klassischen Erzeugnisse, wie Geschirr- und Sanitärkeramik, Fliesen oder Ziegel und basieren auf Silikatkeramik, welche in Fein- und Grobkeramiken anhand eines Grenzwertes von 0,1 mm Korngröße unterteilt werden. Der Begriff *Hochleistungskeramik* ist in der Norm DIN V ENV 12212 definiert als „[...] hoch entwickelter, hoch leistungsfähiger keramischer Werkstoff, der überwiegend nichtmetallisch und anorganisch ist und über bestimmte zweckmäßige Eigenschaften verfügt“. Weitere Begriffe, wie Ingenieur-, Struktur-, Konstruktions-, Elektro-, Schneid- oder Biokeramik, etablierten sich im täglichen Fachsprachengebrauch und beziehen sich auf die Anwendungsfelder – sind aber alle unter dem Begriff *Hochleistungskeramik* zusammenzufassen. In den folgenden Ausführungen wird sich auf *Hochleistungskeramiken* beschränkt, da nur diese die Anforderungen einer hochbeanspruchten Komponente, wie einem Gleitlager im Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen, erfüllen.

Zur Erlangung eines keramikgerechten Designs sind die spezifischen Werkstoffeigenschaften zu berücksichtigen, um das volle Potenzial der Hochleistungskeramik auszuschöpfen. Keramische Werkstoffe unterscheiden sich grundlegend zu den üblichen Werkstoffen des Maschinenbaus. Gängige Metalle, wie Stahl- oder Aluminiumlegierungen, basieren aus chemischer Sicht auf metallischen Bindungen mit freien Elektronen und gleitfähigen Gitterstrukturen, das ein günstiges Materialverhalten mit duktilen Eigenschaften bewirkt (σ_S bzw. $Rp_{0,2} = 200$ bis 1.300 N/mm^2 ; $\sigma_Z = 350$ bis 1.500 N/mm^2). Kerben und Spannungsspitzen können durch plastische Verformungen kompensiert werden und die Duktilität bewirkt ein gutmütiges Schadensverhalten, ohne dass ein plötzlicher Gewaltbruch auftritt. Im Vergleich dazu weisen keramische Werkstoffe eine Mischform aus chemischen Verbindungen mit vorwiegend kovalenten (feste Elektronenpaare) oder vorwiegend ionischen Bindungen (Anion - Kation) auf (Bild 4), die beide eine stärkere Bindungsart als die metallische Bindung darstellen. Dies bewirkt ein völlig anderes Materialverhalten gegenüber Metallen und eine breite Varianz der Werkstoffeigenschaften verschiedener Hochleistungskeramiken. Basierend auf den Bindungsarten werden Hochleistungskeramiken in *Oxidkeramiken*, die eine vorwiegend ionische Bindungsart aufweisen, und *Nichtoxidkeramiken*, die eine vorwiegend kovalente Bindungsart besitzen, unterscheiden.

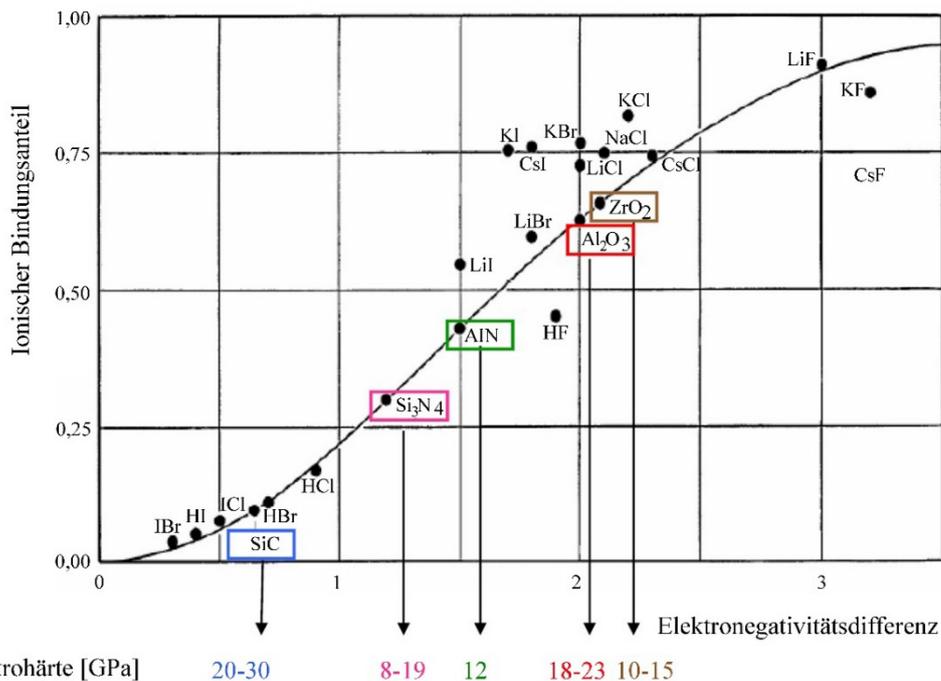


Bild 4: Ionischer Bindungsanteil keramischer Werkstoffe und Hervorhebung der Hauptvertreter der Hochleistungskeramiken sowie deren Mikrohärtigkeit [8]

Typische Vertreter der *Oxidkeramiken* sind Aluminiumoxid (Al_2O_3) und Zirkoniumdioxid (ZrO_2) oder mit Trivialnamen Zirkonoxid. *Oxidkeramiken* bestehen vorrangig aus einphasigen und einkomponentigen Metalloxiden. Sie sind glasphasenarm oder glasphasenfrei und werden synthetisch mit einem hohen Reinheitsgrad hergestellt. *Nichtoxidkeramiken* basieren auf den Elementen Silizium, Stickstoff, Bor und Kohlenstoff und weisen vorwiegend kovalente Bindungen auf, welche dementsprechend die stärkste Bindungsart innehaben. Folglich besitzen *Nichtoxidkeramiken* ein hohes Elastizitätsmodul, eine hohe Festigkeit und Härte sowie eine hohe Wärmebeständigkeit. Eine geringe Bruchzähigkeit und eine hohe Stoßempfindlichkeit stehen dem gegenüber. Typische Vertreter der *Nichtoxidkeramiken* sind Siliziumcarbid (SiC) und Siliziumnitrid (Si_3N_4). Sonderwerkstoffe der Hochleistungskeramiken stellen faserverstärkte Keramiken dar, mit denen eine höhere Zähigkeit erzielt wird, auf die hier nicht näher eingegangen werden soll.

Eine Übersicht zu typischen Hochleistungskeramiken und deren Werkstoffeigenschaften sowie einen Vergleich mit einem metallischen Werkstoff ist in Tabelle 3 dargestellt. Es sei darauf hingewiesen, dass bewusst marktübliche Kennwerte angegeben sind, da Literaturkennwerte im Regelfall nur als Information dienen und nicht den praktischen Werkstoff widerspiegeln [9]. Einen zusätzlichen keramischen Werkstoffkennwert stellt der Weibull-Modul m dar, der eine statistische Aussage über die Streuung der Biegebruchfestigkeit wiedergibt und somit eine „Güte“ repräsentiert. Je höher der Betrag des Weibull-Moduls ist, desto geringer ist die Streu-

ung der Biegebruchfestigkeit. Weiterhin ist die Weibull-Verteilung dem Materialverhalten geschuldet, da keramische Werkstoffe bedingt durch ihre schwächste Stelle im Gefüge versagen („weakest-link-theory“).

Tabelle 3: Werkstoffkennwerte typischer und dichter Hochleistungskeramiken im Vergleich zu einem metallischen Werkstoff für Konstruktionsanwendungen verschiedener kommerzieller Anbieter (Stand 2015) [10], [8]

Kennwert	Symbol	Einheit	Oxidkeramik		Nichtoxidkeramik		Metalle
			Al ₂ O ₃	ZrO ₂	SiC	Si ₃ N ₄	S235JR
Dichte	ρ	g/cm ³	3,5...4,0	5,5...6,1	2,5...3,2	1,9...3,4	7,85
4-Pkt. BBF	σ_{4-BBF}	N/mm ²	150...630	500...1.800	260...650	600...1.100	300...450
E-Modul	E	GPa	200...380	200...210	330...450	280...320	200...210
Bruchzähigkeit	K_{IC}	MPa√m	3,5...6,0	5,8...12,0	3,0...5,0	2,5...8,0	140
Weibull-Modul	m	-	10...15	10...25	10...15	15...25	-
Härte	HV_{10}	GPa	10...19	11...14,5	20...26	14...16	0,08...0,11
WLF	λ_{30-100}	Wm ⁻¹ K ⁻¹	16...30	1,5...3,0	85...125	21...40	48...58
WAK	$\alpha_{30-1000}$	10 ⁻⁶ K ⁻¹	5,5...8,5	9,2...11,1	2,5...4,9	2,5...4,0	12

Aus Tabelle 3 geht deutlich hervor, dass das Spektrum der keramischen Werkstoffeigenschaften eine hohe Varianz in Abhängigkeit der gewählten Hochleistungskeramik abbildet. Neben der Bindungsart hat die Fertigungstechnologie, das heißt die Pulvermischung, die Korngröße, das Herstellungsverfahren, das Sintern und die Bearbeitung einen entscheidenden Einfluss auf die erzielbaren Werkstoffeigenschaften. Im Portfolio der Hochleistungskeramiken finden sich Werkstoffe, die einen ähnlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten und ein ähnliches E-Modul im Vergleich zu Stahl aufweisen, hohe oder geringe Biegebruchfestigkeit besitzen und als Wärmeisolator oder Wärmeleiter fungieren können. Ebenso sind elektrische Leiter (Ionenleitfähigkeit) oder Isolatoren vertreten. Hochleistungskeramiken weisen allgemein eine hohe Härte und geringe Bruchzähigkeit auf, wobei diese beiden Kennwerte ungefähr um den Faktor zwei innerhalb der Hochleistungskeramiken variieren können.

Um die Werkstoffeigenschaften, den Einfluss der Fertigungstechnologie und das Spektrum der Hochleistungskeramiken zu verdeutlichen, werden nachfolgend das Si₃N₄ (Nichtoxidkeramik) und das ZrO₂ (Oxidkeramik) komprimiert betrachtet. Beide Hochleistungskeramiken besitzen hohe Biegebruchfestigkeiten und sind theoretisch für ein hochbelastetes und keramisches Gleitlager geeignet.

Siliziumnitrid (Si₃N₄)

Einen vielseitig einsetzbaren Werkstoff mit sehr guten Eigenschaften repräsentiert innerhalb der Nichtoxide das Si₃N₄. Im Vergleich zu weiteren Hochleistungskeramiken weist es eine hohe Bruchzähigkeit bei hohen Festigkeiten, auch bei hohen Temperaturen, auf. Es besitzt einen hohen Verschleißwiderstand und einen niedrigen Wärmeausdehnungskoeffizienten sowie eine

mittlere Wärmeleitfähigkeit. In Tabelle 4 sind die Werkstoffkennwerte des Si_3N_4 in Abhängigkeit der Fertigungstechnologie gelistet. Basis der folgend aufgeführten Fertigungstechnologien bildet ein mikrofeines Si_3N_4 -Pulver, das mit Sinteradditiven, zum Beispiel Al_2O_3 , Y_2O_3 oder MgO , versetzt wird. Ein einfaches Herstellungsverfahren stellt das niederdruckgesinterte Siliziumnitrid (SSN) dar, welches eine mittlere Biegebruchfestigkeit generiert. Das gasdruckgesinterte Siliziumnitrid (GPSSN) wird in einem Gasdrucksinterofen in Stickstoffatmosphäre bei 100 bar gesintert und erzielt eine höhere mechanische Festigkeit. Die höchsten mechanischen Festigkeiten werden mit dem heiß gepressten und dem heiß isostatisch gepressten Siliziumnitrid (HPSN und HIPSN) erreicht. Beide Verfahren nutzen einen mechanischen Druck bis 3.000 bar während des Sinterprozesses und unterscheiden sich in der eindimensionalen oder unidirektionalen Druckverteilung innerhalb des Bauteils. Das HIPSN zeichnet sich durch eine gleichmäßigere Dichte- und somit Festigkeitsverteilung sowie durch die geringste Restporosität im Bauteil gegenüber dem SSN, GPSSN und HPSN aus. Der Aufwand und die Kosten steigen analog zu den vier genannten Fertigungsverfahren. Ebenso wird die Bauteilgeometrie und -dimension eingeschränkter. Die Sintertemperatur der genannten Verfahren beträgt 1.750 bis 1.950 °C. Ein weiteres Verfahren zur Herstellung des Si_3N_4 ist das reaktionsgebundene Siliziumnitrid (RBSN), welches im Gegensatz zu den bisher genannten Verfahren schwindungsfrei arbeitet. Für das RBSN wird geformtes und kostengünstigeres Siliziumpulver in einer Stickstoffatmosphäre bei circa 1.400 °C nitridiert. Mit dem Verfahren werden gute mechanische Eigenschaften erreicht und das Gefüge ist durch eine feine sowie offene Porosität gekennzeichnet.

Tabelle 4: Werkstoffkennwerte des Si_3N_4 in Abhängigkeit des Fertigungsverfahrens verschiedener kommerzieller Anbieter (Stand 2015) [10], [8]

Kennwert	Sym- bol	Einheit	SSN	GPSSN	HPSN	HIPSN	RBSN
Dichte	ρ	g/cm^3	3,2...3,3	3,21	3,2...3,3	3,2...3,3	1,9...2,5
4-Pkt. BBF	σ_{4-BBF}	N/mm^2	600...900	650...760	750...1.100	750...1.100	200...330
E-Modul	E	GPa	290...320	310...320	300...330	300...330	80...180
Bruchzähigkeit	K_{IC}	$\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$	6,7...8,0	7,0...8,0	5,5...8,0	5,5...8,0	1,8...4,0
Weibull-Modul	m	-	15...24	15...25	15...25	15...25	14...16
Härte	HV_{10}	GPa	14...16	16	15...17	15...17	8...10
WLF	λ_{30-100}	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$	21...40	25...30	28...50	28...50	4...15
WAK	$\alpha_{30-1000}$	10^{-6}K^{-1}	2,5...4,0	3,2	2,9...3,7	2,9...3,7	2,1...3,0

Zirconiumdioxid (ZrO_2)

Das ZrO_2 ist die Oxid- und Hochleistungskeramik mit der höchsten Biegebruchfestigkeit ($\sigma_{B-4Pkt} \geq 1.000 \text{ N/mm}^2$) und der höchsten Bruchzähigkeit ($K_{IC} \approx 12,0$). In der Forschung wurden Biegebruchfestigkeiten von bis zu 3.000 N/mm^2 erzielt [1]. Eine günstige Materialkombination mit Bauteilen aus Stahl- und Gusslegierungen kann aufgrund des ähnlichen Wärmeaus-

dehnungskoeffizienten und E-Moduls realisiert werden. Wird das ZrO_2 thermisch betrachtet, ist dieses als Wärmeisulator einzustufen. Es besitzt gute tribologische Eigenschaften und gilt als verschleiß- sowie korrosionsbeständig. Eine Übersicht zu den Werkstoffkennwerten des ZrO_2 in verschiedenen Modifikationen ist

in Tabelle 5 gegeben. In Analogie zum Eisen-Kohlenstoffdiagramm kann das ZrO_2 in verschiedenen Phasen beziehungsweise Kristallmodifikationen bestehen (Bild 5), die jeweils ein spezifisches Materialverhalten und spezifische Werkstoffkennwerte bedingen. In Abhängigkeit der Temperatur und der Zusammensetzung bestehen monokline, tetragonale, kubische und mehrphasige Modifikationen, die mit Hilfe von feinen Pulvern, speziellen Sintervorgängen oder Stabilisatoren, zum Beispiel Yttriumoxid (Y_2O_3), auch bei Raumtemperatur stabil sind. Charakteristisch ist eine 8 % Volumenzunahme bei der Umwandlung von einer tetragonalen in eine monokline Phase. Es liegen drei Modifikationen des ZrO_2 vor:

- 1) Vollstabilisiertes Zirconiumdioxid (*FSZ* – fully stabilized zirconia)
- 2) Teilstabilisiertes Zirconiumdioxid (*PSZ* – partly stabilized zirconia)
- 3) Polykristallines tetragonales Zirconiumdioxid (*TZP* – tetragonal zirconia polycrystal).

Zur Erzeugung des *FSZ* werden Stabilisatoren in Form von Fremdoxiden, wie Y_2O_3 , mit einem Stoffmengenanteil von mindestens 9 % beigemischt. Die kubische Phase bleibt somit bis zur Raumtemperatur stabil, ohne dass ein Volumensprung zwischen den Phasen stattfindet. Das *FSZ* ist jedoch wenig verbreitet. Im Gegensatz dazu stellt das *PSZ* die geläufigste Modifikation des ZrO_2 in technischen Anwendungen dar. Das *PSZ* ist mehrphasig und besteht aus einer größeren und kubischen Phase mit dazwischenliegenden kleinen tetragonalen Phasen. Ein spezieller Sintervorgang erhält den metastabilen Zustand und verhindert die Umwandlung der tetragonalen in eine monokline Phase. Das *TZP* ist durch eine rein tetragonale und metastabile Phase gekennzeichnet. Zur Herstellung dieser Modifikation wird ein extrem feines Pulver und niedrige Sintertemperaturen angewendet. Das Resultat ist ein feines Gefüge (Korngröße $< 100 \mu m$) und eine hohe Biegebruchfestigkeit von über $1.500 N/mm^2$.

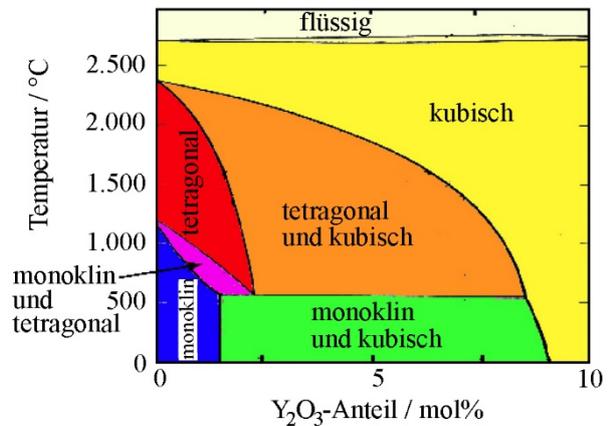


Bild 5: ZrO_2 - Y_2O_3 -Zustands-Diagramm [11]

Tabelle 5: Werkstoffkennwerte des ZrO₂ in Abhängigkeit des Fertigungsverfahrens verschiedener kommerzieller Anbieter (Stand 2015) [10], [8]

Kennwert	Sym-bol	Einheit	FSZ	PSZ	TZP
Dichte	ρ	g/cm ³	-	5,7...6,1	6,0...6,1
4-Pkt. BBF	σ_{4-BBF}	N/mm ²	-	500...1.800	800... > 1.500
E-Modul	E	GPa	-	200...210	200...220
Bruchzähigkeit	K_{IC}	MPa√m	-	6,3...12,0	6,8...10,0
Weibull-Modul	m	-	-	10...25	9,0...20,0
Härte	HV_{10}	GPa	-	12,0...14,5	12,0...13,0
WLF	λ_{30-100}	Wm ⁻¹ K ⁻¹	-	1,5...3,0	2,0...2,5
WAK	$\alpha_{30-1000}$	10 ⁻⁶ K ⁻¹	-	9,2...12,5	9,3...10,5

Dem *PSZ* und *TZP* ist gemein, dass eine metastabile tetragonale Phase vorliegt. Eine Umwandlung in eine monokline Phase wird aufgrund der Zwängung durch benachbarte Gefügebestandteile und durch den einhergehenden Druck beim *PSZ* gehemmt. Die resultierenden Spannungen wirken sich festigkeits- und zähigkeitssteigernd auf das Bauteil aus. Eine weitere Festigkeits- und Zähigkeitssteigerung bewirken die tetragonalen Phasen bei einer Rissausbreitung oder bei oberflächlich induzierten Spannungen. Das einzigartige Phänomen unter den Hochleistungskeramiken wird mit Umwandlungsverstärkung oder Umwandlungsstabilisierung bezeichnet. Es beschreibt den Druckverlust an tetragonalen Gefügebestandteilen aufgrund eines Risses und die Umwandlung der metastabilen Gefügebestandteile in die monokline Phase. Aufgrund der 8 %-igen Volumenzunahme bei der Phasenumwandlung wird der Riss geschlossen, verlangsamt oder verzweigt. Vor allem beim *TSZ* ist darin die hohe Festigkeit begründet. Ein ähnliches Verhalten wird an Oberflächen des *PSZ* oder *TSZ* beobachtet. Ausgehend von äußeren Belastungen werden oberflächliche Spannungen im Werkstoff induziert und die tetragonalen Gefügebestandteile in eine monokline Phase umgewandelt. Die Volumenzunahme der eingebetteten Gefügebestandteile bewirkt eine oberflächliche Druckeigenspannung. Zur Steigerung der mechanischen Eigenschaften des ZrO₂ können ebenso die genannten Fertigungsverfahren vom Si₃N₄, wie HP und HIP, angewendet und höhere Festigkeiten erzielt werden. Eine weitere charakteristische Eigenschaft des ZrO₂ ist die Sauerstoffionenleitfähigkeit, die eine Anwendung in der Elektronik und Messungen von Sauerstoffpartialdrücken (Lambda-Sonde) ermöglicht. Eine ähnliche Vielfalt in Bezug auf das Gefüge und die Fertigungsmöglichkeiten ist bei den meisten Hochleistungskeramiken zu finden. Als Problematik ist die unzureichende Normung im Bereich der Hochleistungskeramik anzusehen, sodass kein konkreter Werkstoff mit definierten Eigenschaften beschrieben und ausgewählt werden kann. Standardkeramiken niedriger Festigkeit sind in der DIN EN 60 672 genormt. Bei Hochleistungskeramiken ist auf Herstellerangaben oder auf Werkstoffentwicklungen inklusive von Festigkeitsmessungen zurückzugreifen.

Eigenschaften von Hochleistungskeramiken können allgemein und zusammenfassend im Vergleich zu Metallen und Polymeren beschrieben werden. Vorteile der Hochleistungskeramiken sind die geringeren Dichten (-20 bis -70 %) gegenüber Stahl, die höhere Temperaturbeständigkeit und die hohen Härten. Einhergehend besitzen die Werkstoffe einen hohen Verschleißwiderstand. Ebenso ist die chemische Beständigkeit von Hochleistungskeramiken deutlich höher im Vergleich zu Metallen. Aus mechanischer Sicht besitzen Hochleistungskeramiken eine höhere Steifigkeit (E-Modul) und vergleichbare Festigkeitswerte zu mittelfesten Stählen, wobei die Festigkeit statistisch nach der Weibull-Verteilung streut und sich keramische Bauteile nach der *weakest-link-theory* verhalten. Keramische Werkstoffe weisen ein rein linear-elastisches Werkstoffverhalten bei Raumtemperatur auf. Nachteilig ist die geringe Bruchzähigkeit der Hochleistungskeramiken und das Schadensverhalten, das sich in einem spontanen Spröd- und Gewaltbruch äußert. Weiterhin ist die Zugfestigkeit gering, sodass Zugbeanspruchungen zu minimieren oder zu vermeiden sind. Werden die thermischen Werte verglichen, ist in der Regel ein kleinerer Wärmeausdehnungskoeffizient und eine geringere Wärmeleitfähigkeit gegenüber Metallen festzustellen. Innerhalb der Hochleistungskeramiken ist eine große Streuung hinsichtlich der Wärmeleitfähigkeit festzustellen, sodass der Werkstoff als Wärmeisolator oder -leiter einsetzbar ist. Gleiches gilt für die elektrische Leitfähigkeit.

2.3 Hochleistungskeramik in hochbeanspruchten Gleitanwendungen sowie Präzisierung der Aufgabenstellung und angewandten Methoden

Keramische Gleitlager werden aktuell nur in geringbelasteten Anwendungen eingesetzt. Als mediengeschmierte Ausführung in hermetisch geschlossenen Chemiepumpen wird beispielsweise auf das Siliziumcarbid zurückgegriffen, welches eine geringe Festigkeit ($\sigma_{4-BBF} \leq 600 \text{ N/mm}^2$), aber eine vergleichsweise hohe Härte ($HV_{10} \approx 26 \text{ GPa}$) und hohe chemische Beständigkeit aufweist. Hochbelastete keramische Gleitlager sind nicht bekannt. Einzig in Hybrid- und Vollkeramikwälzlagern sind keramische Werkstoffe zu finden, die einer hohen Hertz'schen Pressung unterliegen. Beide Ausführungen weisen keramische Wälzkörper als Kugel- oder Zylinderform auf, wobei bei einem Hybridwälzlager der Innen- und Außenring aus Stahl bestehen und somit eine einfachere konstruktive Verbindung zur Welle ermöglicht wird. Innerhalb der Forschung erfolgte im Jahr 1996 bereits ein Versuch keramische Gleitlager in einer mobilen Baumaschine einzusetzen. Die dazugehörigen Lagerkräfte an den Gelenken eines Universalbaggers wurden experimentell analysiert [12]. Da lediglich eine Substitution des

Gleitlagerwerkstoffes stattfand, ohne dass konstruktive Maßnahmen zur Erreichung eines keramikgerechten Designs ergriffen wurden, erfolgte eine abrupte Zerstörung der keramischen Gleitlagerbuchse bei der Inbetriebnahme in einem Mobilbagger [13].

Ketting, Woydt et al. untersuchten 2004 den Einsatz monolithischer Hochleistungskeramiken in Buchsen von Gleisketten, der mit einer Gleitlageranwendung hinsichtlich der Belastung und Umgebungseinflüsse zu vergleichen ist [1]. Es wurden tribologische Messungen an Realbauteilen der Buchsengröße D6D aus ZrO_2 und Si_3N_4 durchgeführt und gegen verschiedene Stahlwerkstoffe ohne und mit Abrasivstoff (Quarzsand) auf einem Prüfstand gerieben. Dabei galt es, neben der Beurteilung der Festigkeit, die Verschleißwerte zu erfassen. Die Normalkraft betrug 30 kN und es wurde eine Fahrgeschwindigkeit eines Doozers von 3 km/h auf dem Prüfstand nachgeahmt. Im Ergebnis stand eine Festigkeitserfüllung des Si_3N_4 und ZrO_2 für die Zielanwendung sowie eine signifikante Verringerung des Verschleißes gegenüber dem damaligen Stand der Technik. Eine erfolgreiche Umsetzung des keramischen Werkstoffes gelang durch den Einsatz sehr hochfester keramischer Werkstoffe und die konstruktive Maßnahme des Längspressverbandes zwischen Buchse und Kettenglied. Druckspannungen im Montagezustand senkten somit das Zugspannungsniveau unter Last. Eine Marktdurchdringung fand aufgrund der hohen Kosten einer keramischen Buchse und dem Bedarf einer hohen Anzahl pro Gleiskette nicht statt.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung und Validierung eines keramischen und wartungsfreien Gleitlagers unter den Einsatzbedingungen eines Gelenkes in der Arbeitsausrüstung einer mobilen Arbeitsmaschine. Dabei sind Flächenpressungen bis 150 N/mm^2 und Gleitgeschwindigkeiten kleiner als 250 mm/s zu ertragen. Das Hauptaugenmerk ist bei der Entwicklung auf eine mechanische Einsatzfähigkeit und einem keramikgerechten Design zu legen, sodass eine statische und dynamische Tragfähigkeit gegeben ist. Hierzu sind mit Hilfe des konstruktiven Entwicklungsprozesses geeignete Varianten aufzustellen und mit der Finite-Elemente-Methode eingehend zu untersuchen. Dabei ist eine möglichst geringe Zugbeanspruchung des keramischen Werkstoffes unter Einbeziehung der umgebenen Strukturen, wie dem Bolzen und der Einbettung, zu erzielen. Im Ergebnis sind konstruktive und werkstoffliche Anforderungen an ein keramisches Gleitlager sowie eine Berechnungsvorschrift zu dessen Dimensionierung, inklusive der Einbettung und des Bolzens, abzuleiten. Die statische und insbesondere die dynamische Tragfähigkeit sind experimentell nachzuweisen. Zur Erlangung einer Wartungsfreiheit ist ein geeignetes Schmiersystem anzuwenden, sodass keine intervallmäßigen Nachschmierungen (manuell oder über Zentralschmieranlage) notwendig sind und kein Umweltein-

trag von Schmierstoffen möglich ist. Die theoretisch gefassten Gedanken zum Tribologiesystem sind ebenfalls experimentell zu analysieren, sodass quantitative Ergebnisse zum Reibwertverlauf, Verschleiß und erzielbaren Gleitweg möglich sind. Zur Bestimmung des tribologischen Verhaltens ist eine mikroskopische Analyse (REM und EDX) erforderlich.

Zur Umsetzung des Designs einer rein elastisch beanspruchten Gleitlagerbuchse auf Basis keramischer Werkstoffe ist eine interdisziplinäre Betrachtung der Teilsysteme und des Gesamtsystems eines Gleitlagers sowie die Anwendung mehrerer Methoden notwendig. Wird ein keramischer Werkstoff in Anwendung eines Gleitlagers zugrunde gelegt, sind zwei Hauptaspekte methodisch zu bearbeiten. Dies betrifft die mechanische und tribologische Lebensdauer, die numerisch, analytisch und messtechnisch zu behandeln sind. Es wird bewusst zwischen einer mechanischen und tribologischen Lebensdauer unterschieden, da vorrangig die mechanische Einsatzfähigkeit des keramischen Werkstoffes (hohe Sprödigkeit und geringe Zugfestigkeit) angestrebt wird und mannigfaltige Möglichkeiten zur Optimierung eines Tribologiesystems bestehen. Die tribologischen Aspekte sind im Vorfeld der Experimente empirisch und deduktiv, basierend auf dem Stand der Technik und Wissenschaft, zu analysieren, um eine ausreichende Lebensdauer bei zufriedenstellenden Betriebsparametern zu erzielen. Parallel zu den beiden Hauptaspekten wird der konstruktive Entwicklungsprozess (KEP) in Anlehnung an die VDI 2221 durchgeführt, der die Baugruppe anhand einzelner Funktionen aufteilt (Bild 6) und somit eine Variantenbetrachtung ermöglicht (Anhang 1). Anschließend zum methodischen KEP erfolgt eine Validierung der Annahmen und Thesen mittels Messungen auf einem geeigneten Prüfstand an Realbauteilen.

Das beschriebene methodische Vorgehen wird im Anhang 2 veranschaulicht. Darauf aufbauend werden die zwei Hauptaspekte der Mechanik und Tribologie de-

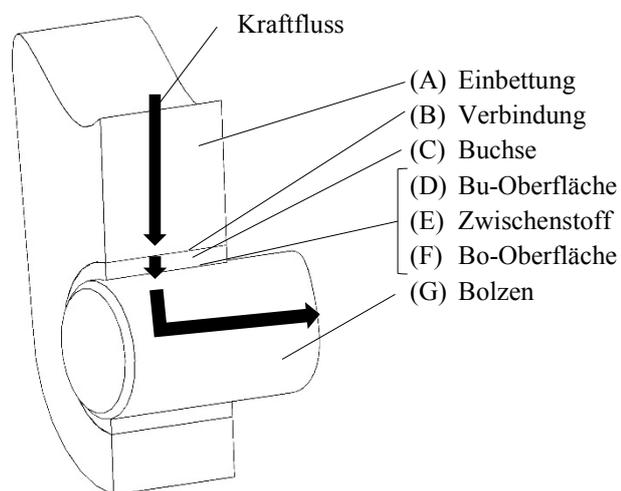


Bild 6: Schematischer Aufbau eines Gleitlagers mit Kraftfluss und Aufteilung in seine Teilfunktionen

tailliert sowie die verwendeten Werkzeuge zur Bearbeitung der einzelnen Themen aufgeführt. Ebenso werden im Anhang 2 die möglichen Messaufbauten mit steigendem Realitätsgrad dargestellt. In der vorliegenden Abhandlung wurde auf Ergebnisse von Tribometern aus der Lite-

ratur zurückgegriffen, die zahlreich vorliegen. Messungen an Realbauteilen, das heißt an keramischen Gleitlagern mit einem Nenndurchmesser von 40 mm, wurden zur Ermittlung der mechanischen (ohne Gleitbewegung) und tribologischen (oszillierende Gleitbewegung) Lebensdauer verschiedener Varianten durchgeführt. Experimentelle Untersuchungen in Feldtests sind ausstehend.

Den Abschluss der aufgestellten Methodik bildet eine Ableitung analytischer Formeln zur Vorauslegung rein elastisch beanspruchter Gleitlagerbuchsen inklusive der umgebenden Strukturen basierend auf den Ergebnissen der Finite-Elemente-Methode (FEM). Zusammenfassend ist festzuhalten, dass das Vorgehen breit aufgestellt ist und mehrere Methoden beinhaltet:

- 1) Empirie und Deduktion
- 2) Konstruktiver Entwicklungsprozess (KEP)
- 3) Analytik
- 4) Finite-Elemente-Methode (FEM)
- 5) Mechanische und tribologische Messmodelle verschiedener Detaillierung (Realitätsgrade)
- 6) Probenanalyse mit Hilfe des REM und EDX.

3 Berechnungsmethoden für keramische Werkstoffe

Die im vorhergehenden Kapitel beschriebenen Eigenschaften keramischer Werkstoffe bedingen eine spezielle Berechnungsmethode unter Beachtung des spezifischen Werkstoffverhaltens zur Beurteilung der Festigkeit, welche von Berechnungsmethoden gängiger metallischer Werkstoffe differiert. Grundlage bildet der Vergleich eines analytisch oder numerisch berechneten Spannungszustandes mit einem zulässigen Werkstoffkennwert unter Einhaltung eines geforderten Sicherheitswertes. Sowohl bei der Berechnung des Spannungszustandes als auch bei dem zulässigen Werkstoffkennwert bestehen Besonderheiten, die zu beachten sind und folgend beschrieben werden. Insbesondere existieren bei der zulässigen Zugspannung und der Ableitung aus einer Biegebruchfestigkeit teils noch offene Fragestellungen. In den folgenden zwei Unterkapiteln (Kapitel 3.1 und 3.2) wird eine Berechnungsmethode aufgezeigt, die eine statische Vorauslegung keramischer Bauteile erlaubt. Abschließend werden im dritten Unterkapitel (Kapitel 3.3) experimentelle Methoden aus dem Stand der Technik kompakt wiedergegeben, die eine Lebensdauervorhersage erlauben.

3.1 Spannungszustand im keramischen Bauteil

Zur Ermittlung des auftretenden Spannungszustandes in einem Bauteil ist eine genaue Kenntnis des maximalen Belastungszustandes eine Grundvoraussetzung. Der in der Regel mehrachsige Spannungszustand in einem Bauteil ist mit einer geeigneten Vergleichsspannungshypothese in eine einachsige Vergleichsspannung umzurechnen, um einen Vergleich mit einem zulässigen und einachsigen Werkstoffkennwerte zu ermöglichen und einen Sicherheitsbeiwert zu ermitteln. Hierfür sind Spannungshypothesen bekannt, die spezifische Werkstoffeigenschaften berücksichtigen. Die gängigsten drei stellen die *Gestaltänderungsenergiehypothese* von Mises (1883-1953), die *Schubspannungshypothese* von Tresca (1814-1885) und die *Hauptnormalspannungshypothese* von Rankine (1820-1872) dar. Die *Gestaltänderungsenergiehypothese* beschreibt die Energie, die zur Verformung eines konstanten Volumens beiträgt. Sinngemäß beschreibt dies die potenzielle Energie eines Körpers aufgrund dessen Deformation. Anwendung findet die *Gestaltänderungsenergiehypothese* vor allem bei zähen Werkstoffen und wird, basierend auf den Hauptnormalspannungen ($\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$), nach Gleichung (1) beschrieben.

$$\sigma_{V,GEH} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (1)$$

Die *Schubspannungshypothese* beschreibt ein Versagen aufgrund der maximalen Schubspannung bei duktilen und spröden Werkstoffen infolge einer statischen Zug- oder Druckbeanspruchung. Das Materialversagen tritt durch die größte Schubspannung auf und wird basierend auf den Hauptnormalspannungen nach Gleichung (2) formuliert.

$$\sigma_{V, Schub} = \sigma_1 - \sigma_3 \quad (2)$$

Die *Hauptnormalspannungshypothese* beschreibt ein Materialversagen, das durch die größte Zugnormalspannung verursacht wird. Sie findet Anwendung bei einer statischen Belastung und spröden Werkstoffen, wie Gusseisen oder Hochleistungskeramiken, und wird durch die größte Hauptnormalspannung nach Gleichung (3) formuliert.

$$\sigma_{V, HN} = \sigma_1 \quad (3)$$

Die *Hauptnormalspannungshypothese* wird folglich zur Bildung der Vergleichsspannung genutzt, um die Beanspruchung im keramischen Gleitlager auszuwerten. Weiterhin wird das Materialverhalten keramischer Werkstoffe als linear definiert, das dem Hooke'schen Gesetz ideal entspricht. Ein nichtlineares Materialverhalten und eine Plastizität werden ausgeschlossen.

Heutige in Praxis und Forschung verwendete Auslegungsmöglichkeiten keramischer Bauteile werden in vier Methoden eingeteilt, um die statische Sicherheit zu berechnen. Die erste und häufig in der Praxis angewendete Methode ist die Auslegung nach der Erfahrung und dem intuitiven Wissen. Die zweite Methode umfasst die analytische Berechnung der Spannungsverteilung gefolgt von der numerischen Berechnung mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM). Die genaueste Stufe ist die Berechnung der Spannungsverteilung in Kombination mit der örtlichen Verteilung der Ausfallwahrscheinlichkeit mittels statistischer Methoden. In Analogie zur Stufung steigt der Aufwand, aber auch die Genauigkeit und der Ausnutzungsgrad des Werkstoffes. Zur Beurteilung der Dauerfestigkeit sind bruchmechanische Methoden anzuwenden, die eine Rissinitiierung und Risswachstumsvorgänge voraussetzen und beschreiben. Sowohl die viertgenannte Methode als auch die Bruchmechanik setzen eine fundierte Datenbasis für den angewendeten keramischen Werkstoff und das Bauteil voraus. Da diese Daten nicht allgemein existieren und keine genormten Hochleistungskeramiken vorliegen, wird auf die FEM zurückgegriffen, um eine genaue Spannungsverteilung nach der Hauptnormalspannungshypothese zu bestimmen.

3.2 Zulässige Spannung und Sicherheitsbeiwert für keramische Werkstoffe

Zur Abschätzung der zulässigen Spannung in einem keramischen Werkstoff bestehen mehrere analytische und experimentelle Ansätze. Aufgrund des spezifischen Werkstoffverhaltens sind weitere Einflüsse zu berücksichtigen, die die zulässige Spannung in einem Bauteil gegenüber einer Werkstoffprobe herabsetzen.

Zwei bruchmechanische Ansätze beschreiben die Griffith-Gleichung und das Irwin-Kriterium [11], welche beide einen Defekt im Bauteil voraussetzen. Einen energetischen Ansatz beschrieb Alan Arnold Griffith im Jahr 1920 in der nach ihm benannten Gleichung. Eine vereinfachte Form ist in Gleichung (4) gegeben. Die Bruchfestigkeit σ_f einer Probe ist nach dessen Bruchzähigkeit K_{IC} , Defektgröße c und einem Geometriefaktor Y definiert. Als Defektgrößen sind Fehlergrößen aus der Herstellung, wie Poren, Verunreinigungen, Inhomogenitäten, Risse durch die Bearbeitung oder Korngrenzen, anzusehen.

$$\sigma_f = \frac{K_{IC}}{Y \cdot \sqrt{c}} \quad (4)$$

Einen weiteren bruchmechanischen Ansatz formulierte 1959 Irwin, in dem nach ihm benannten Irwin-Kriterium. Es beschreibt einen linear-elastischen Ansatz für eine rissbehaftete Probe zur Beurteilung des Risswachstums, -stillstandes oder des Probenbruchs. Als Kriterium dient der Spannungsintensitätsfaktor K_I im Vergleich zu Bruchzähigkeit K_{IC} (s. Paris-Gesetz). Das Irwin-Kriterium (Gleichung (5)) ist durch die Faktoren der Normalspannung in der Rissebene σ_n , eines Geometriefaktors f und der Risslänge L definiert.

$$K_I = \sigma_n \cdot f \cdot L \leq K_{IC} \quad (5)$$

Experimentelle Ansätze zur Bestimmung der Festigkeit sind durch die genormten 3-Punkt- und 4-Punkt-Biegeversuche gegeben [14]. Beide Verfahren dienen als Hilfsexperiment, da eine direkte Messung der Zugfestigkeit aufgrund der Sprödigkeit keramischer Werkstoffe unpraktikabel ist und mit einem erhöhten Aufwand sowie einer erhöhten Ungenauigkeit einhergehen würde. Im Ergebnis steht eine Biegebruchfestigkeit. Wird der Biegemomentverlauf beider Experimente verglichen, unterliegt ein größeres Probenvolumen dem maximalen Biegemoment beim 4-Punkt-Biegeversuch. Die zufällige Verteilung von Defektgrößen in einem keramischen Werkstoff sowie das Versagen aufgrund der schwächsten Stelle bewirken eine um circa 30 %

niedrigere Biegebruchfestigkeit beim 4-Punkt-Biegeversuch gegenüber der 3-Punkt-Biegebruchfestigkeit [8]. Die Gleichungen (6) und (7) geben die genormte und analytische Berechnung der 3-Punkt- und 4-Punkt-Biegebruchfestigkeiten nach der Norm DIN EN 843-1 wieder.

$$\sigma_{3-BBF} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F \cdot l}{b \cdot h^2} \quad (6)$$

$$\sigma_{4-BBF} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F \cdot (l - l_1)}{b \cdot h^2} \quad (7)$$

Die genannten Ansätze zur Ermittlung der Festigkeit sind aufgrund des keramischen Werkstoffverhaltens (weakest-link-theory) um zusätzliche Aspekte zu erweitern, um von einer Proben- auf eine Bauteilfestigkeit zu schließen. Im Gegensatz zu metallischen Werkstoffen und deren Festigkeiten, die der Gauß'schen Normalverteilung folgen, ist bei keramischen Werkstoffen die Weibull-Verteilung anzuwenden [9]. Nach dieser Theorie tritt das Versagen aufgrund des schwächsten Gliedes auf, das in keramischen Bauteilen in Form von fertigungsbedingten Fehlergrößen auftritt. Ein statistischer Zusammenhang zwischen der Belastung und der Bruchwahrscheinlichkeit ist formulierbar (Gleichung (8)). Dabei repräsentiert σ_0 die Spannung bei einer 63,2 %-igen Ausfallwahrscheinlichkeit, die in Analogie zur Gauß'schen Verteilung mit dem Mittelwert verglichen werden kann. Die notwendigen Parameter zur Bestimmung der Ausfall- beziehungsweise Überlebenswahrscheinlichkeit sind ebenfalls mit dem 4-Punkt-Biegeversuch ermittelbar. Der Weibull-Modul m gibt die Homogenität des Werkstoffes wieder und beschreibt die Verteilung sowie Gleichmäßigkeit der Fehlergrößen im Volumen und kann somit als Qualitätsmerkmal des Werkstoffes angesehen werden. Je höher der Betrag des Weibull-Moduls ist, desto homogener ist der Werkstoff und desto geringer ist die Streuung der Festigkeit. Die Spannung σ beschreibt die auftretende Beanspruchung im Bauteil und σ_U die minimale Spannung der Probe, unter der keine Probe bricht. Aus Sicherheitsgründen wird in der Regel für σ_U der Extremfall $\sigma_U = 0 \text{ N/mm}^2$ angenommen.

$$P_S = 1 - P_f = e^{-\left(\frac{\sigma - \sigma_U}{\sigma_0}\right)^m} \quad (8)$$

Die Anzahl von Fehlstellen im Werkstoff korreliert mit dem Bauteilvolumen, sodass der Volumeneinfluss zu berücksichtigen ist. Das zugbelastete Volumen der Probe ist in Relation zum zugbelasteten Bauteilvolumen zu stellen. Eine Berechnung des Zusammenhangs ist mit Hilfe des Weibull-Moduls möglich (Gleichung (9)) [8]. Im Kontext des Volumeneinflusses be-

schreibt der Weibull-Modul wiederum ein Qualitätsmerkmal des Werkstoffes. Je höher der Betrag des Weibull-Moduls ist, desto geringer ist der Festigkeitsverlust aufgrund des größeren Bauteilvolumens (Bild 7).

$$\frac{\sigma_{Bau}}{\sigma_P} = \left(\frac{V_P}{V_{Bau}} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (9)$$

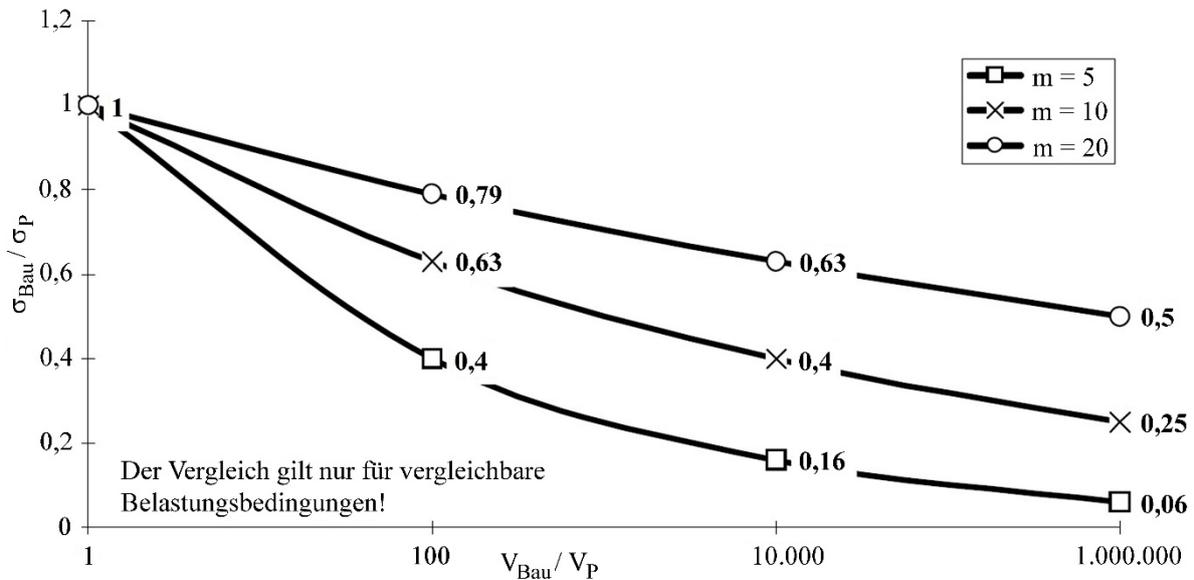


Bild 7: Bauteilfestigkeit in Relation zur Probenfestigkeit in Abhängigkeit des Bauteil- und Probenvolumens sowie des Weibull-Moduls [8]

Werden die Aspekte der Weibull-Verteilung und der Volumeneinfluss kombiniert, ist eine statistische Aussage zu der Überlebenswahrscheinlichkeit eines keramischen Bauteils unter Berücksichtigung der weakest-link-theory und des Volumeneinflusses möglich (Gleichung (10)) [9]. Zur Anwendung dieser Herangehensweise ist eine ausreichende Anzahl an Proben notwendig, um eine statistische Sicherheit zu gewährleisten.

$$P_S = 1 - P_f = e^{-\frac{V_{Bau}}{V_P} \left(\frac{\sigma - \sigma_u}{\sigma_o} \right)^m} \quad (10)$$

Neben der statistischen Vorhersage der Überlebenswahrscheinlichkeit kann ein ingenieurmäßiger Ansatz zur Festigkeitsbetrachtung genutzt werden. Basierend auf der Biegebruchfestigkeit, dem Volumeneinfluss, den Kenntnissen der Lastannahmen, der Genauigkeit des berechneten Spannungszustandes und dem Risiko im Versagensfall kann ein Sicherheitsbeiwert vorgegeben werden. Empfehlungen für (Un-)Sicherheitszahlen bei einer statischen Bruchfestigkeit für spröde Werkstoffe und bei einem Schadensbild des Gewaltbruches betragen $S = 2,0$ bis $4,0$ [15].

Die aufgeführten Ansätze beschreiben eine zulässige Spannung, die mit Hilfe von rissfreien oder rissbehafteten Proben ermittelt und um das keramische Werkstoffverhalten erweitert werden. Eine kontrovers diskutierte Thematik zur Bestimmung der statischen Bauteilfestigkeit ist der Umgang mit den ermittelten und zulässigen Biegebruchfestigkeiten keramischer Werkstoffe. Im Regelfall wird eine einachsig ermittelte Streckgrenze oder Zugfestigkeit als zulässiger Werkstoffkennwert genutzt und mit einer einachsigen Vergleichsspannung verrechnet. Da ein Zugversuch an keramischen Werkstoffen nur bedingt und mit sehr großem Aufwand umsetzbar ist, ist die direkte Messung der Zugfestigkeit von keramischen Werkstoffen nicht praktikabel. Es werden zwei extreme Standpunkte zur Bewertung der Biegebruchfestigkeit vertreten. Die erste Auffassung geht von einer Zugfestigkeit des keramischen Werkstoffes aus, die circa 20 bis 50 % der Biegebruchfestigkeit entspricht [8]. Der zweite Standpunkt beschreibt eine Parität der Biegebruchfestigkeit mit der Zugfestigkeit. Ausgangspunkt beider Maximen ist die Interpretation des Spannungszustandes der Probe in einem Biegebruchversuch. Bei näherer Betrachtung ist die Spannungsverteilung eines klassischen Biegebalkens mit charakteristischer Druck- und Zugseite sowie neutraler Faser erkennbar. Die Maxima der Druck- und Zugbeanspruchung sind an den Oberflächen der Ober- und Unterseite zu finden, wobei der Spannungsverlauf zwischen den Maxima linear verläuft und sich in der neutralen Faser betragsmäßig zu null ergibt. Der erste Standpunkt geht von einem geringen Volumen aus, das der maximalen Zugbeanspruchung unterliegt und somit nicht das Gesamtverhalten der Probe erfasst wird. Der zweite Standpunkt interpretiert den Biegespannungsverlauf in der Nähe des Zugmaximums als reine Zugbeanspruchung, die somit die Zugfestigkeit widerspiegelt. Ergebnisse eigener Messungen und Berechnungen belegen den ersten Standpunkt als zu konservativ und den zweiten als zu optimistisch. Eine realistischere Annahme ist die Berechnung der Zugfestigkeit aus einer 4-Punkt-Biegebruchfestigkeit unter Berücksichtigung des Volumeneinflusses der Gesamtprobe, das heißt das Probenvolumen zwischen den beiden Lagerungen gegenüber dem zugbeanspruchten Probenvolumen, das mit 90 bis 100 % der maximalen Zugspannung beansprucht ist (Gleichung (11) und Bild 8). Das gesamte Probenvolumen zwischen den Lagerungen ist zu berücksichtigen, da rechnerisch die maximale Zugspannung auf die Gesamtprobe bezogen wird, um alle Defektgrößen in Abhängigkeit des Weibull-Moduls zu erfassen. Wird die genormte Geometrie einer Probe des 4-Punkt-Biegeversuchs nach der Norm DIN EN 843-1 für keramische Werkstoffe der Ausführungsform B eingesetzt, resultiert Gleichung (12). Nach dem aufgestellten Ansatz beträgt die Zugfestigkeit von Hochleistungskeramiken 60 bis 78 % der 4-Punkt-Biegebruchfestigkeit in Abhängigkeit des jeweiligen Weibull-Moduls, wenn von keramiktypischen Weibull-Modulen von $10 \leq m \leq 20$ ausgegangen wird.

$$\sigma_{Zug} = \sigma_{4-BBF} \cdot \left(\frac{V_{\geq 90\%Zug}}{V_{Probe}} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (11)$$

$$\sigma_{Zug} = \sigma_{4-BBF} \cdot \left(\frac{3mm^3}{480mm^3} \right)^{\frac{1}{m}} \quad \text{nach DIN EN 843-1; Form B} \quad (12)$$

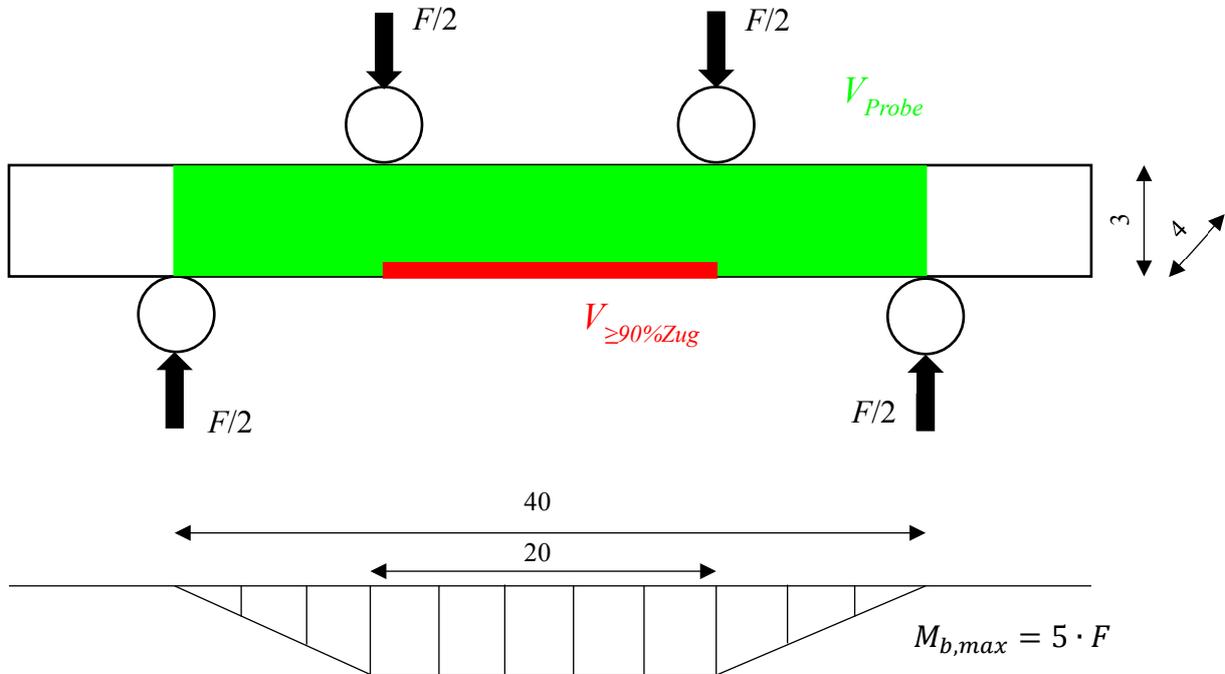


Bild 8: Schematische Probengeometrie (Ausführungsform B) nach DIN EN 843-1 für den 4-Punkt-Biegebruchversuch sowie die Darstellung der Volumina zur Berechnung der Zugfestigkeit keramischer Werkstoffe und zugehöriger Biegemomentenverlauf

3.3 Lebensdauerbestimmung mittels Messmethoden

Die bisherigen Ausführungen betrachten lediglich eine statische Festigkeit oder Kurzzeitfestigkeit, die sich aus dem Spannungszustand im keramischen Bauteil und einem zulässigen Werkstoffkennwert ergibt. Bedingt durch die fehlende Normung der Hochleistungskeramiken sind die notwendigen Werkstoffkennwerte experimentell zu ermitteln oder auf Basis eines großen Erfahrungsschatzes abzuleiten. Darüber hinaus existieren Methoden zur Bestimmung der dynamischen Festigkeit beziehungsweise der Lebensdauer keramischer Bauteile. Alle keramikspezifischen Methoden setzen eine experimentelle Untersuchung der Lebensdauer auf Basis eines Probenbruches voraus, sodass eine reine analytische oder numerische Vorhersage nicht möglich ist. Da aufgrund des Budgets für diese wissenschaftliche Arbeit nur eine begrenzte Probenanzahl beschafft werden konnte und die Methoden zur Bestimmung der Lebensdauer

somit nur teils umgesetzt werden konnten, soll folglich auf die Methoden nur kurz eingegangen werden.

In Analogie zum klassischen Maschinenbau kann eine Lebensdauerbestimmung mit Hilfe einer Wöhlerlinie für keramische Bauteile ermittelt werden. Bei ausreichender Probenanzahl wird die ertragbare Lastwechselzahl in Abhängigkeit verschiedener Lastniveaus ermittelt und in einem Diagramm als Funktion der Kraft über der Lastwechselzahl graphisch dargestellt. Ist das wirkende Lastkollektiv bekannt, ist eine Lebensdauer für ein keramisches Bauteil auf Basis der Wöhlerlinie zu berechnen.

Weitere Methoden zur Bestimmung der Lebensdauer, speziell für keramischer Bauteile, sind unter anderem über „SPT-Diagramme“ (Strength Probability Time) oder den „Proof-Test“ bestimmbar [9]. In einem SPT-Diagramm wird der Zusammenhang zwischen der Beanspruchung, Bruchwahrscheinlichkeit und Lebensdauer dargestellt. Dazu sind die drei Werkstoffkennwerte des Weibull-Moduls m , des Exponenten der Risswachstumsgleichung n und die Größe $\ln(B\sigma_0^{n-2})$ erforderlich, die experimentell ermittelt werden können. Die Interpretation eines SPT-Diagrammes erlaubt Aussagen zum Einfluss der Nennspannung auf die Bruchwahrscheinlichkeit im Kontext der Lebensdauer.

Der Proof-Test stellt eine besondere Form der Stückprüfung dar, indem jedes keramisches Bauteil mit einer kurzzeitigen Prüflast belastet wird und gebrochene Bauteile aussortiert werden. Für die ungebrochenen Bauteile kann direkt eine untere Grenze für die Inertfestigkeit bestimmt werden. Weiterhin können für die ungebrochenen Proben mit Hilfe eines Proof-Test-Diagramms theoretische Vorhersagen zur Festigkeit und Lebensdauer getroffen werden. Für eingehendere Erläuterungen wird an dieser Stelle auf die Fachliteratur verwiesen [9].

4 Mechanisches Design eines keramischen Gleitlagers (mechanische Lebensdauer)

Das mechanische Design umfasst die keramische Gleitlagerbuchse und die umgebenden Strukturen, wie die Stahleinbettung und den Stahlbolzen, die einen entscheidenden Einfluss auf die wirkenden Spannungen im keramischen Bauteil haben. Nach Definition aller relevanten und konstruktiven Eingangsgrößen folgt die Beschreibung numerischer Parameterstudien und deren Ergebnisse sowie die daraus abgeleiteten Anforderungen an die Konstruktion und die Werkstoffe. Basierend auf den Anforderungen folgt die Beschreibung der Proben und des Messprogrammes für die experimentellen Untersuchungen zur statischen und dynamischen Tragfähigkeit des keramischen Gleitlagers (ohne oszillierende Gleitbewegung). Eine allgemeingültige und analytische Berechnungsvorschrift keramischer Gleitlager folgt im Kapitel 6, welche die tribologische Lebensdauer inkludiert. Eine getrennte Betrachtung der Mechanik und Tribologie kann nur erfolgen, wenn das Spannungsmaximum in der Gleitlagerbuchse durch den Hertz'schen Kontakt bedingt ist. Somit liegt die höchste Spannung nach der Theorie von Hertz in der Tiefe des Materials vor und oberflächennahe Modifikationen oder reibbedingte Tangentialspannungen haben einen vernachlässigbaren Einfluss auf das Spannungsmaximum, solange der Reibwert kleiner als circa 0,25 ist (Siehe Kapitel 5). Diese Randbedingung ist bei der Entwicklung des keramischen Gleitlagers gegeben.

4.1 Verbindungselement Koppelstange und typische Lastsituationen

Eine weitverbreitete Anwendung von Gleitlagern ist in Armverbindungen oder Koppelstangen mobiler Arbeitsmaschinen zu finden, die verschiedene Bewegungsabläufe und Funktionen der Arbeitsausrüstungen ermöglichen. Werden die Koppelstangen näher betrachtet, weisen diese zwei definierte Lastrichtungen auf und übertragen theoretisch reine Zug- oder Druckbelastungen. Daneben existieren jedoch überlagerte Biegebeanspruchungen, die durch Reibkräfte (Tangential- und Axialkräfte) bedingt sind sowie elastische Verformungen (Kantenträgen) und einhergehende Verspannungen hervorrufen. Sinngemäß erfolgt eine Beschreibung der Koppelstange in Abhängigkeit der Hauptlastrichtungen als Zug- oder Druckstange.

Fehlende Normlastkollektive im Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen erschweren die Definition der Lastsituation des Gleitlagers, wobei in der Forschung Versuche zur Ermittlung dieser in Anlehnung an den Normlasten des Mobilkranes unternommen werden [16]. Neben Lastmengen und deren Häufigkeiten muss ein Lastkollektiv weitere Randbedingungen definieren. Dies umfasst vor allem die Bewegungsform und die Umwelteinflüsse. Typische Bewegungen

eines Gleitlagers im Bereich mobiler Arbeitsmaschinen sind oszillierende Bewegungsabläufe innerhalb eines definierten Schwenkbereiches bei einem sinusförmig verlaufenden Gleitgeschwindigkeitsprofil. Weiterhin sind thermische Belastungen aus der Umgebung von -20 bis 50°C für hiesige Breitengrade üblich. Abrasivteilchen sowie Medieneinflüsse, wie Quarzsand oder Wasser, treten häufig auf. Ebenso sind Überbelastungen durch Stöße (üblich Stoßfaktor 5) und unsachgemäße Anwendung der mobilen Arbeitsmaschinen zu berücksichtigen. Typische Kennwerte der Flächenpressung betragen bei Gleitlagern 50 bis 150 N/mm^2 bei gleichzeitig sehr geringen Gleitgeschwindigkeiten von kleiner als $0,250\text{ m/s}$. Die folgenden Ausführungen beziehen sich auf eine Koppelstange mit keramischen Gleitlagerbuchsen, die einen Nenndurchmesser $\varnothing d$ aufweisen und der beschriebenen Lastsituation unterliegen (Bild 9).

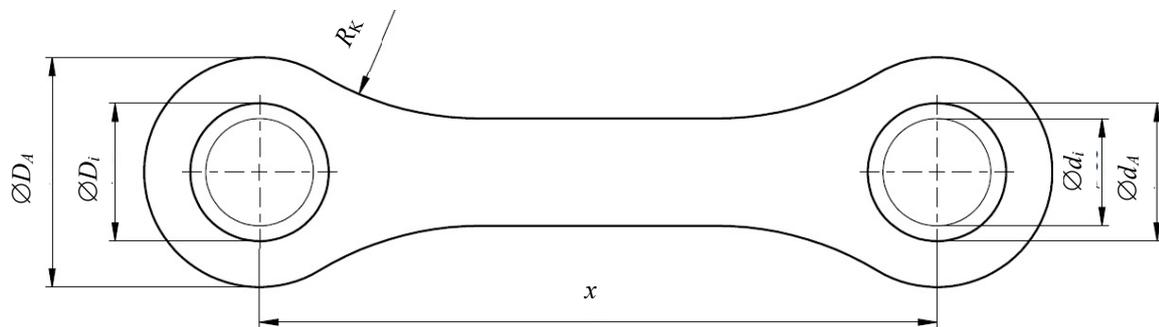


Bild 9: Bauform typischer Koppelstangen mobiler Arbeitsmaschinen mit kreisrundem Einbettungsaußendurchmesser ($\varnothing D_A$)

4.2 Konstruktive Voraussetzungen für eine rein elastische Beanspruchung

Ein keramikgerechtes Design ist Grundvoraussetzung, um eine ausreichende Festigkeit in einem Gleitlager zu erzielen. Zugbeanspruchungen sind aufgrund von konstruktiven Kerben, kleinen Kontaktflächen oder Verformungen zu meiden oder zu minimieren. Grundlegend unterliegt ein Gleitlager zwei mechanischen Beanspruchungen, die aus der Lagerverformung und der Hertz'schen Pressung resultieren (Bild 10). Tangentiale Spannungen aufgrund der Reibung zwischen Bolzen und Buchse werden vernachlässigt (Kapitel 5). Die Lagerverformung wird maßgeblich von der Steifigkeit der Einbettung und der Steifigkeit der Gleitlagerbuchse sowie der Lagerbelastung bestimmt. Dabei sind die Steifigkeiten in eine werkstoffliche und in eine geometrische Steifigkeit zu unterscheiden, die über den E-Modul und das Flächenträgheitsmoment definiert sind. Wird ein Gleitlager belastet, resultiert eine Längung beziehungsweise Ovalisierung der Einbettung, das eine Biegebeanspruchung in der Gleitlagerbuchse nach sich zieht. Der belastete Kontakt zwischen Bolzen und Buchse bedingt eine Hertz'sche Pressung, die wiederum ein Spannungsmaximum in der Tiefe des Materials beider Kontaktpaare erzeugt.

Besteht eine Zielsetzung nach einer möglichst minimalen Beanspruchung einer keramischen Gleitlagerbuchse, ist die resultierende Spannung der Hertz'schen Pressung als minimal erreichbare Spannung anzusehen (Bild 10). Eine höhere Beanspruchung aus der Lagerverformung ist durch eine ausreichende Einbettungssteifigkeit auszuschließen.

- Die resultierende Spannung aus der Hertz'schen Pressung wird fortan als *Spannungsmilimum* der keramischen Gleitlagerbuchse bezeichnet.

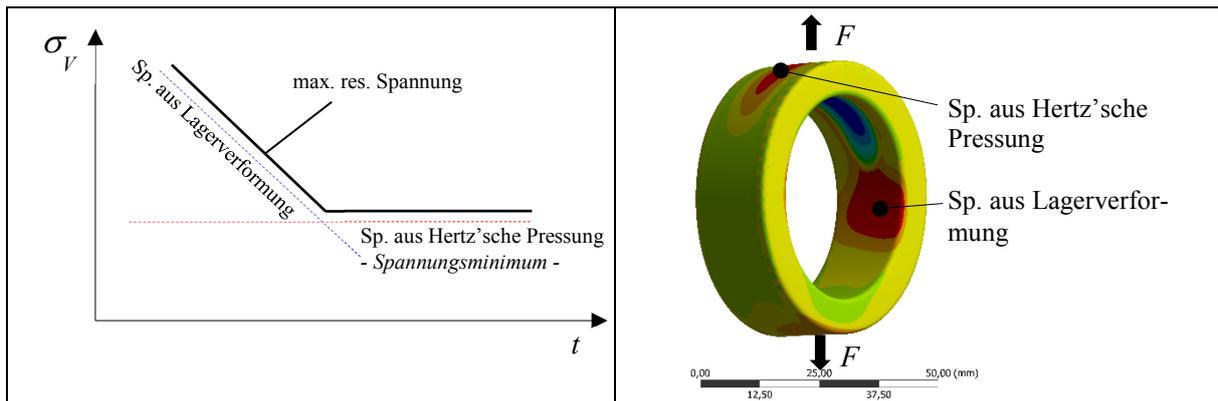


Bild 10: Qualitativer Verlauf der Spannung über die Einbettungswandstärke (-steifigkeit) (links) sowie örtliche Vergleichsspannungmaxima einer belasteten Gleitlagerbuchse aufgrund der Einbettungsverformung und der Hertz'schen Pressung nach der Hauptnormalspannungshypothese (rechts)

Um eine örtliche Spannungsüberhöhung und Überbeanspruchung der keramischen Gleitlagerbuchse zu verhindern, ist das Phänomen des Kantentrags zu vermeiden. Gängige Methoden zur Minderung des Kantentrags, wie stirnseitig weiche Einbettungen, überstehende duktile Gleitlagerbuchsen oder in Kunststoff eingebettete Gleitlagerbuchsen, sind auf keramische Gleitlager nicht übertragbar und würden zu deren Zerstörung führen. Zur Erzielung eines definierten Kontaktbildes in jedem Lastzustand wird auf konvexe Oberflächen zurückgegriffen, sodass ein elliptisches Kontaktbild zwischen dem Bolzen und der Gleitlagerbuchse ausgebildet wird. Die Umsetzung erfolgt über eine Balligkeit auf dem Stahlbolzen im Bereich der Gleitlagerstellen (Bild 11), um eine zusätzliche Hartbearbeitung und eine Innenbearbeitung der keramischen Gleitlagerbuchsen zu vermeiden. Weiterhin wird ein kleines Breiten-Durchmesser-Verhältnis (B/d -Verhältnis) des Gleitlagers von $B/d = 0,5$ konzipiert, um dem Kantentrag entgegenzuwirken. Ein definiertes Kontaktbild unter jedem Lastzustand wird somit garantiert.

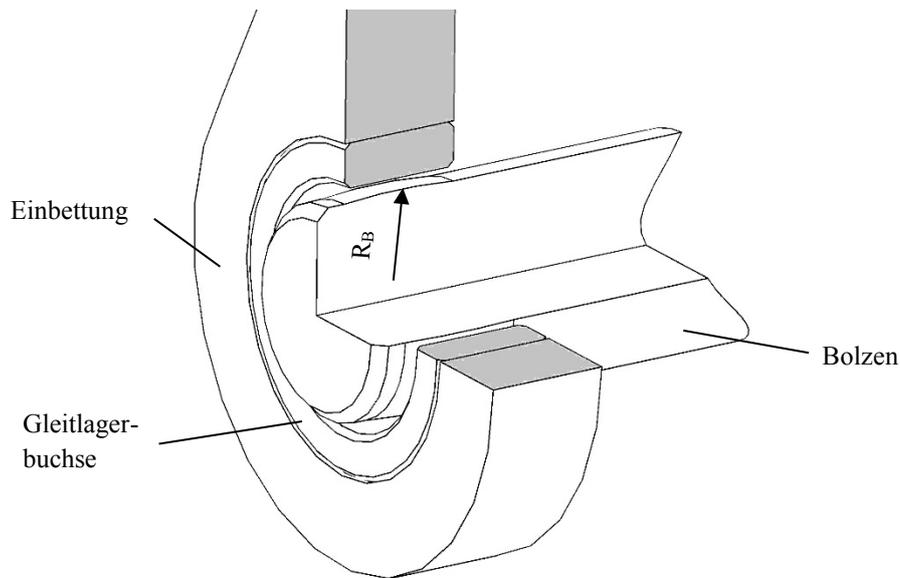


Bild 11: Balligkeitsradius am Stahlbolzen im Bereich der Gleitlagerstelle zur Vermeidung des Kantentrags in einem keramischen Gleitlager

Eine weitere Maßnahme zur Zugspannungsverringering ist die Ausnutzung von Druckspannungen, welche von keramischen Werkstoffen sehr gut ertragen werden. Eine Senkung des Zugspannungsniveaus unter Last erhöht die statische und dynamische Tragfähigkeit. Zur Erzeugung der Druckeigenspannung wird die Verbindungsart des Querpressverbandes genutzt und ein entsprechendes Passungssystem zwischen der keramischen Gleitlagerbuchse und der Stahleinbettung gewählt. Je größer die Übermaßpassung gefertigt wird, desto größer sind die erzielbaren Druckspannungen im keramischen Werkstoff. Das Übermaß wird jedoch durch zwei thermische Grenzen limitiert. Zum einen durch die zulässige Aufwärmtemperatur des Einbettungsmaterials, ohne dass eine Gefügewandlung im Stahl stattfindet und Festigkeitsverluste auftreten. Zum anderen durch die zulässige Thermoschockbeständigkeit des keramischen Werkstoffes, welche beispielsweise mit Biegeproben nach dem Verfahren von Hasselmann ermittelt werden kann. Zur Einhaltung der Grenzen und einer geringen Streuung der Druckvorspannung wird eine eng tolerierte Übermaßpassung H7/u6 und ein vergüteter Werkzeugstahl¹ als Einbettungswerkstoff angewendet, der eine Wärmebehandlung bis zu einer Temperatur von 590 °C ohne Festigkeitsverluste zulässt.

¹ Toolox® 33, $\sigma_S = 850 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_{Zug} = 980 \text{ N/mm}^2$, $A = 16 \%$, $K \geq 35 \text{ J}$, $HBW = 275-325$

4.3 Parameterstudien zu konstruktiven Einflussgrößen und deren Auswirkung auf die mechanische Beanspruchung

Ziel der Parameterstudien ist die Erreichung einer möglichst geringen Beanspruchung der keramischen Gleitlagerbuchse auf Basis konstruktiver Maßnahmen und die Ableitung von konstruktiven sowie werkstofflichen Anforderungen. Hierzu wird die umgebende Struktur, wie die Einbettung und der Bolzen, in ihren konstruktiven Details definiert, variiert und deren Einfluss ausgewertet. Als Zielgrößen werden ein Minimum der Vergleichsspannung nach der Hauptnormalspannungshypothese in der keramische Gleitlagerbuchse und ein Minimum der Hertz'schen Pressung gesetzt, wobei das Minimum der Vergleichsspannung höher gewichtet wird. Die resultierende Beanspruchung aus der Hertz'schen Pressung wird zugleich als *Spannungsmimum* definiert. Die Vergleichsspannung und die Hertz'sche Pressung sind analytisch und numerisch bestimmbar, wobei die Analytik nur linear-elastische, homogene und isotrope Werkstoffe im ebenen Spannungszustand hinsichtlich der Hertz'schen Pressung und des Pressverbandes abbildet. Grenzen der Analytik im Lastfall der Zugstange zwingen zur Anwendung numerischer Berechnungsmethoden, da eine Längung beziehungsweise Ovalisierung des Lagerauges unter Zuglast stattfindet und die einhergehende Änderung des Kontaktbildes sowie der Spannung analytisch nicht berücksichtigt werden. Ebenso ist die Einbettungssteifigkeit aufgrund der Bauform einer Koppelstange richtungsabhängig, das ebenfalls die Analytik nicht abbilden kann. Zur Berechnung des keramischen Gleitlagers wird die Finite-Elemente-Methode (FEM) angewendet, um den dreidimensionalen Spannungszustand zu berechnen und die Verformung des Bolzens, der Einbettung sowie der Gleitlagerbuchse unter Last zu berücksichtigen. Die grundlegenden Einstellungen der numerischen Berechnungsmodelle sind dem Anhang 3 zu entnehmen. Bei den Parameterstudien wird immer vom kritischsten Fall hinsichtlich der Passungssysteme ausgegangen, das heißt es wird die größtmögliche Lagerluft (höhere Hertz'sche Pressung) und der kleinstmögliche Querpressverband (geringste Druckvorspannung) angenommen. Es ergibt sich somit eine konservative Betrachtungsweise.

Zur Definition von konstruktiven Vorgaben erfolgen in einem ersten Schritt Analysen zum Einfluss der Fertigungsqualitäten und dem einhergehenden Montagezustand der Verbundbuchse, die aus einer keramischen Gleitlagerbuchse sowie einer Stahleinbettung besteht und über einen Querpressverband gefügt wird. Weiterhin werden folgende konstruktive und werkstoffliche Parameter definiert und variiert sowie deren Einfluss auf die zwei genannten Zielgrößen dargestellt:

- 1) Fertigungsqualität des Lagersitzes (Rundheit und Zylindrizität)
- 2) Einbettungswandstärke t
- 3) Materialstudie E_{Bu}
- 4) Buchsenwandstärke t_{Bu}
- 5) Balligkeitsradius R_B
- 6) Bauform der Einbettung $t_{11}, t_{12}, t_2, w, f_a, a$
- 7) Lagerbelastung F_L
- 8) Nenndurchmesser d
- 9) Lagerluft D_z .

4.3.1 Einfluss der Fertigungsqualitäten des Lagersitzes

Bei der Betrachtung der Fertigungsqualitäten werden die Formgüten des Außendurchmessers der Gleitlagerbuchse und des Lagerauges der Einbettung hinsichtlich der Rundheit sowie der Zylindrizität bei einem Durchmesser von 40 mm analysiert. Die Parameterstudie der Fertigungsqualität wird von einem Idealzustand mit null Toleranz hin zu schlechteren Formgüten bis zu einer Toleranz von 0,050 mm variiert. Es wird von einem Extremfall gegenüberstehender minimaler und maximaler Formtoleranzen der Gleitlagerbuchse und des Lagerauges ausgegangen. Im Falle der Rundheit bedeutet dies, dass der größte toleranzbedingte Außendurchmesser der Gleitlagerbuchse dem kleinsten Einbettungsinwenddurchmesser gegenübersteht. In Analogie dazu ist die Zylindrizität zu betrachten. Wird der Spannungszustand der keramischen Gleitlagerbuchse unter dem Einfluss der Rundheitsqualität berechnet, sind ausgeprägte Zug- und Druckspannungsbereiche aufgrund der Verformung des Verbundes und der einhergehenden Biegebeanspruchungen erkennbar (Bild 12). Je größer die Formtoleranzen sind, desto höher beansprucht wird der keramische Werkstoff. Numerische Berechnungen ergeben, dass für ein keramisches Gleitlager die Rundheit kleiner als $0,0002 \cdot d$ zu tolerieren ist, um den Druckspannungsverlust des Querpressverbandes auf weniger als -10% zu begrenzen (Bild 12). Kritischer ist der Einfluss der Zylindrizitätsqualität, da im Extremfall eine Zugbeanspruchung im keramischen Werkstoff schon im Montagezustand bei einer geringen Toleranz von circa 0,030 mm resultiert und der positive Effekt der Druckvorspannung des Querpressverbandes im Anwendungsbeispiel aufgehoben werden würde (Bild 12). Die Zylindrizität ist für ein keramisches Gleitlager auf kleiner als $0,0002 \cdot d$ zu tolerieren, um den Druckspannungsverlust auf weniger als -30 % zu limitieren. Werden die Vorgaben zur Rundheit und Zylindrizität mit heutigen Anforderungen für Gleitlager verglichen, ist eine Standardvorgabe für den Gleitlagersitz nach der Toleranzklasse PN ausreichend.

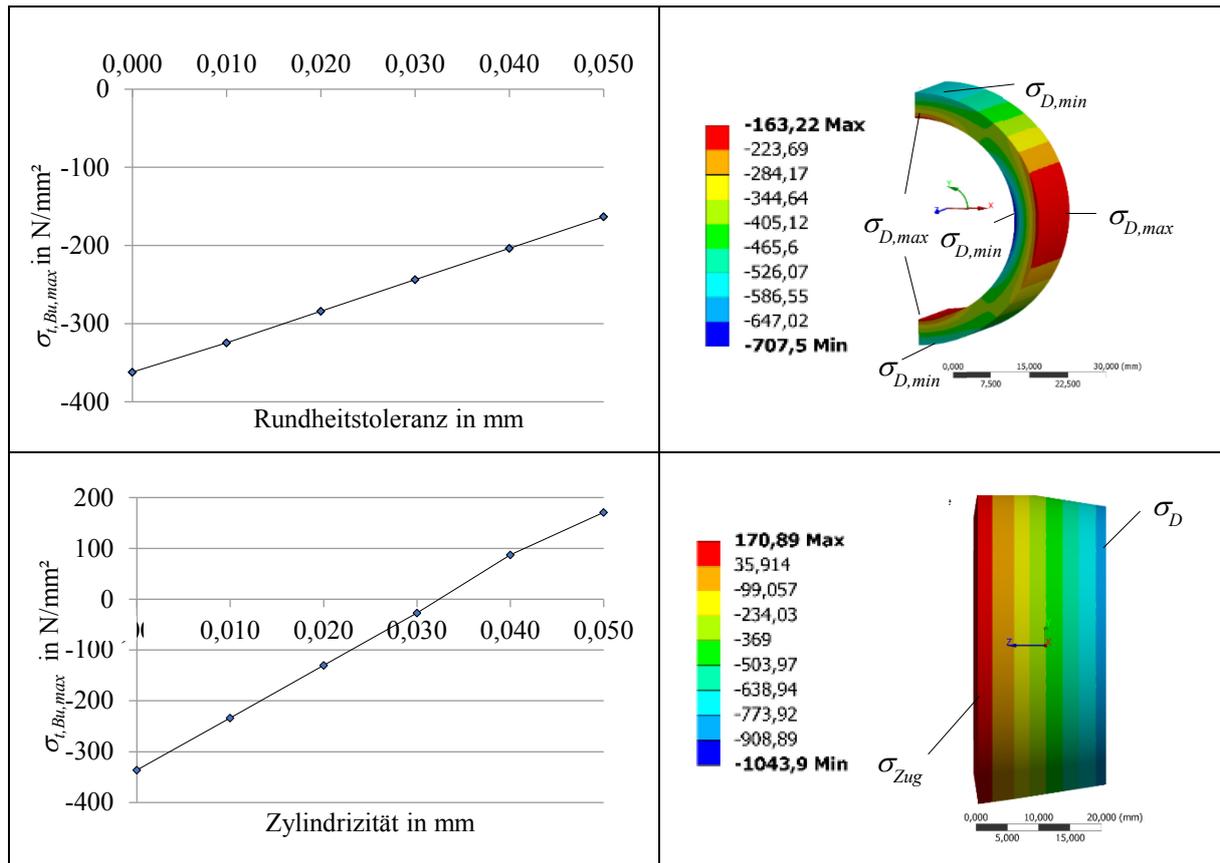


Bild 12: Tangentialer Druckspannungsverlust über die Toleranz der Rundheit (o. l.) sowie einhergehende minimale und maximale Druckbereiche einer keramischen Gleitlagerbuchse aus Si_3N_4 (o. r.). Tangentialer Druckspannungsverlust über die Toleranz der Zylindrizität (u. l.) sowie einhergehende Zug- und Druckbereiche einer keramischen Gleitlagerbuchse bei zur grober Tolerierung (u. r.).

4.3.2 Einfluss der Gleitlagerbuchsen- und Einbettungssteifigkeit

Der Montagezustand der Verbundbuchse aus keramischer Gleitlagerbuchse und Stahleinbettung ist als Wechselspiel aus den Steifigkeiten der zwei Bauteile zu sehen. Zur Erzielung einer hohen Druckvorspannung der keramischen Gleitlagerbuchse und bei gegebenem sowie maximal möglichem Haftmaß (Kapitel 4.2) ist eine hohe Einbettungs- und eine geringe Buchsensteifigkeit vorzusehen. Folglich ist eine kleine Buchsenwandstärke und ein geringer E-Modul des keramischen Werkstoffes anzustreben. Ebenso hat die Bauform der Einbettung einen entscheidenden Einfluss auf den Spannungszustand im Material der Gleitlagerbuchse, sodass in Abhängigkeit der Einbettungsbauforn eine gezielte Druckerhöhung in gewünschte Bereiche der Gleitlagerbuchse erzeugbar ist. Zugbeanspruchte Bereiche unter Last sind konstruktiv über die Einbettungsbauforn im Montagezustand unter erhöhte Druckvorspannung zu setzen, um das Zugspannungsniveau im Lastfall zu senken (Bild 13).

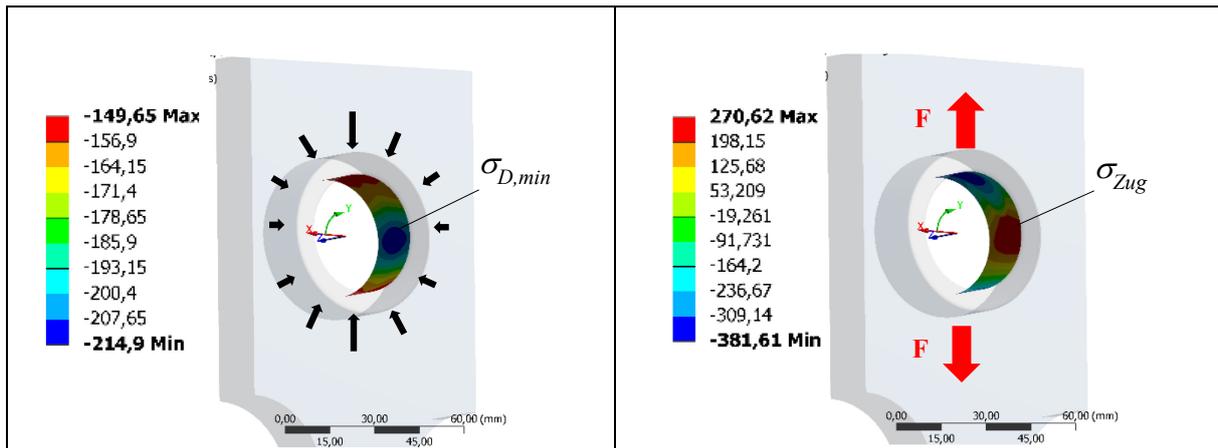


Bild 13: Rechteckige Einbettungsbauf orm mit höherer Steifigkeit in Lastrichtung bewirkt eine erhöhte Druckvorspannung zugbeanspruchter Bereiche des Lastzustandes (rechts) im Montagezustand (links)

Wie eben aufgezeigt wurde, hat die Einbettungssteifigkeit und -bauform einen entscheidenden Einfluss auf den Spannungszustand und das Spannungsniveau in der Gleitlagerbuchse in Abhängigkeit der wirkenden Belastung. Insbesondere im Lastfall der Zugstange ist eine ausreichende Einbettungssteifigkeit bis zur maximalen Belastung zu garantieren, ohne dass eine höhere Beanspruchung aufgrund der Lagerverformung als durch die Hertz'sche Pressung in der keramischen Gleitlagerbuchse verursacht wird. Zur Erzielung des *Spannungsmimums* ist die Einbettungswandstärke der Belastung anzupassen, sodass eine ausreichende Einbettungssteifigkeit gegeben ist. In Bild 14 ist der Vergleichsspannungsverlauf und die Hertz'sche Pressung in Abhängigkeit der Einbettungswandstärke zu sehen, welche auf Ergebnissen einer klassischen und kreisrunden Einbettungsbauf orm basieren. Deutlich ist der Einfluss der Einbettungswandstärke auf die Vergleichsspannung der Gleitlagerbuchse erkennbar, wobei der Kurvenlauf degressiv bis zur Erreichung des Grenzwertes des *Spannungsmimums* sinkt.

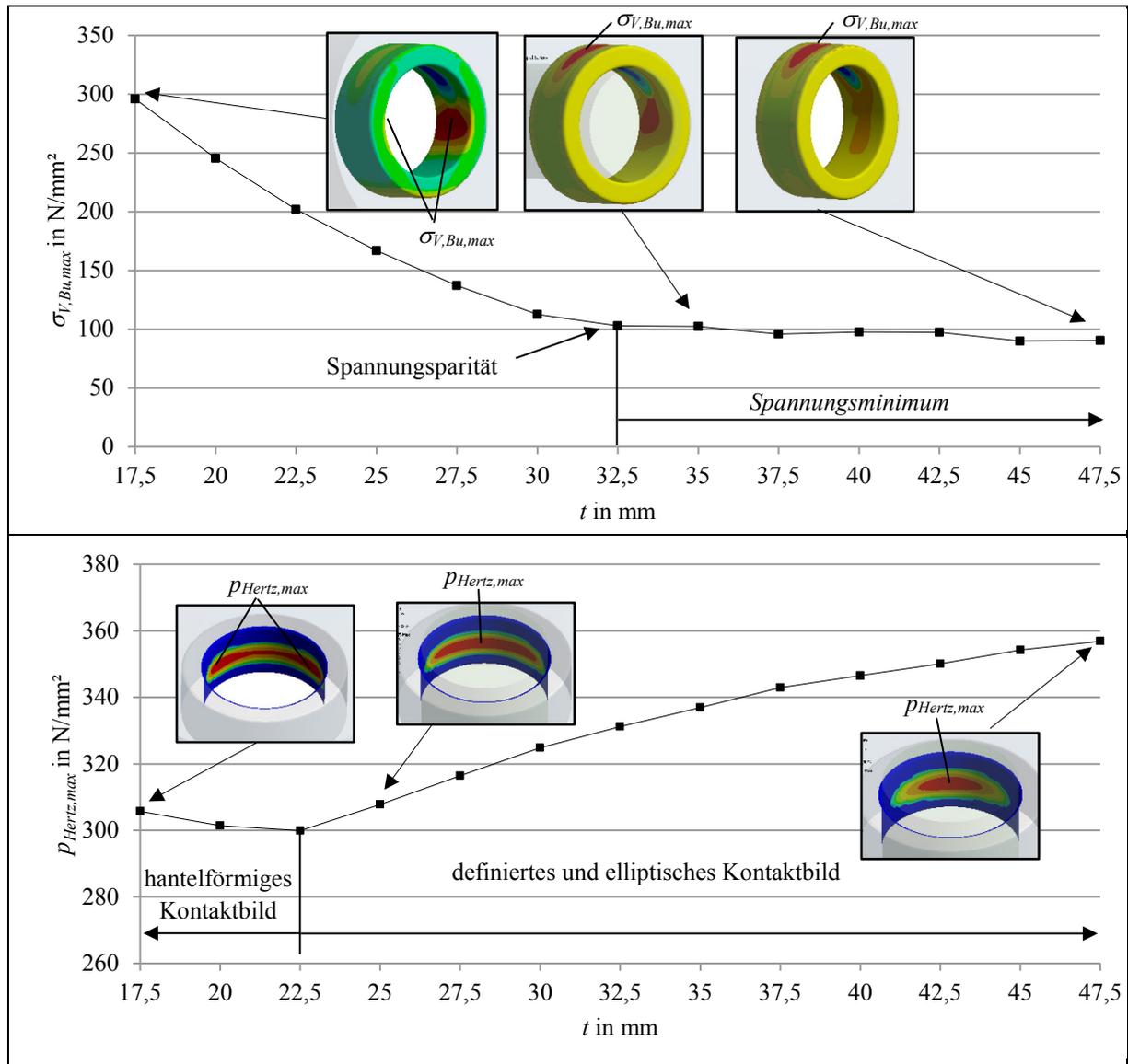


Bild 14: Verlauf und Ort der maximalen Vergleichsspannung und der maximalen Hertz'schen Pressung in Abhängigkeit der Einbettungswandstärke bei einer klassischen und kreisrunden Einbettungsbauforn ($F_{L,Zug} = 80$ kN; $p = 100$ N/mm^2 ; $\varnothing d = 40$ mm)

Einhergehend findet eine örtliche Veränderung des Spannungsmaximums in der Gleitlagerbuchse von der Oberfläche des Innendurchmessers quer zur Lastrichtung (resultierende Spannung aus der Lagerverformung) hin zum Außendurchmesser unter der Lasteinleitung (resultierende Spannung aus der Hertz'schen Pressung) statt. Ebenso ist eine Änderung des Kontaktbildes in Abhängigkeit der Einbettungssteifigkeit feststellbar. Eine weiche Einbettung bewirkt die Ausbildung von zwei Pressungsmaxima, welche sich mit steigender Einbettungswandstärke zu einem Pressungsmaximum vereinen und ein elliptisches Kontaktbild aufgrund der Bolzenballigkeit ausbilden. Der Wechsel des Kontaktbildes bewirkt ein lokales Pressungsminimum im Kurvenverlauf und steigt mit steifer werdender Einbettung aufgrund der sinkenden Kontaktfläche leicht und degressiv an (Bild 14). Im aufgezeigten Beispiel ist eine Einbettungswandstärke von mindestens 32,5 mm zur Erreichung des *Spannungsminimums* notwendig.

Im Wechselspiel der Einbettungssteifigkeit steht die Steifigkeit der Gleitlagerbuchse über dessen Werkstoffkennwert des E-Moduls und dessen Geometrie der Buchsenwandstärke. Der E-Modul von Hochleistungskeramiken variiert von 200 bis 400 GPa und beeinflusst die maximalwirkende Beanspruchung in der Gleitlagerbuchse bei konstanter Buchsen- und Einbettungswandstärke nach Bild 15 linear. Die Beurteilung des Spannungsniveaus beliebiger Hochleistungskeramiken kann somit leicht auf Basis von zwei Berechnungen für den jeweiligen Lastfall berechnet werden. Analog ist der geometrische Einfluss der Buchsenwandstärke auf die Beanspruchungen der Gleitlagerbuchse zu beurteilen. Eine dünne Buchsenwandstärke bedingt eine geringe geometrische Steifigkeit der Gleitlagerbuchse und damit eine niedrigere Beanspruchung bei einer konstanten Einbettungswandstärke. Umgekehrt bewirkt eine steigende Buchsenwandstärke eine höhere Beanspruchung der Gleitlagerbuchse (Bild 15) mit degressivem Verlauf. Folglich ist eine dünne Buchsenwandstärke anzustreben, das ebenso vorteilig für den Montagezustand des Querpressverbandes ist. Ein kleines Bauteilvolumen wirkt sich zudem positiv auf die Festigkeit des keramischen Bauteils aus (Kapitel 3.2, Gleichung (9)). Die minimale Buchsenwandstärke einer monolithischen Hochleistungskeramik ist fertigungstechnologisch begrenzt und beläuft sich auf rund 7,5 mm um eine sichere Handhabung und Hartbearbeitung zu gewährleisten.

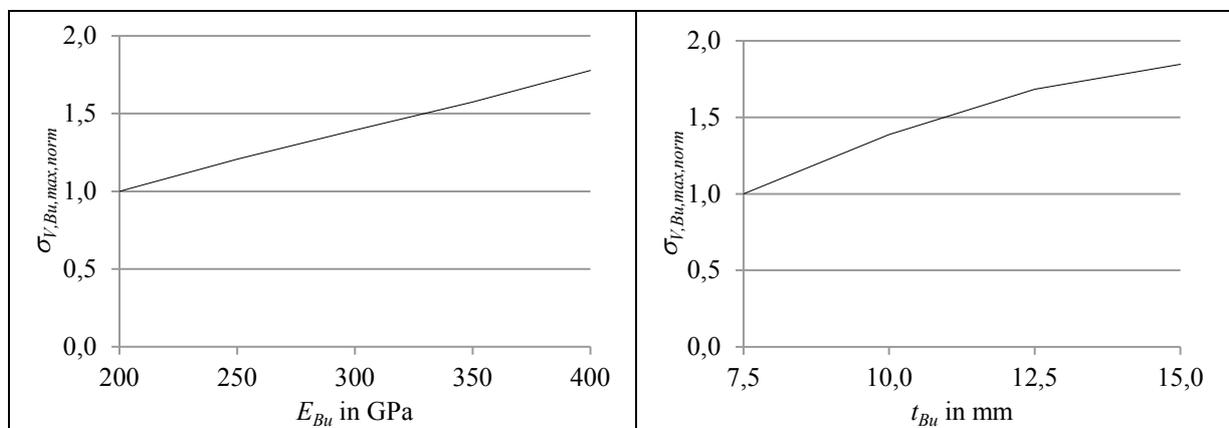


Bild 15: Normierte und maximale Vergleichsspannung einer keramischen Gleitlagerbuchse in Abhängigkeit des E-Moduls der Gleitlagerbuchse bei konstanter Buchsen- und Einbettungswandstärke (links). Einfluss der Buchsenwandstärke t_{Bu} auf die maximale und normierte Vergleichsspannung in einer keramischen Gleitlagerbuchse bei konstanter Einbettungswandstärke und konstanten Werkstoffparametern (rechts). ($F_{L,Zug} = 80$ kN; $p = 100$ N/mm²; $\varnothing d = 40$ mm)

4.3.3 Einfluss der Bolzenballigkeit

Wie im Kapitel 4.2 beschrieben, ist dem Phänomen des Kantentrags in einem keramischen Gleitlager entgegenzuwirken, um eine Überbeanspruchung der Hochleistungskeramik in den Randbereichen der Gleitlagerbuchse zu vermeiden. Hierbei wird auf konvexe Gleitflächen zurückgegriffen, die in Form eines Balligkeitsradius auf Seiten des Bolzens und in den Gleitbereichen ausgeprägt sind, um unter jedem Lastzustand einen definierten Kontakt zu garantieren. Der Parameter der Bolzenballigkeit beeinflusst wiederum über die Hertz'sche Pressung entscheidend die Beanspruchung der keramischen Gleitlagerbuchse (Bild 16). Ist ein zu kleiner Balligkeitsradius gewählt, resultiert eine kleine Kontaktfläche zwischen Bolzen und Gleitlagerbuchse. Dadurch ist das Potenzial der mechanischen Tragfähigkeit des Gleitlagers nicht ausgeschöpft und es werden unnötig hohe Beanspruchungen erzeugt. Ist der Balligkeitsradius zu groß gewählt, strebt die Bolzenform hin zu einem Zylinder und es resultiert wiederum das Kantentragen unter Last. Folglich ist der Balligkeitsradius in Abhängigkeit der Lagergröße und der Belastung zu dimensionieren. Die Beanspruchung des keramischen Werkstoffes ist in Analogie zur Hertz'schen Pressung zu verstehen.

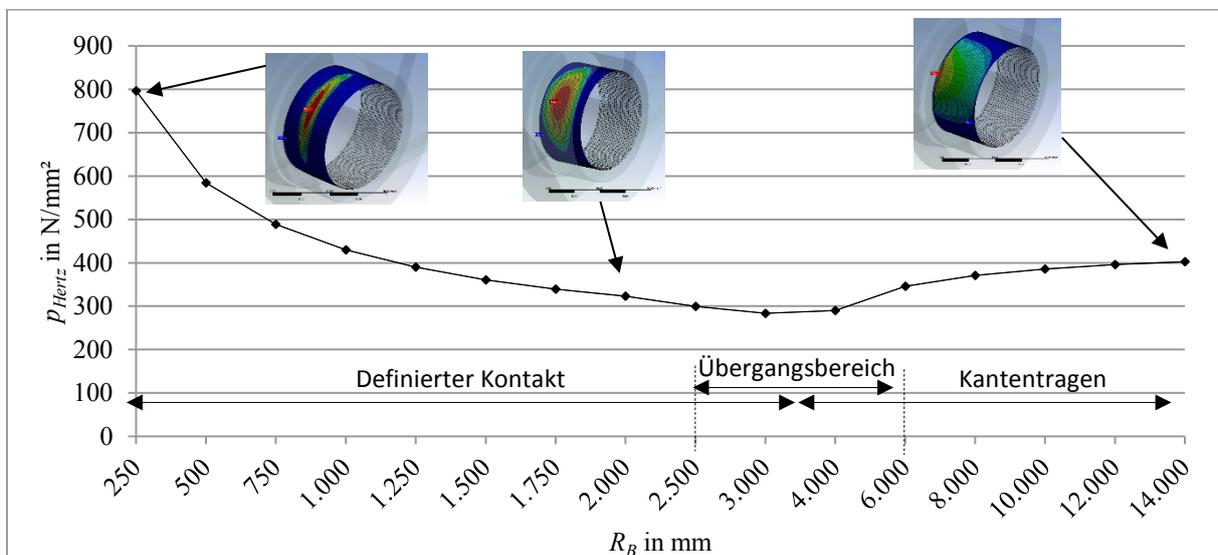


Bild 16: Hertz'sche Pressung in Abhängigkeit des Balligkeitsradius ($F_L = 200$ kN; $p = 112$ N/mm²; $\varnothing d = 60$ mm)

4.3.4 Einfluss der Einbettungsbauforn

Ein weiterer Aspekt der Einbettung ist deren Bauform mit Hauptaugenmerk auf den Lastfall der Zugstange. Wird eine standardmäßige und kreisförmige Bauform entsprechend des *Spannungsminimums* dimensioniert, sind Nachteile des benötigten Bauraums und der Masse zu konstatieren. Unter Betrachtung des vorliegenden Lastfalls der Zugstange und des einhergehenden Kraftflusses ist erkennbar, dass niedrigbeanspruchtes Material in der Einbettung vorliegt und

eine Topologieoptimierung hin zu einem schlanken Design sinnvoll ist (Bild 17). Dieser Aspekt unterstützt ebenso die Betrachtungen zur aufgezeigten Druckspannungsverteilung im Montagezustand der Gleitlagerbuchse, da zugbeanspruchte Bereiche unter Last einer größeren Druckvorspannung im Montagezustand unterliegen (Kapitel 4.3.2).

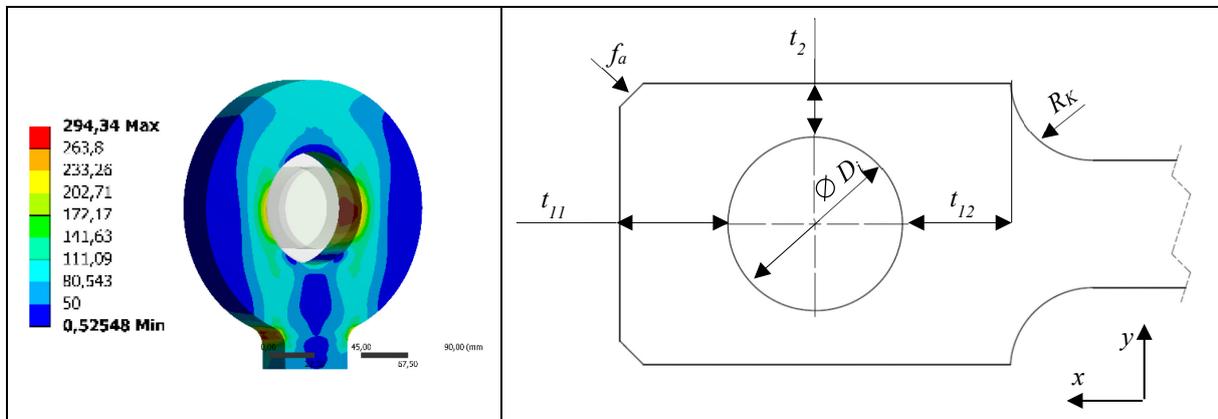


Bild 17: Klassische Einbettungsbauform einer Zugstange mit einer Wandstärke von $t = 35$ mm zur Erreichung des *Spannungsmimums* in der Gleitlagerbuchse und blaue niedrigbeanspruchte Bereiche der Einbettung (links). Geometrische Definition der masse- und steifigkeitsoptimierten Einbettungsbauform (rechts).

Rechteckige, quadratische, elliptische oder vieleckige Bauformen sind denkbar, die symmetrisch oder asymmetrisch entlang des Kraftflusses und um das Lagerauge gestaltet werden können. Numerische Berechnungen zeigen, dass eine rechteckige Bauform vorzuziehen ist, da diese für den Lastfall der Zugstange mehrere Vorteile bietet (Bild 18). Neben einer kraftflussgerechten Gestaltung weist die Bauform eine geometrisch hohe Steifigkeit in den Bereichen A und C auf, sodass geringe Verformungen des Lagerauges resultieren. Im Vergleich zur klassischen und kreisrunden Bauform ist eine Reduktion der maximalen Vergleichsspannung in der keramischen Gleitlagerbuchse um $-18,6\%$ und in der Einbettung um $-0,4\%$ bei einer geringeren Masse von $-4,5\%$ und bei gleicher Wandstärke t_{11} zu konstatieren. Eine rechteckige Einbettungsbauform stellt eine steifigkeits- und masseoptimierte Variante für eine zugbelastete Koppelstange im Hinblick auf eine minimale Beanspruchung der Gleitlagerbuchse dar. Weitere Bauformen weisen nachteilige höhere Beanspruchungen und/oder Massen auf. Darüber hinaus beeinflusst die Einbettungsbauform die Realisierung des *Spannungsmimums*. Bei Variation der Wandstärke t_{11} wird das *Spannungsmimum* mit einer rechteckigen Bauform eher erreicht, als mit einer kreisrunden Einbettungsgestaltung.

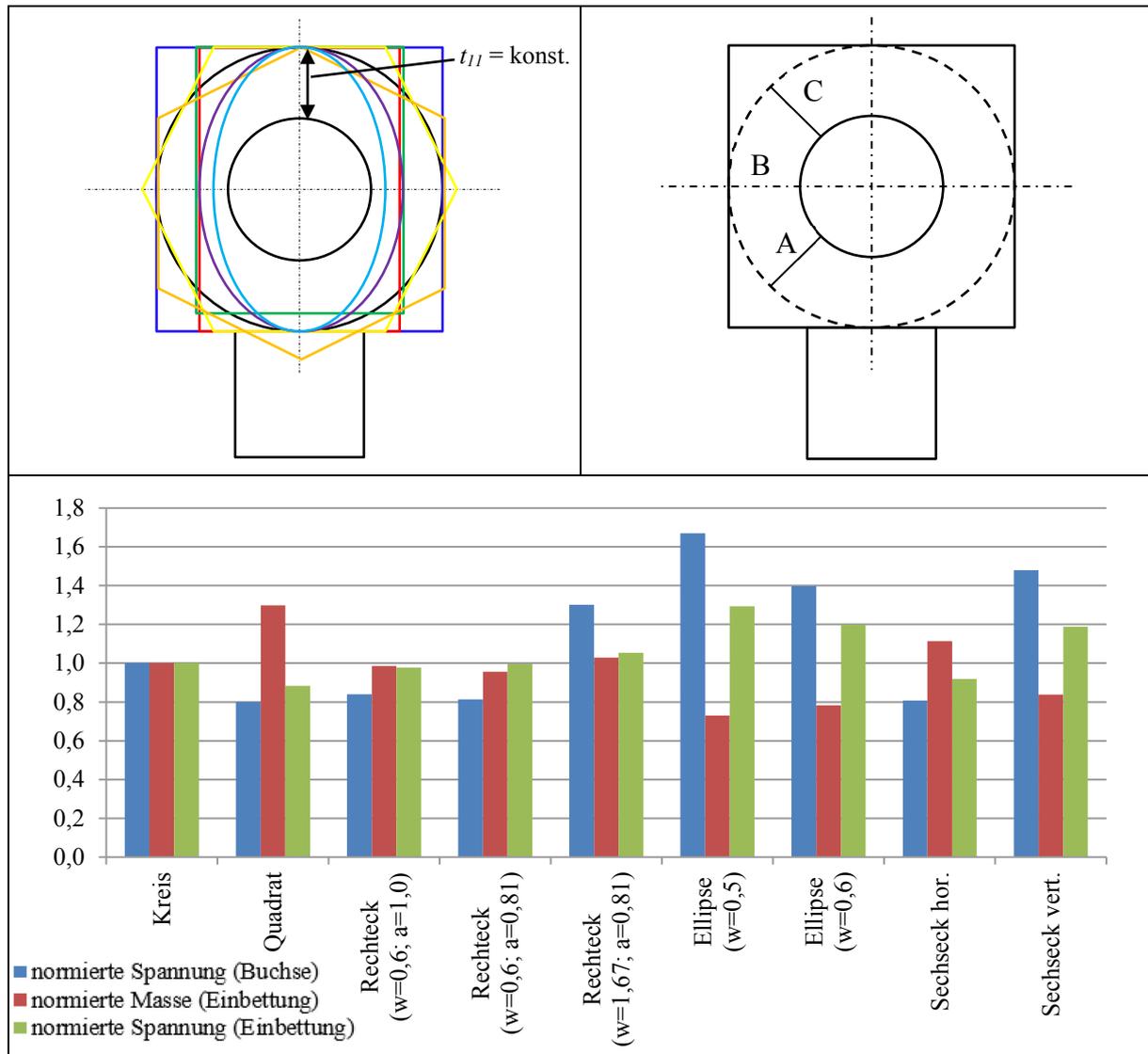


Bild 18: Vergleich verschiedener Einbettungsbauformen (o. l.) sowie deren Einfluss auf die maximale Vergleichsspannung in der keramischen Gleitlagerbuchse und Einbettung sowie auf die Einbettungsmasse bei Normierung auf eine kreisrunde Bauform und bei konstantem Parameter t_{11} (u.)

Aufgrund der genannten Vorteile wird für weitere Berechnungen eine rechteckige Einbettungsbauform verwendet, die mit den Parametern nach Bild 17 definiert ist. Die Parameter t_{11} und t_{12} beschreiben die stangenabgewandte und stangenzugewandte Wandstärke der Einbettung in x -Richtung. Die Einbettungswandstärke in y -Richtung erfasst der Parameter t_2 . Weitere konstruktive Details werden über die Fase f und den Radius R_K beschrieben. Die Stangengeometrie selbst ist über Festigkeitsbetrachtungen und unter Berücksichtigung des Stabilitätsproblems des Knickens auszulegen.

Zur weiteren Analyse wird ein Wandstärkenverhältnis w aus den Parametern t_2 zu t_{11} , das sinngemäß die Schlankheit der Einbettung repräsentiert, und ein Asymmetrieverhältnis a aus den Parametern t_{12} zu t_{11} gebildet (Gleichung (13) und (14)).

$$w = t_2/t_{11} \quad (13)$$

$$a = t_{12}/t_{11} \quad (14)$$

Dabei ist ein Wandstärkenverhältnis von $w < 1$ anzustreben, um ein kraftflussgerechtes Design zu realisieren. Bild 19 zeigt den maximalen Vergleichsspannungsverlauf in einer keramischen Gleitlagerbuchse über die Einbettungswandstärke t_{11} in Abhängigkeit verschiedener Wandstärkenverhältnisse. Es ist ersichtlich, dass eine effektive Spannungsreduktion bis zu einem Wandstärkenverhältnis von rund 0,7 erzielt werden kann. Höhere Wandstärkenverhältnisse tragen kaum zur Steifigkeitssteigerung der Einbettung sowie der einhergehenden Spannungsreduktion in der keramischen Gleitlagerbuchse bei und führen zu unbelasteten Materialbereichen in einer Koppelstange. Wird ein Massevergleich der Koppelstangen mit verschiedenen Wandstärkenverhältnissen und bei Einhaltung des *Spannungsminimums* durchgeführt, liegt das Masseoptimum bei einem Wandstärkenverhältnis von 0,5 bis 0,6 (Bild 19). Im Ergebnis der Parameterstudien ist ein Wandstärkenverhältnis von 0,6 für eine rechteckige Einbettungsbauf orm zu bevorzugen.

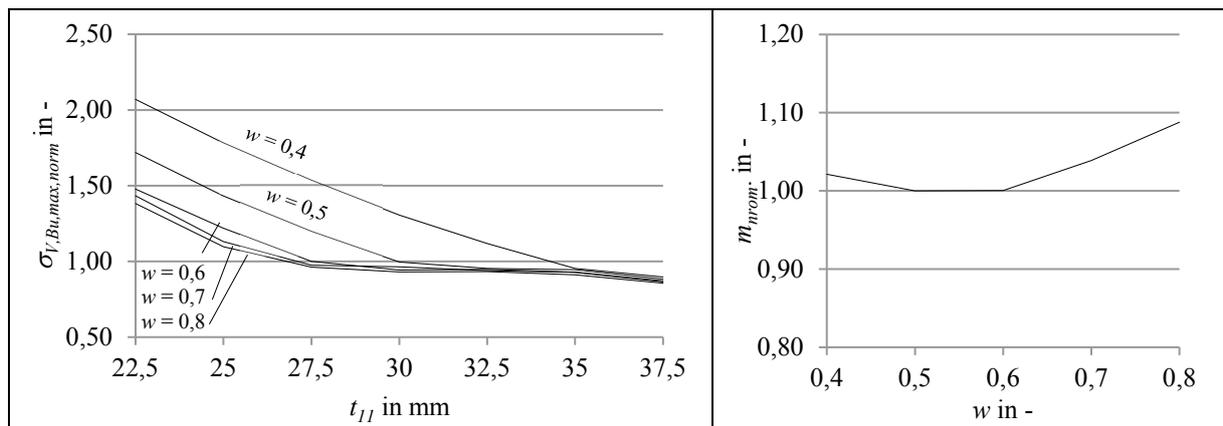


Bild 19: Maximaler Vergleichsspannungsverlauf in der Gleitlagerbuchse in Abhängigkeit der Einbettungswandstärke t_{11} und des Wandstärkenverhältnisses w (links) normiert auf das Spannungsminimum bei $w = 0,6$ ($F_{L,zug} = 80 \text{ kN}$; $p = 100 \text{ N/mm}^2$; $\varnothing d = 40 \text{ mm}$). Normierte Masse der Einbettung über das Wandstärkenverhältnis w bei konstanter Vergleichsspannung in der Gleitlagerbuchse (rechts).

Weitere Möglichkeiten zur Massereduktion bieten die geometrischen Variationen der Asymmetrie a ($t_{11} \neq t_{12}$) und der Fase f (Bild 17). Ziel der Asymmetrie ist die Ausnutzung des ohnehin vorhandenen Materials der stangenzugewandten Seite des Lagerauges und damit die Verkleinerung des Parameters t_{12} . Wird eine Erhöhung der Vergleichsspannung in der Gleitlagerbuchse und Einbettung von circa 5 % zugelassen, ist ein Asymmetrieverhältnis von $1,0 \geq a \geq 0,8$ zulässig (Bild 20). Ebenfalls ist in Bild 20 der Einfluss der Fase auf die Vergleichsspannung in der Gleitlagerbuchse und der Einbettung zu entnehmen.

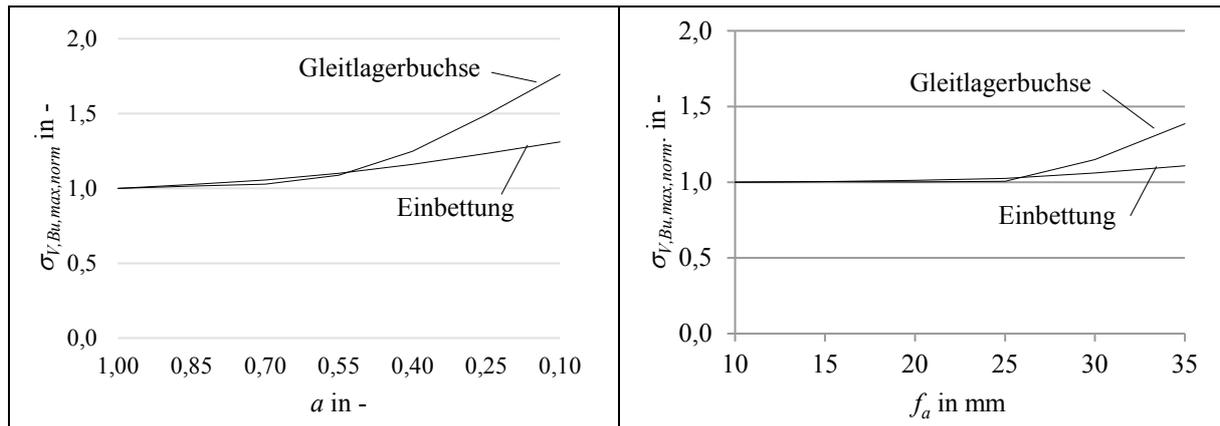


Bild 20: Normierter und maximaler Vergleichsspannungsverlauf in der Gleitlagerbuchse und Einbettung in Abhängigkeit des Asymmetrieverhältnisses (links) und der Fase (rechts) bei einer masse- und steifigkeitsoptimierten rechteckigen Einbettungsbauf orm ($w = 0,6$; $F_{L,Zug} = 80 \text{ kN}$; $p = 100 \text{ N/mm}^2$; $\varnothing d = 40 \text{ mm}$)

4.3.5 Einfluss der Lagerbelastung und des Nenndurchmessers

Einen entscheidenden Einfluss auf die Dimensionierung der Einbettung haben die Lagerbelastung und der Nenndurchmesser des Gleitlagers. Ebenso erfolgten Parameterstudien zu den zwei genannten Aspekten auf Basis der optimierten Einbettungsbauf orm. Bild 21 stellt die Vergleichsspannungsverläufe über die Einbettungswandstärke t_{11} für die Flächenpressungen 50, 100 und 150 N/mm^2 für jeweils einen E-Modul von 200 und 400 GPa bei einem Nenndurchmesser von 40 mm dar. Je nach Quantität der Belastung, ist die Einbettungswandstärke anzupassen, um eine ausreichende Einbettungssteifigkeit zu gewährleisten oder überflüssiges Material der Einbettung einzusparen. Zur Beurteilung des Spannungsminimums wird die Wandstärke t_{11} variiert und eine rechteckige Einbettungsbauf orm mit einem Wandstärkenverhältnis von 0,6 genutzt. Gut zu erkennen sind die typischen Vergleichsspannungsverläufe bis zum Erreichen des *Spannungsminimums* für die verschiedenen Flächenpressungen und E-Module. Aus dem Knickpunkt in den Kurvenverläufen ist die Einbettungswandstärke t_{11} für verschiedene Lagerbelastungen eindeutig ableitbar, die zur Erreichung des *Spannungsminimums* nötig sind. Die Graphen repräsentieren dabei die maximale Vergleichsspannung in einer Gleitlagerbuchse pro Laststufe und E-Modul. Sie verdeutlichen, dass das Niveau der Spannung degressiv und die notwendige Einbettungswandstärke progressiv zur Erreichung des *Spannungsminimums* in Abhängigkeit der Belastung ansteigen.

Analog erfolgte eine Variation des Nenndurchmessers mit den Beträgen 40, 60 und 80 mm (Anhang 4). Bei der Interpretation ist zu beachten, dass ein konstantes B/d -Verhältnis vorliegt und folglich die Lagerbreite mit dem Nenndurchmesser ansteigt. Einhergehend ist der Balligkeitsradius angepasst, um ein optimales Kontaktbild für jeden Nenndurchmesser zu erzielen. Auf Basis der umfangreichen Parameterstudien zur Belastungsquantität und des Nenndurchmessers (Anhang 4) sind Aussagen zu der benötigten Wandstärke t_{11} der Einbettung und der

wirkenden Beanspruchung im keramischen Werkstoff unter der Randbedingung des *Spannungsminimums* für das gesamte Spektrum der Hochleistungskeramiken in einem Nenndurchmesserbereich von 40 bis 80 mm und bis zu einer Flächenpressung von 150 N/mm² ableitbar.

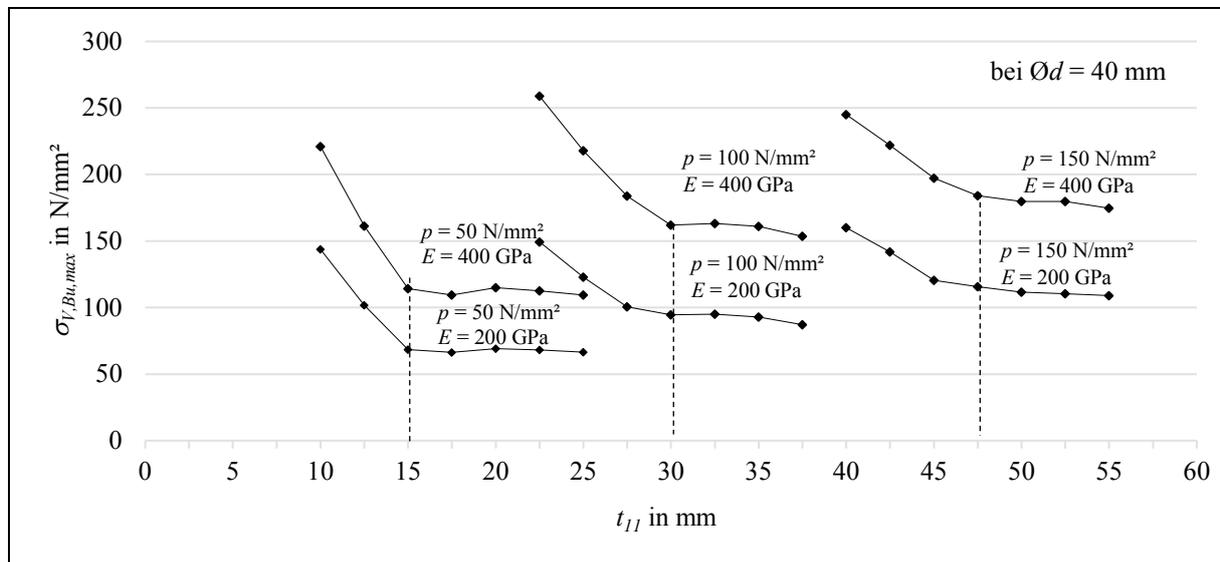


Bild 21: Erforderliche Einbettungswandstärke t_{II} in Abhängigkeit der Lastquantität und des Werkstoffspektrums für Hochleistungskeramiken bei konstantem Nenndurchmesser

4.3.6 Einfluss der Lagerluft

Die Lagerluft in einem Gleitlager beeinflusst das Kontaktbild zwischen Bolzen und Gleitlagerbuchse, die Führungsgenauigkeit der angrenzenden Bauteile und damit die Positioniergenauigkeit sowie die Dynamik der Kinematik und die Montierbarkeit der Komponenten. Einhergehend mit dem Kontaktbild sinkt die Kontaktfläche mit steigender Lagerluft und die Hertz'sche Pressung sowie die einhergehende Beanspruchung im keramischen Werkstoff steigen an (Bild 22). Die Dimensionierung der Lagerluft ist daher möglichst klein zu gestalten und resultiert aus den Passungen des Lagerauges, der Gleitlagerbuchse sowie des Bolzens. Weiterhin ist die Lagerluft in ein Kaltspiel und Betriebsspiel zu unterscheiden, da die Stahllegierungen des Bolzens und der Einbettung einen größeren Wärmeausdehnungskoeffizienten als die keramische Gleitlagerbuchse aufweisen. Die umgesetzte Reibleistung, die eine reine Wärmequelle darstellt, darf aufgrund der größeren Wärmeausdehnung des Bolzens zu keiner Blockade des Gleitlagers im Betrieb führen. Die Dimensionierung der Lagerluft erfolgt mit Hilfe der Analytik, welche den Einfluss des Querpressverbandes berücksichtigt. Exemplarisch wird die analytische Berechnung der Lagerluft für ein Gleitlager mit einem Nenndurchmesser von 40 mm dargestellt (Tabelle 6). Dabei wird angenommen, dass eine gleichmäßige Lagertemperatur im Betrieb von 80 °C bei einer Umgebungstemperatur von 22 °C vorliegt.

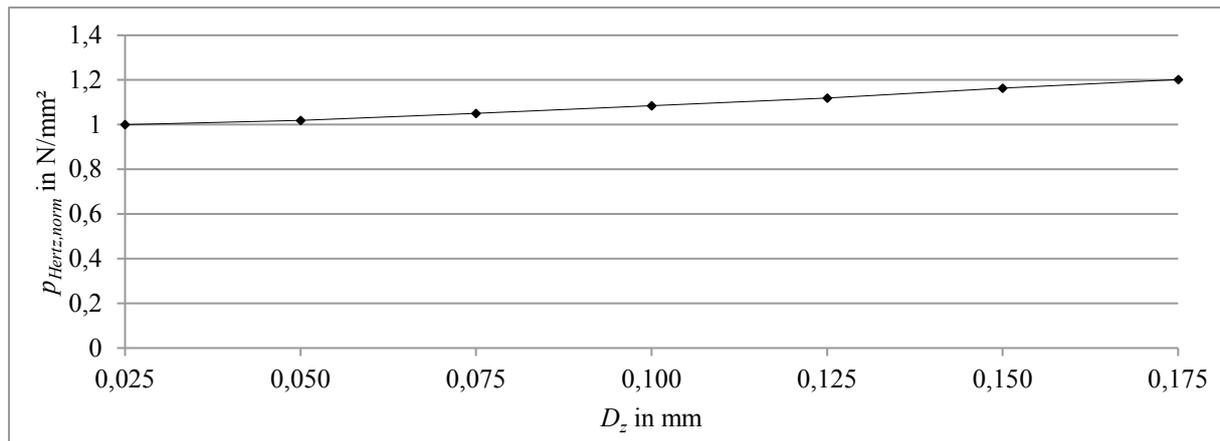


Bild 22: Normierte Hertz'sche Pressung in Abhängigkeit der Lagerluft (Beanspruchung analog)

Tabelle 6: Lagerluftdimensionierung eines keramischen Gleitlagers mit einem Nenndurchmesser von 40 mm unter Berücksichtigung des thermischen Betriebszustands für eine Si_3N_4 -Hochleistungskeramik

Passungen mit oberem und unterem Abmaß					
Bolzen ($R_B = 1.000$ mm)		Gleitlagerbuchse		Einbettung	
40,100 b7	-0,170	55 u6	+0,106	55 H7	+0,030
	-0,195		+0,087		±0,000
		40 F7	+0,050		
			+0,025		

Lagerluft			
Kaltspiel		Betriebsspiel	
Vor Einschrumpfung	Nach Einschrumpfung		
+0,145	+0,116	+0,113	
+0,095	+0,036	+0,033	

Wird die berechnete Lagerluft mit üblichen Vorgaben für Stahlgleitlager verglichen [4], ist die minimale Lagerluft annähernd gleich, wobei die maximale Lagerluft für das keramische Gleitlager enger und damit kleiner toleriert wird. Die Berechnungen zeigen weiterhin, dass der Einfluss des Querpressverbandes auf die Lagerluft größer als die wärmebedingten Dehnungen der Bauteile im Betrieb ist. Neben der hier empfohlenen Lagerluft unter mechanischen Aspekten ist die Auslegung ebenfalls in Abhängigkeit des Schmiersystems zu erfolgen.

4.3.7 Weitere Parameterstudien

Neben den aufgeführten Parameterstudien sind weitere getätigt worden, auf die nicht näher eingegangen wird, sondern nur deren Nennung und Ergebnisse folgend aufgeführt werden.

Einbettungsspannung

Neben der Anforderung einer ausreichenden Steifigkeit der Einbettung besteht die Forderung einer ausreichenden Festigkeit des Einbettungsmaterials im Montagezustand (Pressverband) und unter Last. Es ist eine rein elastische Verformung zu gewährleisten, sodass die Stützwir-

kung nicht durch ein plastisches Fließen verloren geht. Entsprechende Parameterstudien wurden in Abhängigkeit der Belastung und des Nenndurchmessers für die rechteckige Einbettungsbauf orm getätigt und fließen in die Berechnungsvorschrift (Kapitel 6) ein.

Zusätzliche axiale Einspannung

Ziel dieser Parameterstudie ist eine Erhöhung der Druckvorspannung der keramischen Gleitlagerbuchse im Montagezustand zur Senkung des Zugbeanspruchungsniveaus im Lastfall und damit eine Erhöhung der statischen und dynamischen Tragfähigkeit. Hierzu sind beidseitig an den Stirnflächen der keramischen Gleitlagerbuchse Lagerdeckel angebracht, die über eine Schraubverbindung eine axiale Vorspannung bewirken. Im Ergebnis steht eine minimale Verbesserung der Druckvorspannung in den stirnflächennahen Bereichen, wobei unterhalb der Bereiche der Schraubenköpfe eine Zugbeanspruchung induziert wird. Aufgrund des geringen positiven Effektes, der zusätzlich zugbeanspruchten Bereiche und des erhöhten konstruktiven Aufwandes wurde diese Variante nicht weiterverfolgt.

Axialer Balligkeitsversatz

Da eine Bolzen- und Einbettungsverformung unter Last, insbesondere bei einer Koppelstangenverbindung, stattfinden und die Verformungen eine außermittige Krafteinleitung auf die Gleitlagerbuchse bewirken, erfolgte eine Parameterstudie zum axialen Versatz der Bolzenballigkeit mit dem Ziel der Steigerung der Lagerbelastung, ohne dass ein Kantentragen auftritt. Im Ergebnis der Parameterstudien konnten die theoretischen Gedanken numerisch bestätigt werden und in Abhängigkeit der Adaption eine ca. 15 %-ige Steigerung der Lagerbelastung erzielt werden. Aufgrund des mäßigen Effektes wurde eine mittige Balligkeit beibehalten. Für Gleitlager mit größerem Nenndurchmesser und größerer Breite sowie hohen Lagerbelastungen ist diese Option jedoch in Betracht zu ziehen.

4.4 Ableitung von Konstruktions- und Werkstoffanforderungen

Basierend auf den Parameterstudien sind folgende allgemeine Gestaltungsregeln zur Konstruktion eines keramikgerechten Designs grundlegend:

- 1) Dimensionierung der Einbettung nach dem *Spannungsminimum* (vorzugsweise eine rechteckige Bauform mit $w = 0,6$ und $a = 0,8$)
- 2) Pressverbindung zwischen Einbettung und Gleitlagerbuchse (DIN 7190 unter Beachtung thermischer Materialgrenzen; Richtpassung: H7/u6)
- 3) Bolzenballigkeit zur Vermeidung des Kantentragens
- 4) Verwendung einer dünnwandigen keramischen Gleitlagerbuchse
- 5) Lagerluft unter Berücksichtigung des Schmiersystems
- 6) Lagersitz: Maß-, Form- und Lagetoleranzen nach den Standardtoleranzen PN für Gleitlager.

Nachfolgendes Beispiel basiert auf einer Zielanwendung aus dem Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen und dient als Grundlage für die Proben der experimentellen Untersuchungen. Es ergeben sich folgende Belastungen und Geometrien für das Gleitlager, die aus der realen Zielanwendung abgeleitet sind, um die erforderlichen Beanspruchungen auf einem Prüfstand nachbilden zu können:

- $d = 40 \text{ mm}$
- $F_{L,max} = 89,6 \text{ kN}$
- $p_{max} = 112 \text{ N/mm}^2$
- $B/d = 0,5$.

Aus den Parameterstudien ist bekannt, dass eine rechteckige Bauform der Koppelstange anzuwenden ist und folgende Parameter als Anforderungen an die Konstruktion gestellt werden (Tabelle 7), um ein *Spannungsmilieu* in der Gleitlagerbuchse bei gegebener Belastung zu erhalten. Die daraus abgeleiteten Zeichnungen zur Einbettung, zur keramischen Gleitlagerbuchse und zum Bolzen für die Proben der experimentellen Untersuchung sind dem Anhang 5 zu entnehmen.

Tabelle 7: Konstruktive Anforderungen an die Proben eines keramischen Gleitlagers für experimentelle Untersuchungen

Geometrie	Symbol	Einheit	Betrag
Wandstärke	t_{11}	mm	30,7
Wandstärke	t_{12}	mm	25
Wandstärke	t_2	mm	18,4
Asymmetrie	a	mm	0,81
Wandstärkenverhältnis	w	mm	0,6
Balligkeitsradius	R_B	mm	1000
Lagerluft	D_z	μm	30 bis 120
Fase	f_a	mm	20x45°
Lagerbreite	B	mm	20
Buchsenwandstärke	t_{Bu}	mm	7,5

Form- und Lagetoleranzen	Symbol	Einheit	Betrag
Rundheit	d_i	mm	0,006
	d_B	mm	0,004
Zylindrizität	D_i	mm	0,010
	d_a	mm	0,006

Passungen	Symbol	Passungsart	Toleranz
Einbettung/Buchse	D_i/d_a	Übermaßpassung	H7/u6
Buchse/Bolzen	d_i/d_B	Spielpassung	F7/b7

Auf Basis der maximalen Belastung der Gleitlager in der Zielanwendung und den Parameterstudien ist bekannt, welche maximale Beanspruchung in Abhängigkeit des E-Moduls des keramischen Werkstoffes in der Gleitlagerbuchse vorherrscht. Weiterhin ist bekannt, dass aus Gründen der theoretischen Festigkeit auf die keramischen Werkstoffe des Si_3N_4 ($E_{\text{Si}_3\text{N}_4} \approx 300 \text{ GPa}$)

und ZrO_2 ($E_{ZrO_2} \approx 210$ GPa) zurückzugreifen ist. Unter Berücksichtigung der konstruktiven Anforderungen ergeben sich folgende maximale Beanspruchungen in den keramischen Werkstoffen, die mit Hilfe der FEM ermittelt wurden:

- 1) $\sigma_{V,Bu,max,ZrO_2} = 119,0$ N/mm²
- 2) $\sigma_{V,Bu,max,Si_3N_4} = 163,3$ N/mm².

Nach Ermittlung des Spannungszustandes im keramischen Werkstoff ist die zulässige Spannung des keramischen Bauteils zu bestimmen. Es wird auf bekannte und gängige Biegebruchfestigkeiten des Si_3N_4 und ZrO_2 zurückgegriffen und eine Zugfestigkeit nach Gleichung (11) abgeleitet, um eine einachsige und zulässige Zugfestigkeit zu bestimmen. Weiterhin ist der Volumeneinfluss nach Gleichung (9) zur Bestimmung der Bauteilfestigkeit zu berücksichtigen. Tabelle 8 spiegelt diese Berechnungsschritte wider und verrechnet die zulässige Spannung mit der wirkenden Vergleichsspannung zu einem Sicherheitsfaktor S_B . Die Sicherheitsfaktoren von $S_B = 3,3 \dots 5,6$ sind als ausreichend für einen spröden Werkstoff und für eine statische Dimensionierung nach Gesichtspunkten des allgemeinen Maschinenbaus anzusehen [15].

Tabelle 8: Statische Festigkeitsberechnung zu den keramischen Werkstoffen ZrO_2 und Si_3N_4 in Anwendung einer Gleitlagerbuchse

Werkstoff	zulässige Spannung			Beanspruchung	Sicherheitsfaktor
	σ_{4-BBF} in N/mm ²	σ_{Zug} in N/mm ²	σ_{Bau} in N/mm ²	$\sigma_{V,max}$ in N/mm ²	S_B [-]
ZrO_2 (PSZ)	1.000	776	663	119	5,6
Si_3N_4	800	621	530	163	3,3

4.5 Experimentelle Festigkeitsuntersuchung

Basierend auf den Anforderungen an ein keramisches Gleitlager (Kapitel 4.4), welches statisch nach dem *Spannungsminimum* ausgelegt ist, ist ein experimenteller Festigkeitsnachweis des Designs aufgrund des keramischen Werkstoffverhaltens und seiner geringen Bruchzähigkeit zwingend notwendig. Die statische und insbesondere die dynamische Tragfähigkeit des keramischen Gleitlagers ist unter anwendungsnahen Belastungs- und Verformungszuständen nachzuweisen. Eine statische Tragfähigkeit gilt als nachgewiesen, wenn unter der Lagerbelastung rein elastische und somit reversible Verformungen der Gleitlagerbuchse, des Bolzens und der Einbettung stattfinden sowie keine Schädigungen, wie Risse oder Ausbrüche, festzustellen sind. Der Nachweis der dynamischen Tragfähigkeit wird mit Erreichen einer Lastwechselzahl von $N \geq 10^6$ definiert, ohne dass Schädigungen an einer der Komponenten unter schwelender Belastung (Spannungsverhältnis $R = 0$) auftreten. Alle Festigkeitsuntersuchungen sind mit ruhendem Bolzen, das heißt ohne Relativbewegung zwischen Bolzen und Gleitlagerbuchse, durchgeführt worden.

4.5.1 Prüfstandsvorrichtungen

Typische Anwendungsfälle von Gleitlagern stellen Armverbindungen und Koppelstangen in mobilen Arbeitsmaschinen dar, sodass entsprechend zwei Prüfvorrichtungen daraus abgeleitet und eigens entwickelt wurden (Bild 23). In Analogie zur Realität bilden die Prüfvorrichtungen eine paarweise Anordnung der Gleitlager ab und eine typische Bolzenverformung wird nachgeahmt. Die Lasteinleitung erfolgt über die Wechsellasteinrichtung einer Viersäulen-Prüfmaschine von DynaMess, die eine maximale Belastung von ± 250 kN und eine maximale Lastfrequenz von 25 Hz erzeugt. Der grundlegende Aufbau der Prüfvorrichtungen besteht aus einer Antriebseinheit, einer zentrischen Kurbelschwinge und der Festigkeitsprüfvorrichtung (Anhang 6). Letztgenanntes unterscheidet sich in die zwei Bauformen der Armverbindung und der Koppelstange. Die Antriebseinheit setzt sich aus einem Servomotor ($P = 1,66$ kW; $M_{ab} = 5,3$ Nm) und einem Kegelradgetriebe ($i_G = 108,29$) zusammen. Die rotatorische Bewegung des Getriebemotors wird über eine zentrische Kurbelschwinge in eine sinusförmige Oszillation übersetzt ($i_K = 3,86$) und erlaubt eine feste Einstellung des Schwenkwinkels ($\varphi = 30^\circ$ oder 40°). Die maximale Relativgeschwindigkeit zwischen Bolzen und Gleitlagerbuchse beträgt 17 mm/s. Ein Lagerbock nimmt die wirkenden Radialkräfte der Kurbelschwinge zwischen der Schwinge und der Metallbalgkupplung auf, sodass ein reines und maximales Drehmoment von 2.215 Nm auf den Probelbolzen übertragen werden kann. Das zulässige Drehmoment wird jedoch von der verwendeten Metallbalgkupplung auf 1.500 Nm limitiert. Das Gegenmoment resultiert aus dem Reibmoment der zwei keramischen Gleitlager und ist aus dem Reibwert, der Lagerbelastung und dem Nenndurchmesser der Gleitlager bestimmbar. Die Festigkeitsprüfvorrichtung der Koppelstange weist zwei außenliegende Gleitlager auf, die als Koppelstange ausgebildet sind. Im Gegensatz dazu sind die zwei keramischen Gleitlager bei der Variante der Armverbindung zwischen den Wälzlager positioniert. Die keramischen Gleitlager sind über ihren Nenndurchmesser mit 40 mm und einer Lagerbreite von 20 mm definiert.

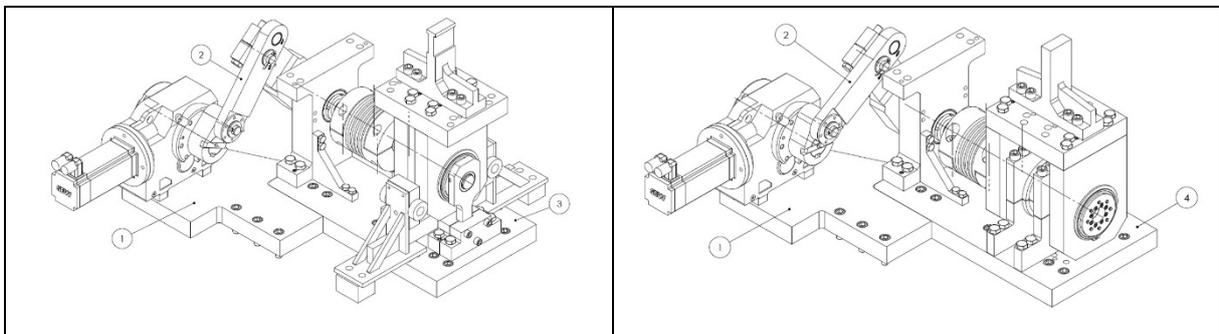


Bild 23: Prüfvorrichtungen der Bauformen Koppelstange (links) und Armverbindung (rechts) mit Getriebemotor und zentrischer Kurbelschwinge

Aufgrund der paarweisen Anordnung der keramischen Gleitlager zur Abbildung eines realistischen Verformungszustandes beträgt die maximale Pressung pro Gleitlager 156 N/mm^2 . Weiterhin bedingt die paarweise Anordnung der Gleitlager die Messung eines gemittelten Reibwertes μ_m , welches an der Zwischenwelle über kalibrierte DMS aufgezeichnet wird und die mit dem Bolzen über eine Metallbalgkupplung verbunden ist. Thermische Betrachtungen auf Basis der Lager- und Umgebungstemperatur ermöglichen eine Rückrechnung und Abschätzung der einzelnen Reibwerte des linken und rechten Gleitlagers bei quasistationären thermischen Verhältnissen (Gleichung (15)).

$$\begin{aligned}\mu_{L,1} &= 2 \cdot \mu_m \cdot \frac{\vartheta_{L,1} - \vartheta_U}{\vartheta_{L,1} - \vartheta_{L,2} - 2 \cdot \vartheta_U} \\ \mu_{L,2} &= 2 \cdot \mu_m \cdot \frac{\vartheta_{L,2} - \vartheta_U}{\vartheta_{L,1} - \vartheta_{L,2} - 2 \cdot \vartheta_U}\end{aligned}\quad (15)$$

Die Lagertemperaturen $\vartheta_{L,1}$, $\vartheta_{L,2}$ werden jeweils am Außendurchmesser der Gleitlager unterhalb des Kontaktes zwischen Bolzen und Gleitlagerbuchse gemessen. Einzelne Einbettungsproben sind mit Dehnmessstreifen bestückt, um eine Validierung der numerischen Modelle über die gemessene Dehnung und Spannung zu ermöglichen. Die Messung des Schwenkwinkels und der Gleitgeschwindigkeit erfolgt über ein Potentiometer. Die Belastung und Lastfrequenz werden von der Wechsellasteinrichtung bereitgestellt. Der vertikale Weg wird mittels zweier Lasermessgeräte aufgezeichnet, um Rückschlüsse auf die Verformungen und vor allem auf den linearen Verschleiß zu ziehen. Zur Aufzeichnung der Umgebungsbedingungen erfolgt die Messung der Umgebungstemperatur ϑ_U und der relativen Luftfeuchte, die für tribologische Untersuchungen relevant sind.

4.5.2 Proben zur Festigkeitsuntersuchung und Messprogramm

Die Proben für die mechanischen Untersuchungen auf den Prüfvorrichtungen basieren auf den keramischen Werkstoffen ZrO_2 (PSZ) und Si_3N_4 , wobei die Formgebung der Grünlinge mit Hilfe des isostatischen Pressens erfolgte. Diese wurden nach dem Sinterprozess über Schleifverfahren auf die geforderten Fertigungsqualitäten bearbeitet. Messprotokolle zu den Maß-, Form- und Lagetoleranzen sowie zu den Oberflächenqualitäten sind dem Anhang 7 zu entnehmen. Die angegebenen Härtewerte sind nach dem Vickers-Verfahren (HV_{10}) ermittelt und aus den Rissen an den Ecken des Härteeindruckes ist die Bruchzähigkeit nach Niihara HP berechnet. Die Zeichnungen zu den keramischen Gleitlagerbuchsen, Probelbolzen und Einbettungen sind im Anhang 5 zu finden.

Die Ermittlung der statischen Tragfähigkeit des Si_3N_4 und ZrO_2 wird in drei Laststufen jeweils für die Druck- und Zugrichtung der Koppelstange gemessen. Beginnend mit dem Lastfall der Druckstange sind die keramischen Gleitlagerbuchsen einer reinen Beanspruchung der Hertz'schen Pressung ausgesetzt, da eine Längung der Einbettung nicht stattfindet. Darauf folgend ist der Lastfall der Zugstange messtechnisch erfasst, welcher zusätzlich eine Lagerverformung bedingt und einen kritischeren Spannungszustand darstellt. Der Lastanstieg beträgt 10 N/s und die zeitliche Dauer der beaufschlagten Maximallast erfolgt über 60 Sekunden. Pro Laststufe erfolgt eine dreimalige Belastung gleichen Niveaus und die Lagerluft ist vor und nach dem Versuch zu messen, um Rückschlüsse auf das Verformungsverhalten zu ziehen (Tabelle 9). Zur Ermittlung der statischen Tragfähigkeit sind pro Werkstoffvariante zwei Gleitlagerbuchsen und ein Probelbolzen für alle Laststufen verwendet worden.

Tabelle 9: Messprogramm für die Lastfälle der Druck- und Zugstange zur Ermittlung der statischen Tragfähigkeit der keramischen Gleitlagerbuchsen aus Si_3N_4 und ZrO_2

Messablauf	$F_{L,stat}$ in kN	p in N/mm ²
Lagerluftmessung	-	-
1. Laststufe	40 (3x)	50 (3x)
Lagerluftmessung	-	-
2. Laststufe	80 (3x)	100 (3x)
Lagerluftmessung	-	-
3. Laststufe	120 (3x)	150 (3x)
Lagerluftmessung	-	-

Das Messprogramm der dynamischen Tragfähigkeit umfasst die Eingangsparameter der Lastquantität und der Lastfrequenz (Tabelle 10). Zur Beurteilung der Festigkeit bei der Variation der Lastquantität wird die Prüfvorrichtung der Koppelstange im Lastfall der Zugstange verwendet, da neben der Beanspruchung der Hertz'schen Pressung eine Beanspruchung aufgrund der Längung des Lagerauges auftritt. Die Lastfrequenz beträgt für diesen Versuchsaufbau 2 Hz und die Belastung wird in drei Laststufen für die Versuche eingeteilt. Um dem keramischen Werkstoffverhalten gerecht zu werden, ist weiterhin die Lastfrequenz zu variieren. Eine höhere Lastfrequenz bewirkt einen steileren Belastungsanstieg und folglich eine Annäherung an eine Stoßbelastung. Neben einer hohen Festigkeit wird somit die geringe Bruchzähigkeit des keramischen Werkstoffes gefordert. Gleichzeitig bildet eine höhere Lastfrequenz Anwendungsfälle mit höherfrequenten Werkzeugen, wie beispielsweise einen Meißelbetrieb, ab. Um diesen Effekt zu verstärken, wird die Prüfvorrichtung der Armverbindung genutzt, die eine steifere Einbettung gegenüber der Koppelstange aufweist und die Belastungen weniger dämpft. Die dynamische Tragfähigkeit wird bei Erreichen einer Lastwechselzahl von $N = 10^6$ als nachgewiesen definiert, ohne dass Schädigungen durch die Schwelllast (Spannungsverhältnis $R = 0$) an den Proben auftreten. Pro Laststufe, Werkstoffvariante und Prüfvorrichtung wurden neue Proben

eingesetzt, sodass in Summe 12 Probestolzen, 24 Einbettungen und 24 keramische Gleitlagerbuchsen zum Nachweis der dynamischen Tragfähigkeit respektive Dauerfestigkeit verwendet wurden. Der detaillierte Versuchsplan ist dem Anhang 8 zu entnehmen.

Tabelle 10: Messprogramm zur Ermittlung der dynamischen Tragfähigkeit der keramischen Gleitlagerbuchsen aus Si_3N_4 und ZrO_2

	Einbettung	Lastquantität $F_{L,dyn}$ in kN	Pressung p in N/mm^2	Lastfrequenz f_L in Hz	Lastwechselzahl N in -
Einfluss der Lastquantität	Koppelstange (Zugstange)	40	50	2	10^6
		80	100	2	10^6
		120	150	2	10^6
Einfluss der Lastfrequenz	Armverbindung	80	100	5	10^6
		80	100	10	10^6
		60	75	12,5	10^6

4.5.3 Statische und dynamische Tragfähigkeit keramischer Gleitlager

Im Ergebnis der Messungen zur statischen Tragfähigkeit ist ein Nachweis bis mindestens einer Flächenpressung von $150 \text{ N}/\text{mm}^2$ gegeben (Tabelle 11). Messungen über Lasermessgeräte ergaben keine Lagerluftvergrößerung aufgrund der wirkenden Lasten, sodass keine plastischen Verformungen stattfanden und die Gleitlagerbuchsen, Einbettungen sowie Probestolzen rein elastisch verformt wurden. Der Nachweis erfolgte für die Werkstoffvarianten des ZrO_2 und des Si_3N_4 für die Lastfälle der Druck- und Zugstange. Sichtprüfungen ergaben keine Risse, Ausbrüche oder Abplatzungen an den keramischen Bauteilen. Die Kriterien der statischen Tragfähigkeit – elastische Verformung und Festigkeitsnachweis – sind bis mindestens einer Flächenpressung von $150 \text{ N}/\text{mm}^2$ erfüllt.

Tabelle 11: Experimenteller Nachweis der statischen Tragfähigkeit für keramische Gleitlagerbuchsen aus ZrO_2 und Si_3N_4

Werkstoffvariante	$F_{L,stat}$ in kN	p in N/mm^2	Δz in μm	Sichtprüfung
ZrO_2	40	50	0	keine Schädigung
	80	100	0	keine Schädigung
	120	150	0	keine Schädigung
Si_3N_4	40	50	0	keine Schädigung
	80	100	0	keine Schädigung
	120	150	0	keine Schädigung

Messungen zur dynamischen Tragfähigkeit ergeben ein differenzierteres Ergebnis im Vergleich zur statischen Tragfähigkeit. Bei der Betrachtung des Einflusses der Lastquantität ist ein Dauerfestigkeitsnachweis für beide Werkstoffvarianten erbracht worden. Sowohl die Variante des ZrO_2 als auch die des Si_3N_4 weisen keine Schädigungen nach einer Lastwechselzahl von 10^6 bei einer Lastfrequenz von 2 Hz und bei allen Laststufen auf (Tabelle 12). Wird der Einfluss der Lastfrequenz betrachtet, ist nur ein Dauerfestigkeitsnachweis für das Si_3N_4 bis zu einer Lastwechselzahl von 10^6 über alle Lastfrequenzen festzustellen. Einzelne Proben des ZrO_2 weisen bei erhöhter Lastfrequenz Rissbildungen im keramischen Werkstoff auf (Tabelle 13). Dabei ist positiv zu konstatieren, dass kein Spröd- oder Gewaltbruch auftrat, da aufgrund des Querspressverbandes eine Rissausbreitung unter Last verlangsamt und ohne Belastung verhindert wird (Bild 24).

Tabelle 12: Experimenteller Nachweis der dynamischen Tragfähigkeit keramischer Gleitlagerbuchsen unter dem Aspekt der Lastquantität

Werkstoff	$F_{L,dyn}$ in kN	p in N/mm ²	f_L in Hz	N in -	Sichtprüfung
ZrO_2	40	50	2	10^6	keine Schädigungen; Durchläufer
	80	100	2	10^6	keine Schädigungen; Durchläufer
	120	150	2	10^6	keine Schädigungen; Durchläufer
Si_3N_4	40	50	2	10^6	keine Schädigungen; Durchläufer
	80	100	2	10^6	keine Schädigungen; Durchläufer
	120	150	2	10^6	keine Schädigungen; Durchläufer

Tabelle 13: Experimenteller Nachweis der dynamischen Tragfähigkeit keramischer Gleitlagerbuchsen unter dem Aspekt der Lastfrequenz

Werkstoff	$F_{L,dyn}$ in kN	p in N/mm ²	f_L in Hz	N in -	Sichtprüfung
ZrO_2	80	100	5	10^6	Rissbildung (ca. 30 mm Risslänge)
	80	100	10	10^6	Rissbildung (ca. 140 mm Risslänge)
	60	75	12,5	10^6	Rissbildung (ca. 50 mm Risslänge)
Si_3N_4	80	100	5	10^6	keine Schädigungen; Durchläufer
	80	100	10	10^6	keine Schädigungen; Durchläufer
	60	75	12,5	10^6	keine Schädigungen; Durchläufer



Bild 24: Rissbildung in einzelnen keramischen Gleitlagerbuchsen aus ZrO_2 unter erhöhter Lastfrequenz

5 Design eines fluidfreien und reibwertreduzierten Tribologiesystems (tribologische Lebensdauer)

Da eine mechanische Einsatzfähigkeit des keramischen Gleitlagers (Si_3N_4) mit zufriedenstellender mechanischer Lebensdauer gegeben ist, limitieren die tribologischen Eigenschaften eines keramischen Gleitlagers dessen Gesamtlebensdauer und folglich die Einsatzfähigkeit sowie Wirtschaftlichkeit in mobilen und stationären Anwendungen. Dabei ist eine Systembetrachtung aus Gleitlagerbuchse, Bolzen, Schmierstoff und Umgebungseinflüssen zwingend notwendig, um Aussagen zum Reibwert und Verschleiß zu prognostizieren. Basierend auf dem Reibwert resultiert ein weiterer Betriebskostenfaktor, der sich im energetischen Aufwand zum Betreiben eines Gleitlagers widerspiegelt und somit den Verbrauch oder die Energiekosten, welche eine reine Blindleistung darstellen, einer Maschine mitbestimmt.

Anhand des folgenden Beispiels zu einem einzelnen typischen Schwenkzyklus eines Löffelgelenks in einem 20 t Mobilbagger (Case WX 185) wird der energetische Aufwand verdeutlicht. Es wird angenommen, dass der Löffelzylinder mit halber Kraft betrieben wird, um eine Losbrechkraft zu erzeugen. Es resultiert somit eine Radialkraft von 188 kN im Löffelgelenk, wobei die statische Gewichtskraft der Schaufel samt Inhalt vernachlässigt wird. Vom maximal möglichen Schwenkwinkelbereich ($\varphi = 154^\circ$) wird angenommen, dass die Kraft für einen Schwenkwinkelbereich von 45° und innerhalb von 1,5 s benötigt wird. Bei einem Reibwert von 0,15 ergibt dies eine zu überwindende Reib- und somit Verlustleistung in Form von Wärme von 0,6 kW. Unter Berücksichtigung mehrerer Gleitlagerstellen, höheren Prozesskräften und oft ungünstigen Reibverhältnissen (Festkörperreibung) ist leicht nachvollziehbar, dass allein zur Überwindung der Gleitlagerreibung mehrere Kilowatt Leistung und damit Kraftstoff notwendig sind, um eine Arbeitsausrüstung zu bewegen [17]. Aus energetischen Gründen und Aspekten der Lebensdauer hat dazu die Bundesanstalt für Materialforschung (BAM) unter Herrn Woydt folgende Kriterien aufgestellt, die allgemein eine Gleitlagerstelle erfüllen sollte [18]:

$$k = \frac{W_V}{F_N \cdot s} < 10^{-6} \frac{\text{mm}^3}{\text{N} \cdot \text{m}} \quad (16)$$

$$\mu = \frac{F_{\text{Reib}}}{F_N} < 0,2 \quad (17)$$

Weiterhin verweist Woydt auf die allgemeine Übertragbarkeitsproblematik von Tribometeruntersuchungen auf reale Bauteile und gibt überdies eine Empfehlung zur Dokumentation entscheidender tribologischer Parameter, da oft die Eigenschaften tribologischer Proben und die Durchführung der Untersuchungen lückenhaft dokumentiert werden [19]. Bestätigt werden

diese Aussagen durch die Forschungsergebnisse von Herrn Thiede, der Tests auf Tribometern zu verschiedenen Beschichtungen durchführte und vielversprechende Varianten im Realbauteil eines Gelenklagers am schnellsten versagten [20]. Entsprechend sind zu einem neuartigen Tribologiesystem und dessen Verhalten nur deduktive Prognosen aufstellbar, die möglichst mit Versuchen am Realbauteil oder im Maschineneinsatz zu untersuchen sind. Experimentelle Untersuchungen zum Tribologiesystem stehen somit im Vordergrund, um das tribologische Verhalten zu verstehen und Möglichkeiten zur Erzielung eines geringen Reibwertes, eines langen Gleitweges und geringer Verschleißraten aufzuzeigen.

Neben den energetischen Aspekten und der Lebensdauerbegrenzung durch den auftretenden Verschleiß beeinflussen die tribologischen Eigenschaften des Systems auch die mechanische Beanspruchung der Reibpartner. Die Reibung und somit der Reibwert bestimmen die tangentielle Beanspruchung der Gleitlagerbuchse und des Bolzens. Bild 25 verdeutlicht den Einfluss des Reibwertes auf die mechanische Beanspruchung und insbesondere den Ort der maximal auftretenden Spannung. Tritt keine Relativbewegung auf, ist der Ort der maximalen Beanspruchung in der Tiefe der Reibpartner zu finden. Die Spannungsverteilung im Werkstoff, die sogenannte „Druckzwibel“, spiegelt zudem wider, dass die oberflächennahe Spannung deutlich geringer ausfällt (circa 28 % der Maximalspannung). Auch bei einem Reibwert von 0,25 ist eine ähnliche Spannungsverteilung zu erkennen, wobei die oberflächennahe Spannung circa 66 % der Maximalspannung beträgt. Steigt der Reibwert auf 0,5 an, ist der Ort der Maximalspannung an der Oberfläche zu finden. Es ist zu schlussfolgern, dass auch aus Gründen der mechanischen Beanspruchung ein Reibwert von kleiner als 0,25 anzustreben ist. Wird dieses Kriterium eingehalten, ist ebenso eine getrennte Betrachtung der mechanischen und tribologischen Lebensdauer möglich, sodass oberflächennahe Modifikationen der Reibpartner keinen Einfluss auf die mechanische Lebensdauer der Bauteile haben, da das Spannungsmaximum der Reibpartner nicht an der Oberfläche liegt. Ein Reibwert von kleiner als 0,25 ist somit eine weitere Bedingung um das Kriterium des *Spannungsminimums* einzuhalten und kein reibbedingtes höheres Beanspruchungsmaximum der keramischen Gleitlagerbuchse zu erzeugen.

In den folgenden Kapiteln wird das Tribologiesystem eines keramischen Gleitlagers beschrieben und Möglichkeiten zur Reibwertreduzierung sowie Wartungsfreiheit aufgezeigt. Das deduktiv aufgestellte Tribologiesystem wird experimentell untersucht und der Reibwert, der Gleitweg sowie der Verschleiß in Abhängigkeit der Flächenpressung und der Gleitgeschwindigkeit dargestellt. Untersuchungen mit dem Rasterelektrodenmikroskop (REM) und der energiedispersiven Röntgenspektroskopie (EDX) verdeutlichen die tribologischen Prozesse auf

Mikroebene. Basierend auf den experimentellen Untersuchungen zur mechanischen Lebensdauer wird ausschließlich der keramische Werkstoff des Si_3N_4 für die tribologischen Proben verwendet.

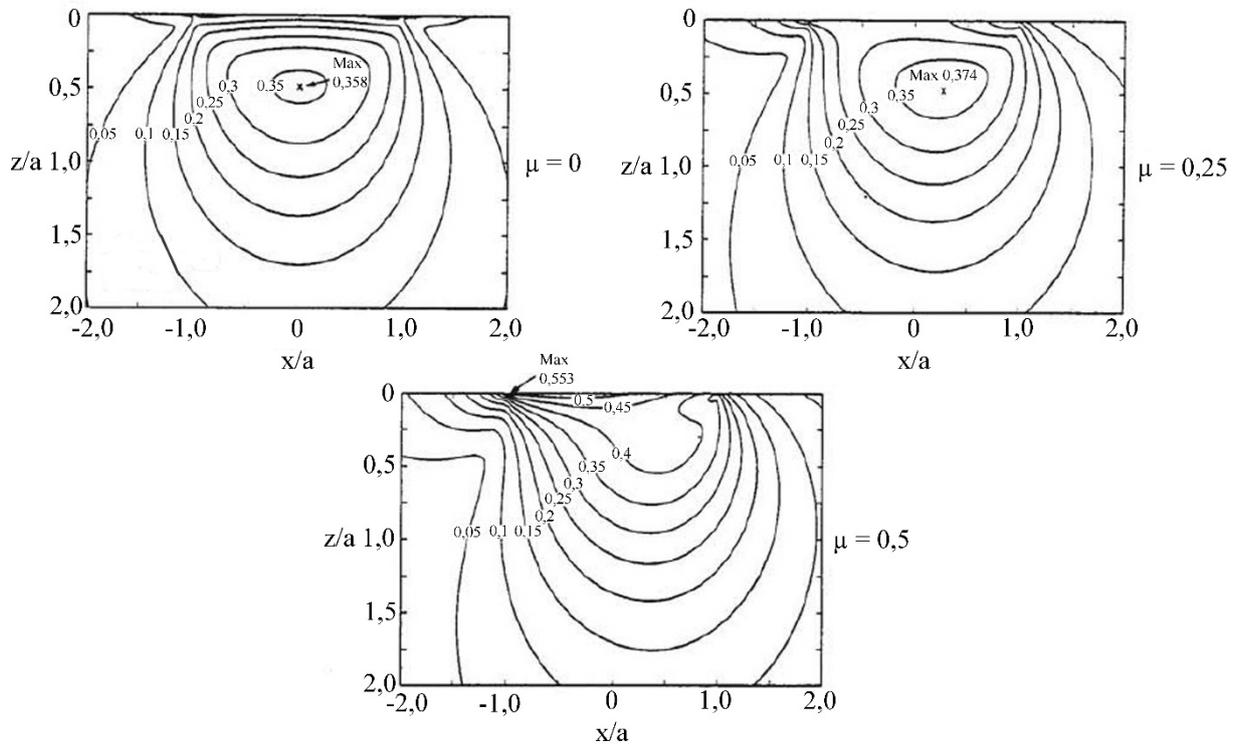


Bild 25: Spannungsverteilung eines Kugel/Ebene-Kontaktes in Abhängigkeit des Reibwertes und der resultierenden Vergleichsspannung aus Tangential- und Normalspannung [3]

5.1 Allgemeine und keramische Tribologie

Ein tribologisches System besteht grundlegend aus den vier Bestandteilen des Grund- und Gegenkörpers sowie des Zwischen- und Umgebungsmediums [21]. Bild 26 veranschaulicht diesen Systemgedanken schematisch anhand eines Gelenkes, das in paarweiser Anordnung der Gleitlager eine typische Verbindung im Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen und ein geschlossenes Tribologiesystem darstellt. Die tribologischen Prozesse werden maßgeblich von den Eingangsgrößen beeinflusst, welche die gewünschten Ausgangsgrößen, aber auch Verlustgrößen erzeugen.

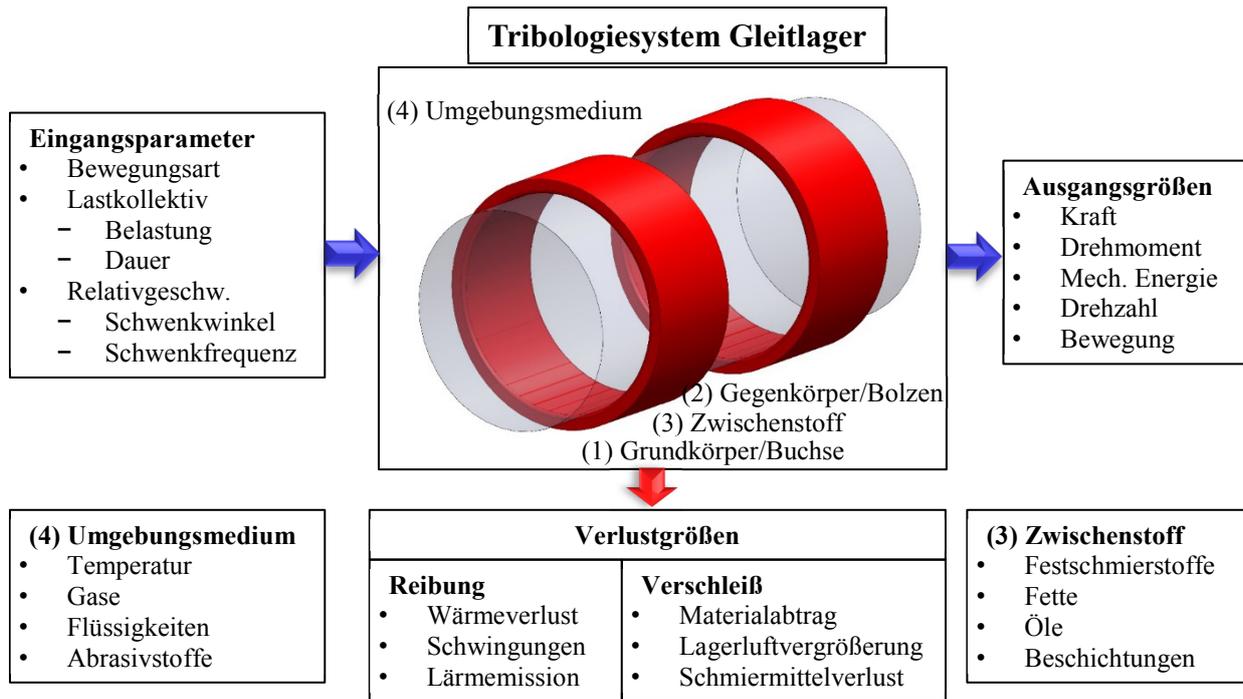


Bild 26: Schematische Darstellung des Tribologiesystems eines Gleitlagers mit Eingangs-, Ausgangs- und Verlustgrößen

Die Verlustgrößen, Reibung und Verschleiß, werden dabei durch verschiedene Mechanismen verursacht und bedingen weiterhin eine Wärme-, Schwingungs- und Schallquelle im Kontaktbereich. Die Reibungsmechanismen werden wie folgt nach ihrer Ursache eingeteilt und bewirken einen höheren Energieaufwand:

- 1) elastische Hysterese
- 2) plastische Deformationen
- 3) abrasive Beanspruchungen/Furchung
- 4) Trennung von adhäsiven Bindungen.

Eine elastische Hysterese ist durch das Materialverhalten des Grund- und Gegenkörpers und deren Steifigkeit bestimmt. Dem Hooke'schen Gesetz folgend beschreibt der E-Modul die elastische Verformbarkeit der Werkstoffe, welche von der Streckgrenze oder der 0,2%-Dehngrenze limitiert wird. Der Grund- und Gegenkörper nimmt folglich Verformungsenergie auf, welche zur Verlustgröße der Reibung zählt. Die plastische Deformation ist in Analogie zu betrachten, wobei die Reibpartner eine irreversible und plastische Verformung erleiden sowie Verformungsenergie über die Streckgrenze hinaus aufnehmen und ein weiterer Bewegungswiderstand resultiert. Eine abrasive Beanspruchung bewirkt ebenfalls eine erhöhte Reibung, indem plastische Verformungen im weicheren Reibpartner und beispielsweise Furchungen stattfinden. Oberflächen- und Härteeigenschaften bestimmen diesen Mechanismus entscheidend. Der letzt-

genannte Reibungsmechanismus tritt vorwiegend bei einer Festkörperreibung und einer unzureichenden Schmierung auf, sodass lokale Kaltverschweißungen oder chemische Verbindungen zwischen den Reibpartnern entstehen, welche über die Relativgeschwindigkeit getrennt werden und eine Erhöhung des Bewegungswiderstandes bewirken.

Die Verschleißmechanismen werden ebenfalls in vier Erscheinungsformen gegliedert:

- 1) Abrasion
- 2) Adhäsion
- 3) Oberflächenzerrüttung
- 4) Tribochemische Reaktion.

Allen Verschleißmechanismen gemein ist ein Materialabtrag an den Reibpartnern und somit die Schädigung der Bauteile hinsichtlich ihrer Geometrie und Funktion. Dabei kann der Verschleißbetrag linear W_L , planimetrisch W_q oder volumetrisch W_V gemessen werden. Ebenso sind die Angaben der Verschleißmasse W_m , des relativen Verschleißbetrages W_r und der Verschleißwiderstand R_V üblich. Weltweit hat sich der Verschleißkoeffizient k etabliert (Gl. (18)) [8], der einen volumetrischen Verschleißbetrag in Abhängigkeit der Belastung und des Gleitweges widerspiegelt.

$$k = \frac{W_V}{F_N \cdot s} \quad (18)$$

Der Verschleißmechanismus der Abrasion stellt ein weitverbreitetes Phänomen dar, dessen Ursache in hohen Härteunterschieden zwischen den Reibpartnern liegt sowie durch äußere Abrasivteilchen oder innere Verschleißpartikel bedingt ist. Der weichere Reibpartner wird mechanisch zerfurcht und es treten unter anderem die Mechanismen des Mikrospanens, -pflügens und -brechens auf. Die Adhäsion zwischen den Reibpartnern bedingt nicht nur eine Erhöhung der Reibung, sondern auch einen Materialübertrag zwischen den Reibpartnern, sodass ein Reibpartner oberflächlich kontinuierlich Material verliert und verschleißt. Der Materialübertrag kann durch atomare Verbindungen (Physisorption, Chemisorption) oder thermisch bedingten lokalen Verschweißungen zwischen den Werkstoffen auftreten, sodass oberflächlich Material herausgetragen wird. Die Oberflächenzerrüttung resultiert aus einer dauerhaften und intermittierenden Beanspruchung gleicher Kontaktstellen. Aus der Theorie der Hertz'schen Pressung ist bekannt, dass sich die maximale Beanspruchung im Material unterhalb der Kontaktoberfläche befindet und dort lokale Gitterverschiebungen sowie Risse entstehen. Weitere Belastungen bewirken ein Risswachstum bis zur Oberfläche und Materialausbrüche folgen. Begünstigt wird dieser Effekt durch viskose Schmiermittel im Kontakt, die in die Risse gepresst werden, lokale

Spannungen erzeugen und Materialausbrüche fördern. Der vierte Verschleißmechanismus beschreibt die chemische Reaktionsfreudigkeit zwischen den Reibpartnern, dem Zwischenstoff und dem Umgebungsmedium. Neben Zersetzungsprozessen und Oxidationen können harte Reaktionsprodukte wiederum den abrasiven Verschleiß verursachen oder verstärken.

Für eingehender Erklärungen und Modelle zur Reibung, zum Verschleiß, zum Tribologiesystem und Verschleißerscheinungsformen wird an dieser Stelle auf die Fachliteratur verwiesen und das Wissen als bekannt vorausgesetzt [3], [22]. Die Verlustgrößen, Reibung und Verschleiß, sind immer als Systemeigenschaften des Tribologiesystems und nicht als Werkstoffeigenschaft zu betrachten. Kleine Änderungen an den Eingangsparametern oder am Tribologiesystem können die Beträge der Reibung und des Verschleißes entscheidend beeinflussen.

Grundsätzlich treten auch bei keramischen Werkstoffen alle genannten Verschleißmechanismen auf, jedoch stark differenziert. Wird nur der Verschleiß der keramischen Gleitlagerbuchse betrachtet, sind nach aktuellem Stand der Technik die Abrasion und die tribochemische Reaktion aufgrund der hohen Härte und hohen chemischen Beständigkeit als untergeordnete Mechanismen zu betrachten und treten im Vergleich zu metallischen Werkstoffen nur im geringen Maß auf. Vielmehr werden keramische Verschleißpartikel dem Gegenkörper abrasiv zusetzen. Weiterhin bedingen die keramischen Eigenschaften im Vergleich eine geringere Adhäsionsneigung, da diese hohe Gitterbindungskräfte aufgrund der kovalenten oder ionischen Bindung aufweisen und damit weniger zu Kaltverschweißungen neigen. Den Hauptverschleißmechanismus bei keramischen Werkstoffen stellt die Oberflächenzerrüttung dar – insbesondere bei hohen mechanischen Beanspruchungen und hohen kinetischen Energieeinträgen. Basierend auf den Erkenntnissen aus dem Stand der Technik und im Vergleich zu heutigen Gleitlagerwerkstoffen bieten keramische Werkstoffe ein hohes Potenzial zur Verschleißreduktion. Dies begründet sich vorrangig in der hohen Härte der Hochleistungskeramiken, die die Härten von hochlegierten Stählen, Gusseisen und Hartmetallen sowie dem Abrasivstoff Quarzsand um den Faktor 1,0 bis 3,0 übersteigen können. In Bild 27 ist der Zusammenhang zwischen der Härte und der Bruchzähigkeit eines Werkstoffes und deren Einfluss auf den Verschleißwiderstand schematisch veranschaulicht. Bezogen auf die Werkstoffklasse der Keramik ist eine Hochleistungskeramik mit hoher Bruchzähigkeit zu bevorzugen.

Keramische Werkstoffe bieten weitere vorteilige Aspekte aufgrund ihrer chemischen und thermischen Beständigkeit sowie Korrosionsbeständigkeit für eine Gleitlageranwendung. Die Grenzen der zulässigen Umgebungsbedingungen werden weniger limitiert und erlauben eine Anwendung in säurehaltigen oder basischen Medien. Je nach Schmierungs-system sind die Einsatzgrenzen auch auf Vakuumanwendungen oder in oxidischen Umgebungen erweiterbar.

Ebenso ist die zulässige Umgebungstemperatur deutlich erhöht, da keramische Werkstoffe nur einen geringen Festigkeitsverlust bei steigender Temperatur aufweisen.

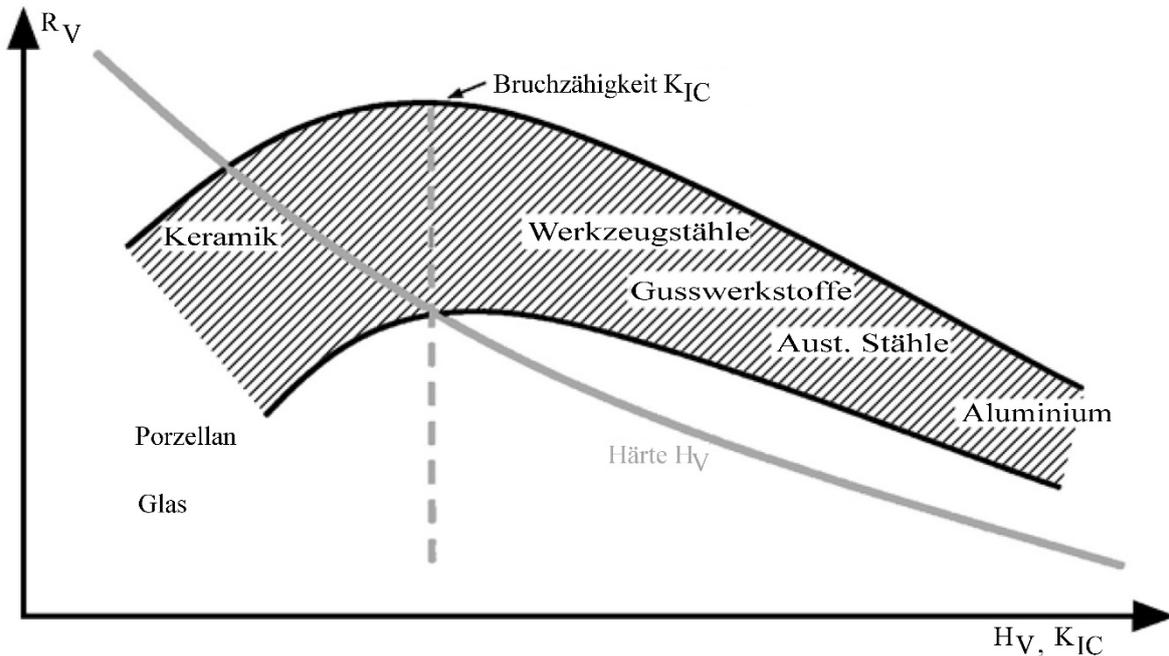


Bild 27: Schematischer Einfluss der Härte und der Bruchzähigkeit eines Werkstoffes auf dessen Verschleißwiderstand (ermittelt in einem definierten Modellsystem) [8]

5.2 Zusammenfassung tribologischer Kennwerte einer Si_3N_4 -Stahl-Paarung

Ergebnisse zum tribologischen Verhalten keramischer Werkstoffe liegen in großer Anzahl aus dem Stand der Technik und der Wissenschaft vor, die meist mittels Messungen an Tribometern gewonnen wurden. Neben der Betrachtung verschiedener werkstofflicher Tribokombinationen (Keramik/Keramik, Keramik/Stahl) werden üblicherweise ein oder zwei Eingangsparameter, wie beispielsweise die Oberflächengüte, Härte, Belastung, Gleitgeschwindigkeit, Temperatur et cetera variiert und deren Einfluss auf den Reibwert und Verschleiß untersucht. Erzielbare Gleitwege und damit die tribologische Lebensdauer eines Tribologiesystems werden bedauerlicherweise nicht betrachtet. Ebenso fehlt häufig eine Einsortierung der Ergebnisse zum Reibwert und Verschleiß in die Phasen des Reibwertverlaufes (Einlaufphase, Gleichgewichtszustand und Ausfall). In der Regel schließen sich nach den experimentellen Untersuchungen chemische und optische Analysen auf Mikroebene an, die mit Hilfe eines Rasterelektronenmikroskops und über Massenspektrografien umgesetzt werden. Aufgrund der Fülle der Studien soll nur auf relevante Untersuchungen eingegangen werden, die eine deduktive Entwicklung eines keramischen Gleitlagers für mobile Arbeitsmaschinen erlauben und sich auf den keramischen Werkstoff des Si_3N_4 konzentrieren. Tribologische Untersuchungen am Realbauteil sind nur wenig publiziert, sodass die Übertragbarkeit von Tribometerergebnissen auf Realbauteile nur

prognostiziert werden kann. Folgende Ausführungen können daher lediglich eine Basis zur Entwicklung eines Tribologiesystems bilden und die Schlussfolgerungen sowie theoretischen Gedanken (Kapitel 5.3) sind zwingend mit Messungen (Kapitel 5.4) zu validieren.

Aus der Veröffentlichung von Yust und Carignan geht hervor [23], dass erste tribologische Messungen hinsichtlich des Gleitverschleißes zu Hochleistungskeramiken um 1975 publiziert wurden. 1984 erweiterten Yust und Carignan den Wissensstand mit ihren Messungen zu den keramischen Werkstoffen PSZ, SiC, Si₃N₄, ZTA und Al₂O₃ hinsichtlich der Reibung und des Verschleißes mit Hilfe eines „pin-on-disc“-Tribometers. Dabei wurden die keramischen Werkstoffe ungeschmiert gegen sich selbst und untereinander gerieben. Die Normalkraft betrug 9 N bei einer Gleitgeschwindigkeit von 0,3 m/s. Als Eingangsparameter wurde die Umgebungstemperatur von Raumtemperatur bis 425 °C variiert. Im Ergebnis stehen Reibwerte für den Werkstoff Si₃N₄, die sich auf 0,7 bis 1,0 belaufen. Im Minimum beträgt der Verschleißkoeffizient $2,5 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3/\text{Nm}$ für eine Si₃N₄/PSZ-Kombination bei Raumtemperatur. Der maximale Verschleißkoeffizient von $1 \cdot 10^{-3} \text{ mm}^3/\text{Nm}$ wurde bei einer Kombination aus Si₃N₄/Si₃N₄ gemessen.

In Untersuchungen des Bundesamtes für Materialforschung wurden 1990 u. a. von Woydt tribologische Messungen an Si₃N₄-Proben durchgeführt [24]. Dabei wurden der Reibwert und der Verschleiß mit Hilfe eines „pin-on-disc“-Tribometers ermittelt und der Einfluss verschiedener Herstellungsverfahren der Si₃N₄-Proben sowie der Einfluss der Umgebungstemperatur von Raumtemperatur bis 1.000 °C bei verschiedenen Gleitgeschwindigkeiten ($v = 0,05$ bis $3,5 \text{ m/s}$) und bei einer Kraft von 10 N bestimmt. Die ungeschmierte Tribopaarung aus Si₃N₄/Si₃N₄ wies bei Raumtemperatur einen Reibwert in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit von 0,5 bis 0,7 auf, wobei das Minimum bei einer Gleitgeschwindigkeit von 0,1 m/s zu finden ist. Das Verschleißvolumen beträgt $0,03 \text{ mm}^3$ bei einem Gleitweg von 1.000 m und bei einer Gleitgeschwindigkeit von 0,05 m/s. Die Si₃N₄-Kugeln versagten dabei meist durch pittings.

1992 untersuchten Andersson und Holmberg ungeschmierte Tribologiesysteme aus Al₂O₃, PSZ, SiC und Si₃N₄, welche auf sich selbst oder gegen Stahl in einer „pin-on-disc“-Apparatur gerieben wurden [25]. Die Normalkraft betrug 10 N bei einer Gleitgeschwindigkeit von 0,2 m/s. Sie beschreiben einen stabilen Reibwert bei einer Si₃N₄/Si₃N₄-Paarung von 0,67 und einen Verschleißkoeffizienten von $2,46 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3/\text{Nm}$ auf der Kugelseite sowie von $17,6 \text{ mm}^3/\text{Nm}$ auf der Scheibe. Interessant ist der Unterschied in der Kombination aus Si₃N₄/Stahl, wobei der Stahl als Kugel oder als Scheibe ausgeführt wurde. Besteht die Scheibe aus Stahl, ist ein stabiler Reibwert von 0,82 zu messen. Umgekehrt beträgt der stabile Reibwert 0,68 bei einer Stahlku-

gel, die auf einer Si_3N_4 -Schleibe reibt. Die geometrische Ausführung der Reibpartner beeinflusst somit den Reibwert und das Systemverhalten in entscheidender Weise. Werden die Verschleißkoeffizienten betrachtet, ist ein höherer Verschleiß am Si_3N_4 -Reibpartner mit $10,5 \text{ mm}^3/\text{Nm}$ festzustellen. Während des Verschleißes bildet sich eine Si_3N_4 Schicht auf dem Stahl, sodass Si_3N_4 auf sich selbst reibt. Aus der Quelle ist leider nicht ersichtlich welcher „Stahl“ genutzt wurde und welche Härte- und Rauigkeitswerte die Proben aufwiesen.

Wie im Kapitel 2.3 beschrieben haben Ketting, Woydt et al. Monolithische Keramiken in Buchsen von Gleisketten untersucht. Auf die Reibwerte geht die Quelle bedauerlicherweise nicht weiter ein. Ketting, Woydt et al. konstatierten große Unterschiede zwischen den Werkstoffkombinationen hinsichtlich des Verschleißkoeffizienten, bis hin zu teils nicht messbaren Verschleißkoeffizienten bei bestimmten Paarungen. Generell wurden geringe Verschleißkoeffizienten von kleiner als $1 \cdot 10^{-4} \text{ mm}^3/\text{Nm}$ gemessen und die Stahllegierungen 35MnCr5 und GS37Mn5N favorisiert. Weiterhin wurde eine Verringerung des Verschleißes aufgrund des Einflusses von Quarzsand gemessen, da dieser als „Rollkörper“ zwischen dem Lagerspalt fungiert und den Reibwert herabsetzt. Ebenso wurde ein geringerer Verschleiß beim ZrO_2 gegenüber Si_3N_4 gemessen, obwohl ZrO_2 eine geringere Härte aufweist. Das Verhalten wird mit der höheren Bruchzähigkeit des ZrO_2 begründet (Siehe Bild 27).

5.3 Möglichkeiten zur Reibwert- und Verschleißreduzierung

Gemäß aktuellem Stand der Wissenschaft zum tribologischen Verhalten keramischer Werkstoffe kann ein hoher Verschleißwiderstand mit einem keramischen Gleitlager erzielt werden. Jedoch sind aus energetischen, ökonomischen, mechanischen und tribologischen Aspekten Maßnahmen zur Reibwertreduzierung zwingend notwendig, um einen typischen Reibwert einer Si_3N_4 /Stahl-Paarung von rund 0,70 auf einen Reibwert von kleiner als 0,20 zu verringern. Weiterhin wird das Ziel eines wartungsfreien Gleitlagers weiterverfolgt, sodass eine fluidfreie Lebensdauerschmierung anzustreben ist, um ein Schmiermittelaustritt in die Umwelt und manuelle Nachschmierzyklen oder Zentralschmieranlagen zu vermeiden. Zur Erreichung des Zieles bieten sich Festschmierstoffe an, die grundlegend in vier Werkstoffklassen eingeteilt werden:

- 1) Verbindungen mit Schichtgitterstruktur
- 2) Oxidische und fluoridische Verbindungen
- 3) Weiche Metalle
- 4) Polymere.

Typische Vertreter der Verbindungen mit Schichtgitterstruktur sind Molybdändisulfid (MoS_2) und Graphit (C). Beide Stoffe bilden eine hexagonale Schichtgitterstruktur mit gleitfähigen Ebenen aus und bilden eine Trennschicht zwischen den Reibpartnern (Bild 28). MoS_2 weist besonders geringe Reibwerte auf harten Substraten auf ($\mu < 0,07$) [3], das der keramischen Zielanwendung entgegenkommt. Weiterhin bietet das MoS_2 eine bessere Haftfähigkeit gegenüber dem Graphit auf metallischen Oberflächen aufgrund der Nebenvalenzen des Schwefels, sodass eine gute Haftung auf dem Bolzen zu erwarten ist. Eine MoS_2 -Schmierung ermöglicht eine Anwendung im Vakuum, wohingegen Graphit im Vakuum seine Schmierwirkung aufgrund fehlender Flüssigkeitsfilme verliert und weist eine Tem-

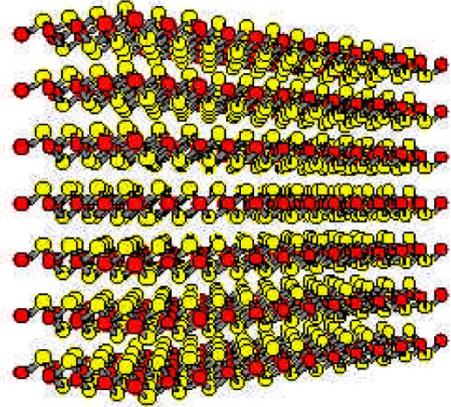


Bild 28: Gitterstruktur des MoS_2 als Schichtgitter mit beidseitigen Schwefellagen (gelb) und innerer Molybdänlage (schwarz) [30]

peraturbeständigkeit von -180 °C bis $+450\text{ °C}$ unter atmosphärischen Bedingungen auf. Vorteilhaft für die Anwendung in einem oszillierenden Gleitlager mit hohen Flächenpressungen und sehr geringen Gleitgeschwindigkeiten ist die geringere Empfindlichkeit des MoS_2 gegenüber hohen Flächenpressungen. Die Relativgeschwindigkeit hat einen stärkeren Einfluss auf die Lebensdauer einer MoS_2 -Trennschicht [3]. MoS_2 ist in vielfältiger Form am Markt erhältlich (pulverförmig, lufthärtender Gleitlack, hitzhärtender Gleitlack).

Vertreter der oxidischen und fluoridischen Verbindungen sind beispielsweise Bleioxid (PbO), Zinkoxid (ZnO) oder Kupferoxid (CuO). Spezielle Pasten werden am Markt unter dem Begriff „Weiße Festschmierstoffe“ gehandelt, die die genannten Metalloxide und anorganische Verbindungen enthalten. Sie sind besonders für oszillierende Anwendungen geeignet, weisen jedoch eine höhere Scherfestigkeit als Verbindungen mit Schichtgitterstruktur auf, sodass Reibwerte von ungefähr 0,1 erreicht werden können. Weiche Metalle sind klassische Elemente, die im Bereich der Gleitlager Anwendung fanden und finden, um den Reibwert zu reduzieren oder günstigere Notlaufeigenschaften zu erzielen. Hierzu zählen unter anderem Blei (Pb), Indium (In) oder Silber (Ag), die mittlerweile aufgrund ihrer toxischen Wirkung zum Teil gesetzlichen Regelungen unterliegen. Weiterhin werden nur mäßige Reibwerte ungefähr 0,2 bis 0,5 im Trockenlauf erzielt. Zur vierten Werkstoffklasse der Festschmierstoffe zählen die Polymere, wie beispielsweise Polytetrafluorethylen (PTFE) oder Polyamid (PA), die heutzutage Anwendung in wartungsfreien Gleitlagern in Form von Gleitschichten finden und organische Verbindungen abbilden. Die Einsatzgrenzen sind aufgrund der geringen thermischen Beständigkeit auf 150 °C

(maximal 280°C) eingeschränkt. Weiterhin sind polymere Gleitschichten vor Abrasivteilchen zu schützen und weisen einen Reibwert von 0,02 bis 0,25 auf [4].

Allen Festschmierstoffen ist eine Trennschichtbildung zwischen dem Grund- und Gegenkörper des tribologischen Systems gemein. Wird die Trennschicht verschleißbedingt und kontinuierlich abgebaut, bricht die Schmierwirkung gleichermaßen zusammen und der ursprüngliche Reibwert zwischen Si_3N_4 und Stahl von ungefähr 0,7 stellt sich ein. Zur Erzielung einer Lebensdauerschmierung stehen verschiedene Applikationsmöglichkeiten des Festschmierstoffes zur Verfügung. Dabei sind Herstellverfahren verschiedener Haftfähigkeiten, eine kontinuierliche Zufuhr aus Schmierdepots oder selbstschmierende und -regenerierende Werkstoffe beziehungsweise Trennschichten denkbar. Folgend sind vier Applikationsmöglichkeiten aufgeführt, die in einem keramischen Gleitlager zur Anwendung kommen können und mit am Markt erhältlichen Festschmierstoffen herstellbar sind:

- 1) Lufttrocknende Gleitlacke oder Sprays
- 2) Hitzehärtende Gleitlacke
- 3) Dotierung des keramischen Werkstoffes
- 4) Schmierdepots oder -taschen.

Lufttrocknende Gleitlacke oder Sprays bieten die einfachste Möglichkeit zur Bildung einer MoS_2 -Trennschicht zwischen dem Grund- und Gegenkörper. Vortests mit einem MoS_2 -Spray² belegten die Wirksamkeit und das Potenzial der Festschmierstoffe, sodass ein Reibwert von 0,15 bis 0,20 realisiert wurde. Es wird jedoch nur eine unzureichende tribologische Lebensdauer beziehungsweise ein unzureichender ermöglicht.

Hitzehärtende Gleitlacke werden ebenfalls über das Verfahren des Tauchens oder Spritzens appliziert und sind nach einer kurzen Trocknungsphase einer thermischen Behandlung zu unterziehen. Die Haftung auf dem Substrat wird verfahrensbedingt erhöht und die Festschmierstoffe sind in einer Polymermatrix, beispielsweise Epoxidharz, gebunden. Die tribologische Lebensdauer und der erreichbare Gleitweg werden verlängert, jedoch ist nach dem Verschleiß der Trennschicht ein erneuter Anstieg des Reibwertes zu erwarten.

Die dritte Applikationsmöglichkeit der Festschmierstoffe erlaubt eine dauerhafte und selbstregenerierende Trennschicht, indem reibwertreduzierte Elemente in den keramischen Werkstoff dotiert werden. Der Herstellungsprozess keramischer Bauteile ermöglicht eine individuelle und gezielte Dotierung im ersten Fertigungsschritt, der Pulver- und Masseaufbereitung, um eine gewünschte Konzentration des Festschmierstoffes im Endprodukt zu erhalten. Somit kann ein

² Molybkombin UMF T4 Spray (Spray mit MoS_2 , organischer Binder, Lösemittel Aceton)

selbstschmierender Werkstoff erzeugt werden, der in jeder Verschleißtiefe eine neue Trennschicht generiert und ein reduziertes Reibwertniveau hält. Als Herausforderung und Begrenzung ist der Sinterprozess bei der Keramikherstellung anzusehen, welcher bei Si_3N_4 in einem Temperaturbereich von circa 1.700 °C liegt und in einer Stickstoffatmosphäre stattfindet. Thermische Zersetzungen oder chemische Reaktionen mit dem Grundwerkstoff verhindern den Einsatz zahlreicher Festschmierstoffe, wie Graphit oder MoS_2 [26]. Lediglich weiche Metalle oder Metalloxide, wie CuO , sind zur Dotierung geeignet. Pasaribu berichtet in seiner Dissertation aus dem Jahr 2005 über Al_2O_3 und ZrO_2 , welches mit CuO dotiert und gegen Al_2O_3 gerieben wurde [27]. Bei der Paarung $\text{Al}_2\text{O}_3(\text{CuO})/\text{Al}_2\text{O}_3$ kann eine Reibwertreduzierung von 0,7 auf 0,4 erzielt werden. Eine ähnlich positive Wirkung kann bei der Paarung $\text{ZrO}_2(\text{CuO})/\text{Al}_2\text{O}_3$ gemessen werden und eine Reduktion des Reibwertes von 0,8 auf 0,2 bis 0,3 ist möglich. In einer weiteren Quelle [28] beschreiben u. a. Ran und Winnubst im Jahr 2009 eine ZrO_2 -TZP-Keramik, bei der ebenfalls eine Dotierung mit CuO erfolgte. In tribologischen Messungen sind geringe Verschleißkoeffizienten von kleiner als $10^{-6}\text{ mm}^3/\text{Nm}$ messbar und Reibwerte zwischen 0,2 und 0,3 realisiert. Der Weg der Dotierung mit ausgewählten Festschmierstoffen verspricht eine dauerhafte Schmierung bei moderaten Reibwerten. Da das Ziel eines Reibwertes von unter 0,2 gesetzt ist, erfolgt die Umsetzung der vierten und schmierdepotgebundenen Applikationsmöglichkeit.

Zur Erzeugung einer Lebensdauerschmierung können oberflächliche Schmierdepots verschiedener Geometrie erzeugt sowie mit Festschmierstoff gefüllt werden und somit eine kontinuierliche Schmiermittelfreigabe im Wechselspiel mit dem Verschleiß ermöglichen. Studien aus dem Jahr 2012 und 2013 von Youqiang, Jianxin et al. beschreiben ein Tribologiesystem bestehend aus einer Si_3N_4 -Flachprobe mit mikrostrukturierten Schmierdepots und einer Stahlkugel ($\varnothing 9,5\text{ mm}$) [29], [30]. Die Umsetzung der Schmierdepots erfolgte mittels eines YAG-Lasers in zwei Konfigurationen in Form von Querfugen oder Zickzack-Fugen (Bild 29). Dabei weisen die quer zur oszillierenden Gleitrichtung angeordneten Schmierfugen eine Tiefe und Breite von rund $50\text{ }\mu\text{m}$ auf und der Schmierfugenabstand beträgt rund $200\text{ }\mu\text{m}$. Als Referenz dient eine Si_3N_4 -Flachprobe ohne Schmierdepots. Alle drei Konfigurationen wurden mit und ohne MoS_2 hinsichtlich des Reibwertes und des Verschleißes untersucht. Dabei variiert die Normalkraft von 15 bis 60 N ($p_{\text{Hertz}} = 1.333\text{ bis }2.117\text{ N/mm}^2$) und die Gleitgeschwindigkeit von 2 bis 10 mm/s, das den Anforderungen eines Gleitlagers ähnelt. Werden die Tribologiesysteme der MoS_2 -geschmierten Proben betrachtet, sind positive Effekte hinsichtlich des Reibwertes, des Verschleißes und des erzielbaren Gleitweges festzustellen. Im Vergleich mit der MoS_2 -geschmierten Referenzprobe, die einen Reibwert von 0,15 bis 0,22 bedingt, zeigen die zusätzlich

laserstrukturierten Proben durchweg einen nochmals reduzierten Reibwert unter allen Last- und Gleitgeschwindigkeitskombinationen. Im Minimum ist ein niedriger Reibwert von rund 0,07 erzielbar, wobei die Zickzack-Fugen auf Basis der größeren Schmierlängen pro Schmierfuge den niedrigsten Reibwert ermöglichen. Ebenso ist der Verschleiß des Gegenkörpers gegenüber der Referenzprobe um den Faktor 0,96 bis 0,29 in Abhängigkeit des aufgezeigten Lastkollektives reduziert, sodass mit MoS₂ gefüllte Schmierfugen den Verschleißkoeffizienten senken. Auch der Aspekt der erhöhten Hertz'schen Pressung, bedingt durch die Laserstrukturen und der einhergehenden Kontaktflächenverkleinerung, hat auf den Verschleiß keine negativen Auswirkungen. Im Vergleich zur Referenzprobe, bei der die Trennschicht relativ schnell zerstört wird, zeigt sich ein weiterhin niedriges und konstantes Reibwertniveau durch die Schmierdepots. In den Untersuchungen von Youqiang, Jianxin et al. sind die Experimente auf 450 Zyklen (9.000 mm) begrenzt, sodass keine Aussagen zur Gesamtlebensdauer, sondern nur Tendenzen ableitbar sind (Bild 29). Offene Fragen bestehen zur Schmierdepotform sowie zur Schmierdepotbreite, -tiefe und zum -abstand, da nur zwei definierte Konfigurationen untersucht und keine geometrischen Eingangsparameter variiert wurden. Es ist lediglich ein positiver Effekt der Schmierdepots in Kombination mit einem Festschmierstoff zur Reibwertreduzierung eines keramischen Werkstoffes experimentell nachweisbar.

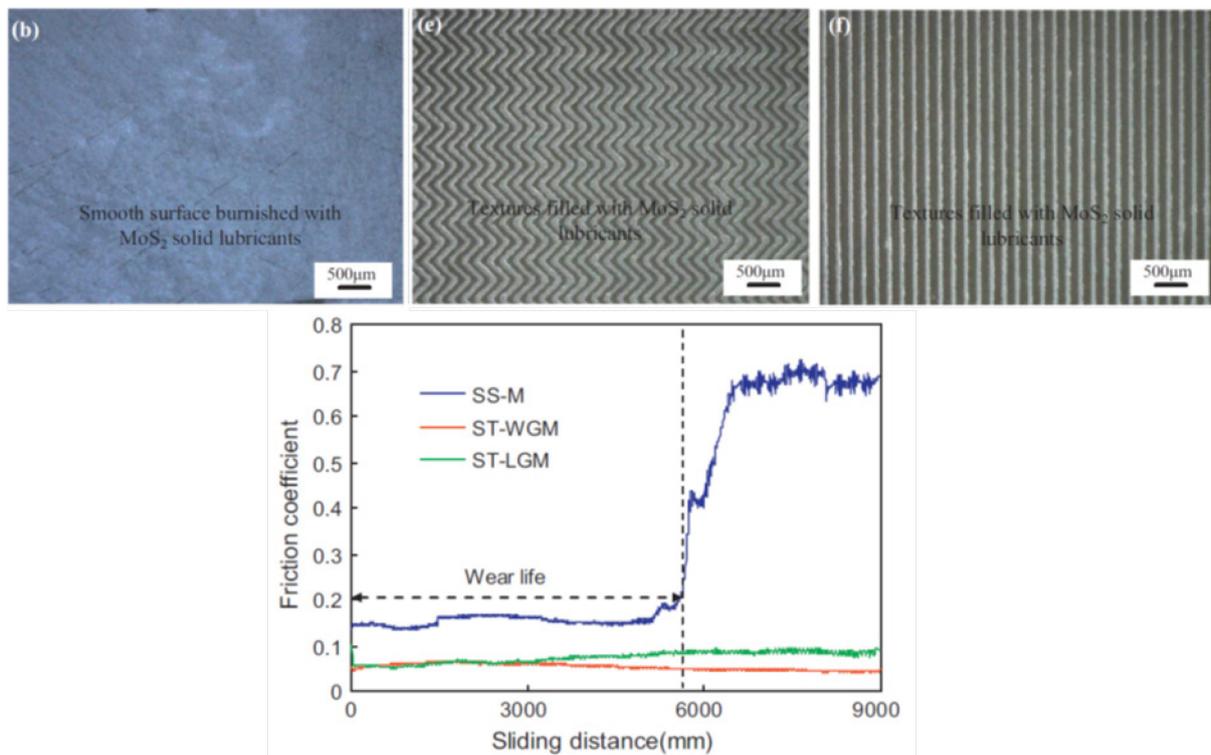


Bild 29: Schmierdepotkonfigurationen mit MoS₂ der Referenzprobe (o. l.) und der beiden laserstrukturierten Proben (Zickzack-Fugen o. m., Querfugen o. r.) auf einer Si₃N₄-Flachprobe. Reibwertverlauf der aufgeführten Konfigurationen bei einer Normalkraft von 45 N und einer Gleitgeschwindigkeit von 5 mm/s (u., blau: Referenzprobe, rot: Zickzack-Fugen, grün: Querfugen) [29]

Ein weiterer Vorteil der Schmierdepots ist die Kompensation der fehlenden Einbettfähigkeit eines keramischen Gleitlagers. Unter der Einbettfähigkeit wird die Möglichkeit verstanden, Verschleiß- oder Abrasivteilchen im Grund- oder Gegenkörper oberflächlich einzulagern, damit diese keine weitere Abrasion im Kontakt bewirken und das Gleitlager nicht zusätzlich schädigen. Je nach Laserstruktur kann diese Funktion von den Schmierdepots übernommen werden, um vor allem die harten Verschleißpartikel des keramischen Werkstoffes einzubetten und aus dem Kontakt zu nehmen. Ein weiterer Abtransport der Verschleißpartikel ist durch die Balligkeit des Bolzens hin zu den Stirnseiten unterstützt.

Ist die Trennschicht lädiert, kann eine Regenerierung auf Basis der Schmierdepots über drei Mechanismen erfolgen. Zum einen kann eine Schmiermittelzufuhr durch die oszillierende Gleitbewegung des Bolzens aus den Randbereichen in den Kontakt erfolgen. Die beiden weiteren Mechanismen setzen einen Verschleiß am Grund- oder Gegenkörper voraus, um neuen Festschmierstoff aus den Schmierdepots zu erhalten (Bild 30). Der erste Verschleißmechanismus beruht auf dem kontinuierlichen oder intermittierenden Abbau des Tribopartners in Richtung der Schmierdepottiefe Δz , sodass der Festschmierstoff direkt in den Kontakt gelangt und die Trennschicht regeneriert. Der zweite Verschleißmechanismus bewirkt eine indirekte Festschmierstofffreigabe, indem die Verschleiß- oder Abrasivteilchen in die Schmierdepots gepresst werden (Siehe Einbettfähigkeit) und in der Folge den Festschmierstoff aus den Schmierdepots in den Kontakt verdrängen. Dieser Mechanismus birgt gleichzeitig die Gefahr, dass die Schmierdepots sich mit Verschleiß- und Abrasivteilchen noch vor Freigabe des kompletten Depotinhalts zusetzen, wenn die Depotbreite und -tiefe in einem ungünstigen Verhältnis zueinander stehen.

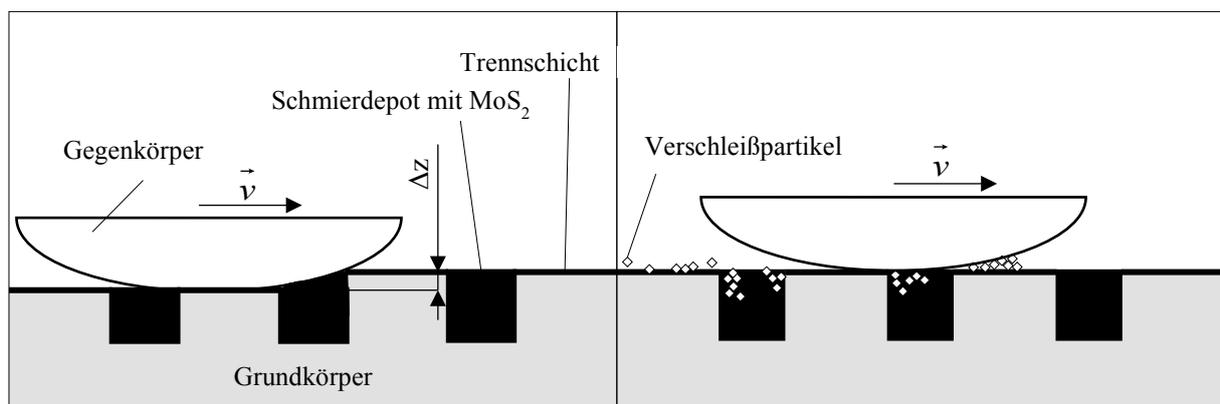


Bild 30: Schematische Darstellung des ersten und zweiten Verschleißmechanismus zur Freigabe von depotgebundenen Festschmierstoffen

Zur Vervollständigung des Tribologiesystems des keramischen Gleitlagers ist neben der keramischen Gleitlagerbuchse der Gegenkörper in Form des Bolzens zu betrachten. Bedingt durch

die hohen Belastungen in mobilen Arbeitsmaschinen ist der Bolzen weiterhin aus einer hochfesten Stahllegierung zu fertigen, um den Beanspruchungen standzuhalten. Für hochbeanspruchte Gleitlagerstellen hat sich der Vergütungsstahl 42CrMo4 etabliert, auf den auch hier zurückgegriffen wird. Da keramische Werkstoffe allgemein eine hohe Härte aufweisen, ist am Stahlbolzen eine Beschichtung vorzusehen, um einen zu großen Härteunterschied der Tribopaarung und eine Verschleißhochlage des Stahlbolzens zu vermeiden. Nach Untersuchungen von Rabinowicz (1977) ist ein Härteunterschied kleiner 20 % anzustreben, um eine abrasivbedingte Verschleißhochlage des Grund- oder Gegenkörpers zu vermeiden [31]. Diese Erkenntnis basiert auf metallischen Werkstoffen bei Beaufschlagung mit Abrasivteilchen und stellt somit eine Vereinfachung für keramische Werkstoffe dar. Nichtsdestotrotz bietet ein hohes Härteniveau des Grund- und Gegenkörpers den Vorteil, dass zwischen dem härtesten Abrasivstoff im Feldeinsatz (Quarzsand HV ~ 760 bis 1.200) eine Parität herrscht oder dessen Härte übertroffen wird. Übliche Härteverfahren im Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen stellen die thermischen Verfahren des Nitrierens und Randschichthärtens sowie das galvanische Verfahren des Hartverchromens dar. Weitere Beschichtungsverfahren, wie eine Keramikbeschichtung, eine DLC-Beschichtung oder sogenannte Hardide, sind denkbar. Aus ökonomischen und technologischen Vorteilen wird das Hartverchromen angewendet. Es bietet die Möglichkeit zur Ausbildung einer gewünschten Schichtdicke, ohne dass ein thermischer Verzug des Bolzens eine zusätzliche Nachbearbeitung erfordert. Die erzielbaren Härtewerte des Hartchroms sind zudem unabhängig vom Grundwerkstoff, das einen großen Nachteil des Nitrierens darstellt. Hartchromschichten erreichen Härtewerte von 900 bis 1.200 nach Härte-Vickers und dienen gleichzeitig als Korrosionsschutz. Weiterhin besteht eine Temperaturbeständigkeit bis 400 °C, eine geringe Adhäsionsneigung und eine gute Oberflächengüte. Die Schichtdicke kann von 5 µm bis größer als 250 µm den Verschleißanforderungen angepasst und bei Bedarf nach einem Einsatz erneuert werden [32].

5.4 Experimentelle Analyse des Tribologiesystems

5.4.1 Tribologiesystem und Abbruchkriterien

Die theoretisch gefassten Gedanken sind zur Beschreibung des tribologischen Systemverhaltens zwingend experimentell zu untersuchen und das Tribologiesystem sowie die Eingangsgrößen detailliert zu beschreiben. Zur Erzielung einer möglichst langen tribologischen Lebensdauer wird auf das Konzept der laserstrukturierten Schmierdepots in Kombination mit einem

MoS₂-haltigen Festschmierstoff zurückgegriffen, um ein wartungsfreies Gleitlager mit niedrigen Reibwertniveau zu erlangen. Einen Überblick zum vollständigen Tribologiesystem vermittelt Bild 31, wobei die Mikrolaserstrukturen in ihrer Geometrie und dem Applikationsort, Gleitlagerbuchse oder Bolzen, variiert werden (Kapitel 5.4.2). Das Tribologiesystem stellt ein geschlossenes System dar, da Grund- und Gegenkörper oszillierend dieselben Kontaktbereiche tribologisch beanspruchen. Dies ist nicht zu verwechseln mit dem vorliegenden Dichtungssystem, welches ein offenes System darstellt und somit keine Dichtelemente vorhanden sind. In Folge wirken die atmosphärischen Bedingungen der Umgebungstemperatur und -feuchtigkeit im Kontakt. Außerdem sind Verschleiß- und Festschmierstoffpartikelströme über die Systemgrenze des Gleitlagers hinaus möglich.

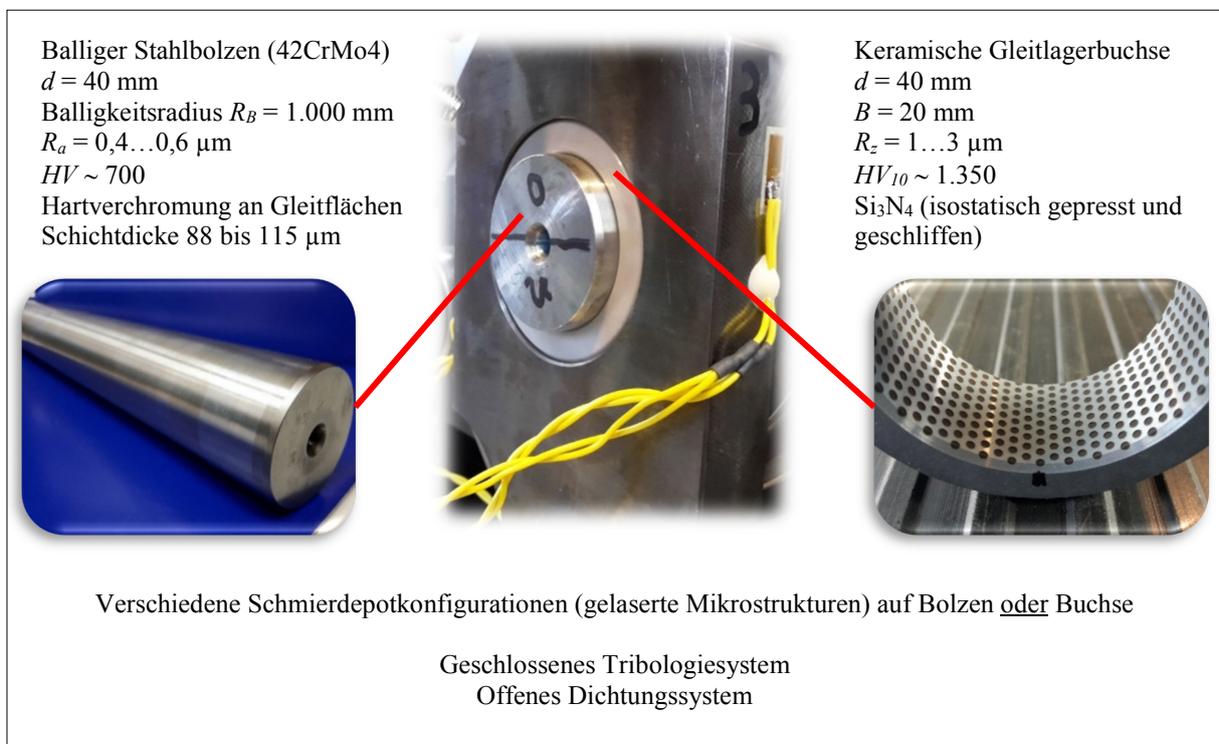


Bild 31: Darstellung des realen Tribologiesystems auf der Prüfvorrichtung mit einer Übersicht zu den Probeneigenschaften der Nenngröße $\varnothing 40 \text{ mm}$ (beispielhafte Laserstruktur auf der Gleitlagerbuchse)

Die Erfassung tribologisch relevanter Messdaten erfolgt mit Hilfe der Prüfvorrichtung „Koppelstange“ (Kapitel 4.5.1), da eine freie Zugänglichkeit der keramischen Gleitlager vorliegt und eine Temperaturmessung am Außendurchmesser der Gleitlagerbuchse möglich ist. Die einzelnen Lagertemperaturen erlauben eine Rückrechnung und Abschätzung des vorliegenden Reibwertes im einzelnen Gleitlager aus dem gemessenen und gemittelten Reibwert, der paarweise angeordneten Gleitlager. Die Messung des linearen Verschleißes erfolgt für jedes Gleitlager über ein Lasermessgerät, welches die vertikale Verschiebung des Bolzens während des Versu-

ches aufzeichnet. Das Verschleißvolumen wird analytisch über geometrische Beziehungen berechnet sowie der auf die Belastung und den Gleitweg bezogene Verschleißkoeffizient abgeleitet. Die wirkende Belastung und der momentane Gleitweg werden ebenfalls aufgezeichnet sowie die Umgebungsbedingungen der relativen Luftfeuchte und Temperatur.

Grundsätzlich wird der komplette Reibwertverlauf und somit die gesamte tribologische Lebensdauer der Proben aufgezeichnet. Fällt eines der zwei Gleitlager aus, wird der Versuch abgebrochen. Pro Konfiguration werden folglich zwei Proben gleichzeitig zur minimalen statistischen Absicherung untersucht, wovon die schlechtere Probe das Ergebnis limitiert und somit von konservativen Messergebnissen auszugehen ist. Als Abbruchkriterien der Versuche werden drei Kenngrößen definiert:

- 1) Linearer Verschleiß $\Delta z \geq 0,30$ mm
- 2) Lagertemperatur am Außendurchmesser $\vartheta_L \geq 80$ °C
- 3) Mittlerer Reibwert $\mu_m \geq 0,40$.

Der lineare Verschleiß orientiert sich an Kennwerten aus der Industrie, die eine Vergrößerung des radialen Betriebsspiels in Abhängigkeit des Nenndurchmessers vorgeben, an dem ein Gleitlager als verschlissen gilt. Hierzu ist als Richtwert 0,4 % des Nenndurchmessers bei einer Stahl/Stahl-Gleitpaarung zu nutzen. Wird der Probennendurchmesser von 40 mm zugrunde gelegt, ergibt sich ein zulässiger linearer Verschleiß von 0,16 mm. Zur Erlangung weiterer Erkenntnisse hinsichtlich des Verschleißverlaufes, Reibwertes und des Einflusses der Hartchromschicht wird das Abbruchkriterium auf 0,3 mm vergrößert.

Das zweite Abbruchkriterium ist eine thermische Begrenzung der Versuche, um tribologische Nebeneffekte aufgrund einer hohen Lagertemperatur zu vermeiden, die das Messergebnis verfälschen und übliche Betriebstemperaturen im Feldeinsatz überschreiten würden. Um eine thermische Zerstörung des Hartchroms zu vermeiden sind Blitztemperaturen von über 400 °C unzulässig. Analytische Berechnungen nach dem Modell von Blok ergeben lokale Übertemperaturen von 15 bis 21 K für die angewendeten Lastfälle. Es ist zu bemerken, dass das Berechnungsmodell nach der Theorie von Blok nur bedingt für keramische Werkstoffe gilt. Zur Einhaltung des Temperaturlimits von 80 °C ergeben transiente numerische Modelle, dass eine Verlustleistung und somit Reibwärme von circa 90 W pro Probegleitlager induziert werden darf. Diese Angabe erlaubt eine Limitierung der Belastung oder Gleitgeschwindigkeit in Abhängigkeit des Reibwertes nach Gleichung (19).

$$P = \frac{\Delta W}{\Delta t} = \mu \cdot F_N \cdot v \quad (19)$$

Neben den verschleißbedingten und thermischen Abbruchkriterien limitiert das letzte Abbruchkriterium die Verlustgröße der Reibung. Trotz dass ein Gleitlager bei einem Reibwert von 0,20 bis 0,25 als verschlissen gilt, ist die Begrenzung bewusst erhöht, um etwaige weitere Erkenntnisse zum Reibwertverlauf eines keramischen Gleitlagers zu erlangen und um Erkenntnisse zu wenigstens einem Probegleitlager zu gewinnen, falls eines der beiden Probegleitlager einen „Ausreißer“ darstellt.

Zur Nachvollziehbarkeit der gewonnenen Ergebnisse zum tribologischen Verhalten eines keramischen Gleitlagers ist in Bild 32 exemplarisch ein typischer Reibwertverlauf dargestellt. Die tribologische Lebensdauer ist maßgeblich von der Funktionsfähigkeit der Trennschicht bestimmt, welche direkt den Reibwert beeinflusst. Wird die Trennschicht abgebaut, steigt der Reibwert an. Umgekehrt sinkt, stagniert oder verlangsamt sich der Reibwertanstieg in Abhängigkeit der Schmierdepotkonfiguration, wenn die Trennschicht durch den einhergehenden Verschleiß und dem freiwerdenden Festschmierstoff aus den Schmierdepots regeneriert wird. Hohe Verschleißraten treten erst nach Versagen der Trennschicht auf, bis das Abbruchkriterium der Verschleiß- oder Reibwertgrenze greift. Grundlegend ist der Reibwertverlauf in vier Phasen einteilbar, die den Einlauf, den Gleichgewichtszustand, den Trennschichtabbau in Abhängigkeit der Schmierdepotkonfiguration und den schnellen Trennschichtausfall beschreiben. Weiterhin erfolgt eine Einteilung in sechs Reibwertniveaus von 0,06 bis 0,25, um weitere Auswertungen zu ermöglichen und individuelle Ausfallgrenzen hinsichtlich des Reibwertes zu definieren.

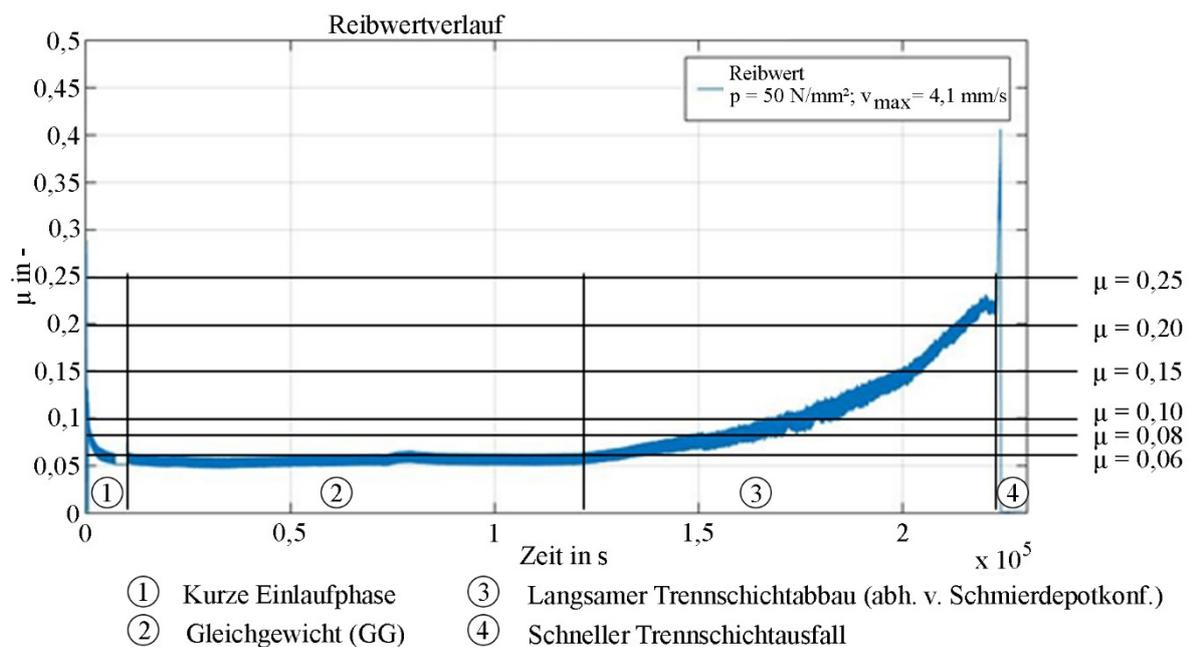


Bild 32: Typischer und vierphasiger Reibwertverlauf eines keramischen Gleitlagers mit laserstrukturierten und festschmierstoffgefüllten Schmierdepots

5.4.2 Tribologische Proben und Messprogramm

Zur eindeutigen Beschreibung des Tribologiesystems ist eine detaillierte Charakterisierung der Proben Grundvoraussetzung. Die Angaben zu den Maß-, Form- und Lagetoleranzen sowie zu den Oberflächenqualitäten sind im Anhang 7 zu den einzelnen Proben aufgelistet. Ebenso sind dort die Härte- und Bruchzähigkeit zu den Proben und Zeichnungen zu finden. Eine Gesamtübersicht zum Spektrum der Proben wurde bereits in Bild 31 gegeben. Ausstehend ist eine Charakterisierung der gelaserten Mikrostrukturen, die oberflächliche Schmierdepots auf der Gleitlagerbuchse oder dem Bolzen abbilden. Zur universellen und analytischen Beschreibung verschiedener Schmierdepotgeometrien werden folgende Kennwerte eingeführt:

- 1) Schmierdepotfläche A_S
- 2) Kontaktfläche A_K
- 3) Schmierlänge l_S
- 4) Trockenlänge l_T
- 5) Gleichmäßigkeitsfaktor G .

Bild 33 dient zur Verdeutlichung der aufgeführten Kennwerte. Grundsätzlich wird von einem sich wiederholenden Schmierdepotmuster ausgegangen, sodass ein kleines und repräsentatives Teilstück zur Berechnung aller Kennwerte ausreichend ist. Die Schmierdepotfläche gibt den prozentualen Anteil mit Bezug auf die Gesamtfläche oder die betragsmäßige Oberfläche wieder, die von den Schmierdepots eingenommen wird. Die Summe aus Schmierdepot- und Kontaktfläche bildet die Gesamtfläche des repräsentativen Teilstückes, wobei die Kontaktfläche zur Übertragung der Lagerkräfte dient und aus den Schmierdepots mit Festschmierstoff versorgt werden muss, um die Trennschicht aufrechtzuerhalten. Wird in Gleitrichtung eine Pfadauswertung für einen beliebigen Punkt über der Gleitlagerbreite durchgeführt, sind die Kennwerte der Schmierlänge und Trockenlänge ableitbar. Die Schmierlänge gibt den prozentualen Anteil oder den Längenbetrag wieder, den der Punkt des Gegenkörpers sich während einer Schwenkbewegung über einem Schmierdepot befindet. Umgekehrt gibt die Trockenlänge den Weg oder Anteil auf der Kontaktfläche wieder, ohne dass ein Kontakt zu einem Schmierdepot besteht. Von Interesse sind vor allem die minimalen und maximalen Beträge der Schmier- und Trockenlänge. Der letztgenannte Kennwert beschreibt die Güte beziehungsweise die Gleichmäßigkeit der Schmierwirkung über die Gleitlagerbreite, das heißt es werden Pfadauswertungen über die Gesamtbreite des Gleitlagers hinsichtlich der Schmierlänge durchgeführt und Unterschiede zwischen den ermittelten Schmierlängen nach Gleichung (20) ausgewertet. Der Gleichmäßigkeitsfaktor bildet sich aus der Differenz und wird bezogen auf die Summe der maximalen und mi-

nimalen Schmierlängen. Der Gleichmäßigkeitsfaktor kann einen Betrag von $0 \leq G \leq 1$ annehmen, wobei der Betrag null eine ideale gleichmäßige Schmierung über der Gleitlagerbreite ausgibt. Eine sehr ungleichmäßige Schmierwirkung über der Gleitlagerbreite entspricht dem Wert eins, das heißt es liegen Pfade vor, die kein Schmierdepot tangieren.

$$G = \frac{l_{S,\max} - l_{S,\min}}{l_{S,\max} + l_{S,\min}} \quad (20)$$

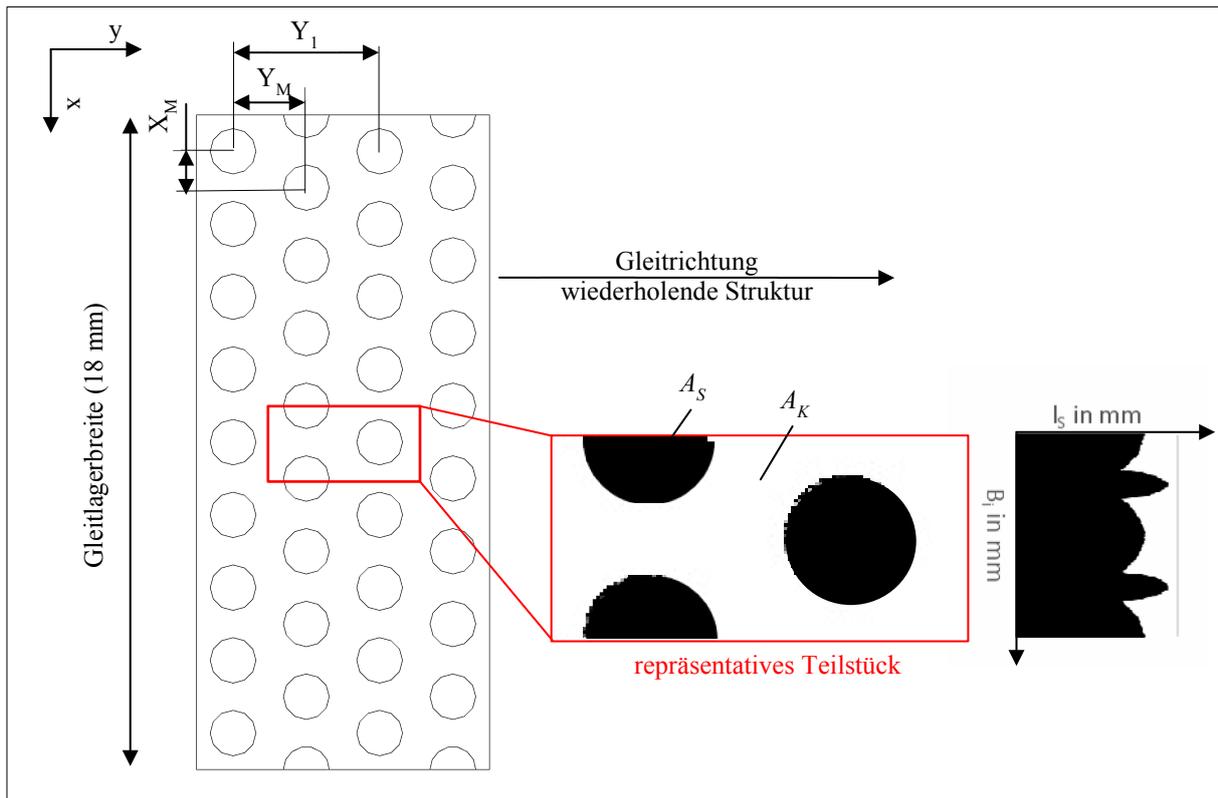


Bild 33: Exemplarische Darstellung einer 2-reihigen Poren-Schmierdepotstruktur und die Ableitung der anteiligen Schmierdepotfläche und Kontaktfläche sowie der Schmierlänge über die Gleitlagerbreite aus einem repräsentativen Teilstück

Für eine möglichst lange tribologische Lebensdauer werden vielfältige Schmierdepotgeometrien analytisch mit dem Ziel hoher Schmierdepotflächenanteile, langen Schmierlängen, kurzen Trockenlängen und einem Gleichmäßigkeitsfaktor kleiner 1,0 betrachtet. Hierzu wurden Schmierdepotgeometrien mit Sinusfugen und Querfugen sowie 2- und 3-reihige Porenmuster analysiert. Dabei variieren die Fugenabstände und -breiten sowie die Porendurchmesser und -abstände. Vielversprechende Konfigurationen sind in Tabelle 14 gelistet und umgesetzt (Bild 34), welche aus einer Parameterstudie mit 53 Konfigurationen hervorgingen. Bei der Auswahl der Schmierdepotform ist weiterhin auf eine kerbarne Geometrie zu achten, sodass keine weiteren Spannungsmaxima für den keramischen Werkstoff folgen. Neben der Schmierdepotform ist die Schmierdepottiefe entscheidend für die Kerbwirkung und sollte für keramische

Werkstoffe kleiner als 100 μm betragen. Einhergehend zur Schmierdepottiefe ist die Schichtdicke des Festschmierstoffes bei einmaliger Schmierung zu beachten, sodass das Schmierdepot komplett gefüllt ist oder mehrere Beschichtungen durchzuführen sind.

Die Schmierdepotgeometrien sind grundlegend in makro- sowie mikroförmige Schmierdepots zu unterscheiden und können anhand der Fugenbreite oder dem Porendurchmesser kategorisiert werden. Makroförmige Schmierdepots kompensieren, wie im Kapitel 5.3 beschrieben, die fehlende Einbettfähigkeit einer keramischen Gleitlagerbuchse, bedingen jedoch größere Trockenlängen, um eine ausreichende Kontaktfläche und keine übermäßige Erhöhung der Hertz'schen Pressung zu realisieren. Mikroförmige Schmierdepots ermöglichen dagegen eine feinverteilte Schmierwirkung auf der Gleitfläche, neigen jedoch zur schnellen verschleißbedingten Verstopfung nach einer Trennschichtzerstörung.

Weiterhin ist der Applikationsort, auf der Gleitlagerbuchse oder dem Bolzen, entscheidend hinsichtlich der tribologischen Lebensdauer. Da die keramische Gleitlagerbuchse in der Regel den härteren Tribopartner darstellt, ist eine geringe Festschmierstofffreigabe nach dem ersten Verschleißmechanismus zu erwarten (Bild 30). Jedoch ist bei einer ausreichenden Trennschichtversorgung eine längere tribologische Lebensdauer erzielbar, da der keramische Werkstoff durch einen hohen Verschleißwiderstand charakterisiert ist. Ein umgekehrtes Systemverhalten ist bei der Applikation der Schmierdepots auf dem weicheren Tribopartner, dem Bolzen, festzustellen. Der geringere Verschleißwiderstand des Bolzens bedingt eine schnellere Festschmierstofffreigabe und eine Versorgung der Trennschicht nach dem ersten Verschleißmechanismus. Zusammenfassend ist zu konstatieren, dass nur eine experimentelle Untersuchung der verschiedenen Konfigurationen eine Beschreibung des tribologischen Systemverhaltens erlaubt.

Tabelle 14: Verwendete Schmierdepotkonfigurationen mit charakteristischen Kennwerten zur experimentellen Untersuchung. Eine detaillierte geometrische Beschreibung der Schmierdepots ist im Anhang 9 zu finden.

Nr.	Beschreibung	Applikationsort	Strukturart	B_s oder $\varnothing d_s$ in mm	A_s in %	A_K in %	$l_{s,min}$ in mm	$l_{s,max}$ in mm	$l_{T,max}$ in mm	G in -
1	Referenzprobe	-	-	-	-	100	-	-	-	-
2	Sinusfugen	Gleitlagerbuchse	Mikro	0,10	23,0	77,0	0,10	0,34	0,90	0,55
3	Sinusfugen	Bolzen	Mikro	0,10	23,0	77,0	0,10	0,34	0,90	0,55
4	Sinusfugen (doppelt)	Gleitlagerbuchse	Mikro	0,10	46,0	54,0	0,10	0,34	0,45	0,55
5	Querfugen	Gleitlagerbuchse	Makro	0,64	30,6	69,4	0,64	0,64	0,82	0,00
6	1,25 - Poren	Gleitlagerbuchse	Makro	1,25	30,6	69,4	0,99	1,49	2,98	0,20
7	1,25 - Poren	Bolzen	Makro	1,25	30,6	69,4	0,99	1,49	2,98	0,20
8	2,25 - Poren	Gleitlagerbuchse	Makro	2,25	44,2	55,8	2,09	3,33	3,90	0,23
9	2,25 - Poren	Bolzen	Makro	2,25	44,2	55,8	2,09	3,33	3,90	0,23

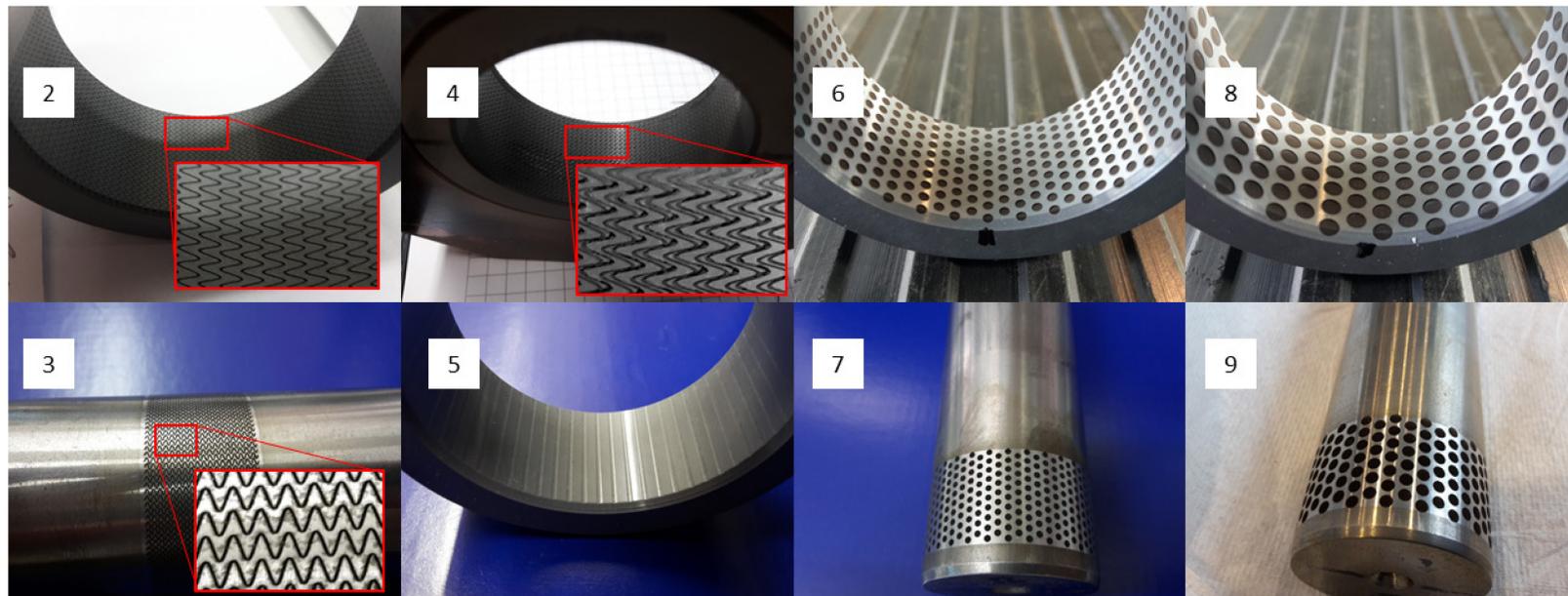


Bild 34: Darstellung der realen Proben mit gelaserten Schmierdepotkonfigurationen

Zur Applikation der MoS₂-Trennschicht wurde ein hitzehärtender Gleitlack³ mit Hilfe des Tauchverfahrens hergestellt. Die Beschichtung erfolgte jeweils auf dem laserstrukturierten Tribopartner. Nach einer Trocknungsphase von 10 min ist eine 60-minütige thermische Behandlung bei circa 190 °C durchzuführen. Zur Egalisierung der unvermeidlichen Unterschiede der Beschichtung erfolgt vor Versuchsbeginn eine 5-minütige Einlaufphase bei einer Lagerlast von 5 kN und bei einer mittleren Gleitgeschwindigkeit von 3,5 mm/s. Um eine Vergleichbarkeit zwischen den Schmierdepotkonfigurationen zu erlangen, ist dasselbe Lastkollektiv verwendet worden (Tabelle 15). Dabei werden die Proben mit einer statischen Belastung von 40 kN ($p = 50 \text{ N/mm}^2$) beaufschlagt. Um keine thermischen Verfälschungen zu induzieren und typische Gleitgeschwindigkeiten aus dem Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen abzubilden, ist eine oszillierende und sinusförmige Bewegungsform des Bolzens auf dem Prüfstand realisiert ($v_m = 2,4 \text{ mm/s}$; $v_{max} = 4,0 \text{ mm/s}$). Auf Basis der leistungsfähigsten Schmierdepotkonfiguration werden zusätzliche Untersuchungen durchgeführt, um den Einfluss der Flächenpressung und der Gleitgeschwindigkeit auf den Reibwert, den Verschleiß und den Gleitweg zu quantifizieren (Tabelle 15). Zur Bestimmung des Flächenpressungseinflusses auf den Gleitweg wird die Belastung verdoppelt und verdreifacht sowie der komplette Reibwertverlauf aufgezeichnet. Bei der Analyse des Flächenpressungs- und Gleitgeschwindigkeitseinflusses auf den Reibwert werden zwei Proben in den Gleichgewichtszustand des Reibwertverlaufes gefahren und in diesem Zustand die Eingangsparameter variiert. Dabei wird die Flächenpressung von 50 bis 150 N/mm² sowie die maximale Gleitgeschwindigkeit von 4,0 bis 16,2 mm/s variiert und jeweils für mindestens 1 min pro Lastkombination zur Ermittlung des mittleren Reibwertes gehalten. Die detaillierten Versuchspläne sind dem Anhang 8 zu entnehmen.

Tabelle 15: Lastkollektive zur vergleichenden Messung verschiedener Schmierdepotkonfigurationen und zur Ermittlung des Flächenpressungs- und Gleitgeschwindigkeitseinfluss auf den Reibwert und den Gleitweg der leistungsfähigsten Schmierdepotkonfiguration

Nr.	Lastkollektiv	F_L in kN	p in N/mm ²	v_m in mm/s	v_{max} in mm/s
1	Vergleichskollektiv	40	50	2,4	4,0
2	Flächenpressungskollektiv (Einfluss auf Gleitweg)	80	100	2,4	4,0
3		120	150	2,4	4,0
4	Flächenpressungs- und Gleitgeschwindigkeitskollektiv (Einfluss auf Reibwert im GG)	40	50	2,4	4,0
5		40	50	4,9	8,1
6		40	50	9,8	16,2
7		80	100	2,4	4,0
8		80	100	4,9	8,1
9		80	100	9,8	16,2
10		120	150	2,4	4,0
11		120	150	4,9	8,1
12		120	150	9,8	16,2

³ OKS 589 (hitzehärtender Gleitlack mit MoS₂, Graphit und PTFE; Binder Epoxidharz)

5.4.3 Ergebnisse zum Reibwert und zum erzielbaren Gleitweg

Auf Basis des Vergleichskollektives sind Ergebnisse zum Reibwertverlauf, Gleitweg und Verschleiß zu den verschiedenen Schmierdepotkonfigurationen gewonnen worden (Tabelle 16). Dabei zeigen sich große Unterschiede zwischen den Varianten hinsichtlich der tribologischen Lebensdauer, wobei allen gemein der vierphasige Reibwertverlauf (Einlaufphase, Gleichgewicht, Trennschichtabbau, Ausfall) ist. Der minimale Reibwert variiert im Gleichgewicht und in Abhängigkeit der Schmierdepotkonfiguration zwischen 0,050 und 0,095. Gravierendere Unterschiede sind in der Phase des Trennschichtabbaus und des einhergehenden erzielbaren Gleitweges festzustellen, der die tribologische Lebensdauer repräsentiert. Dabei betragen der minimal und maximal erzielte Gleitweg 25 bzw. 511 m, wenn ein Abbruchkriterium von $\mu = 0,2$ zugrunde gelegt wird. Werden die Ergebnisse auf die Referenzprobe bezogen, sind tribologische Lebensdauerverkürzungen und -verlängerungen im Bereich von - 91,8 und + 67,1 % zu konstatieren. Einzig die sinusförmige Mikrostrukturart bewirkte eine Verlängerung der tribologischen Lebensdauer. Entsprechend sind Mikrostrukturarten den Makrostrukturarten vorzuziehen, um eine feinverteilte Schmierwirkung zu bewirken. Weiterhin ist eine Applikation der laserstrukturierten Schmierdepots auf den härteren Tribopartner des verwendeten Tribologiesystems zur Erzielung einer möglichst langen tribologischen Lebensdauer vorzuziehen.

Prämisse zur Erlangung einer langen tribologischen Lebensdauer ist die Aufrechterhaltung des Gleichgewichtszustandes des Reibwertverlaufes durch feinverteilte und mikrostrukturierte Schmierdepots. Erst nach Trennschichtausfall konnten bei allen Schmierdepotkonfigurationen ein Verschleiß und Stick-Slip-Effekte gemessen werden, sodass eine Trennschichtregeneration durch die beschriebenen Verschleißmechanismen nachgewiesen werden konnte (Bild 30). Makrostrukturierte Schmierdepots bedingen von Beginn an einen der beiden Verschleißmechanismen und weisen daher eine geringere tribologische Lebensdauer gegenüber einer Mikrostrukturart auf. Zusammenfassend ist eine feinverteilte und mikrostrukturierte Schmierdepotkonfiguration für eine möglichst lange tribologische Lebensdauer zu bevorzugen. Die leistungsfähigste Schmierdepotkonfiguration stellt die sinusförmige Laserstruktur auf der keramischen Gleitlagerbuchse (Nr. 2) dar, die folglich genauer hinsichtlich verschiedener Aspekte untersucht wurde. Die Versuchsergebnisse auf Basis des Vergleichskollektivs sowie deren Beschreibung sind dem Anhang 10 zu entnehmen.

Tabelle 16: Tribologische Messergebnisse zum minimalen Reibwert, erzielbaren Gleitweg sowie im prozentualen Vergleich zur Referenzprobe und das wirkende Abbruchkriterium für verschiedene Schmierdepotkonfigurationen auf Basis des Vergleichskollektivs

Nr.	Beschreibung	Applikationsort	Strukturart	μ_{min} in -	S (bei $\mu = 0,2$) in m	S^{norm} (bei $\mu = 0,2$) in %	Abbruchkriterium
1	Referenzprobe	-	-	0,060	305,8	-	3) Reibwert
2	Sinusfugen	Gleitlagerbuchse	Mikro	0,060	511,0	+ 67,1	3) Reibwert
3	Sinusfugen	Bolzen	Mikro	0,055	37,1	- 87,9	3) Reibwert
4	Sinusfugen (doppelt)	Gleitlagerbuchse	Mikro	0,095	25,0	- 91,8	3) Reibwert
5	Querfugen	Gleitlagerbuchse	Makro	0,055	75,9	- 75,2	1) Verschleiß
6	1,25 - Poren	Gleitlagerbuchse	Makro	0,075	162,7	- 46,8	3) Reibwert
7	1,25 - Poren	Bolzen	Makro	0,055	58,0	- 81,0	1) Verschleiß
8	2,25 - Poren	Gleitlagerbuchse	Makro	0,075	47,1	- 84,6	1) Verschleiß
9	2,25 - Poren	Bolzen	Makro	0,050	56,0	- 81,7	1) Verschleiß

Werden die Ergebnisse der mikrostrukturierten keramischen Gleitlagerbuchsen mit sinusförmigen Schmierdepots näher betrachtet, ist festzustellen, dass vor allem der Gleichgewichtszustand des Reibwertverlaufes mit dem niedrigsten Reibwertniveau von rund 0,06 um circa +180 % im Vergleich zur Referenzprobe verlängert wird (Bild 35). Dieser Aspekt begründet ebenfalls den Vorzug mikrostrukturierter Schmierdepots und bietet energetische Vorteile in einer Anwendung. Die Gleitwegverlängerung bei den weiteren definierten Reibwertniveaus fällt geringer aus, wobei die prozentuale Gleitwegverlängerung mit steigendem Reibwertniveau degressiv sinkt. Wird als Ausfallkriterium ein Reibwert von 0,2 definiert, ist eine tribologische Lebensdauererlängerung gegenüber der Referenzprobe von rund +70 % möglich.

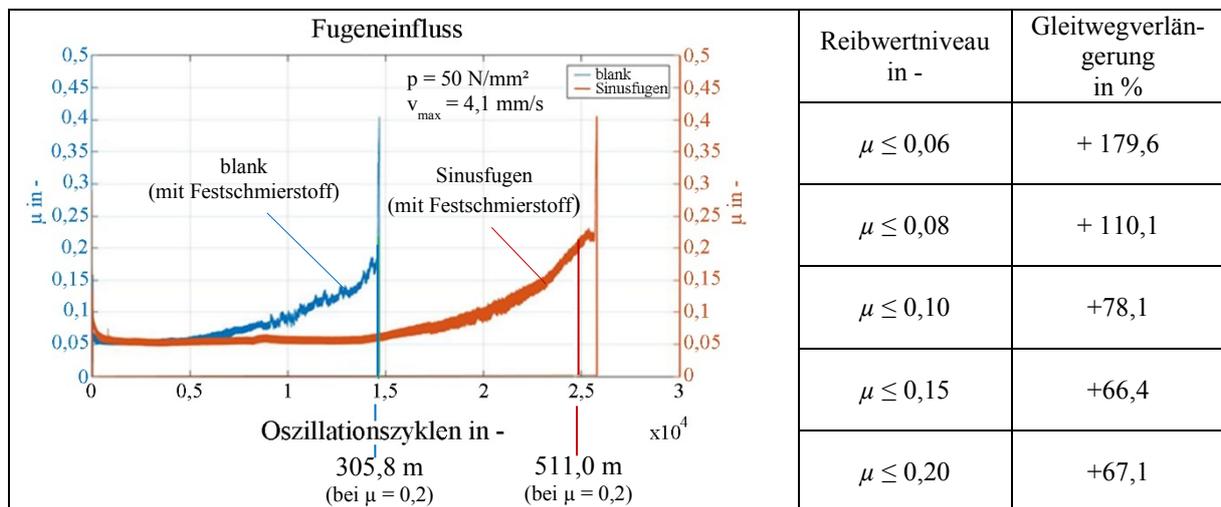


Bild 35: Vergleich der blanken Referenzproben mit einer mikrostrukturierten (sinusförmige Schmierdepotkonfiguration) Gleitlagerbuchse hinsichtlich des erzielbaren Gleitweges sowie die prozentuale Gleitwegverlängerungen bezogen auf verschiedene Reibwertniveaus

Aufbauend auf den Erkenntnissen aus den Messungen mit dem Vergleichskollektiv werden diese um das Flächenpressungs- und Gleitgeschwindigkeitskollektiv erweitert, um die Einflüsse der sinngemäßen Eingangsparameter auf den Reibwert zu bestimmen. In Bild 36 sind der

Flächenpressungs- und der Gleitgeschwindigkeitseinfluss auf den Reibwert in Balkendiagrammen simplifiziert dargestellt. Das 3D-Flächendiagramm verdeutlicht den Zusammenhang zwischen dem Reibwert und den zwei Dimensionen der Flächenpressung und der Gleitgeschwindigkeit. Als Erkenntnis ist festzustellen, dass der Reibwert bei konstanter Gleitgeschwindigkeit und steigender Flächenpressung sinkt. Wird die Flächenpressung konstant gehalten und die Gleitgeschwindigkeit gesteigert, steigt der Reibwert an. Bezogen auf die genutzte Matrix der Eingangsparameter ist der Reibwert bei einer Flächenpressung von 150 N/mm² und einer maximalen Gleitgeschwindigkeit von 4,0 mm/s mit 0,065 minimal, wobei bei einer Flächenpressung von 50 und 100 N/mm² ein ähnlicher Reibwert zu messen ist. Der Effekt einer Reibwertsenkung bei einer höheren Flächenpressung ist bei höheren Gleitgeschwindigkeiten deutlicher. Der maximale Reibwert ist mit 0,09 bei einer Flächenpressung von 50 N/mm² und einer maximalen Gleitgeschwindigkeit von 16,2 mm/s zu finden. Dieses Verhalten stimmt mit dem Stand der Wissenschaft zum tribologischen Verhalten von MoS₂ gut überein (Kapitel 5.3).

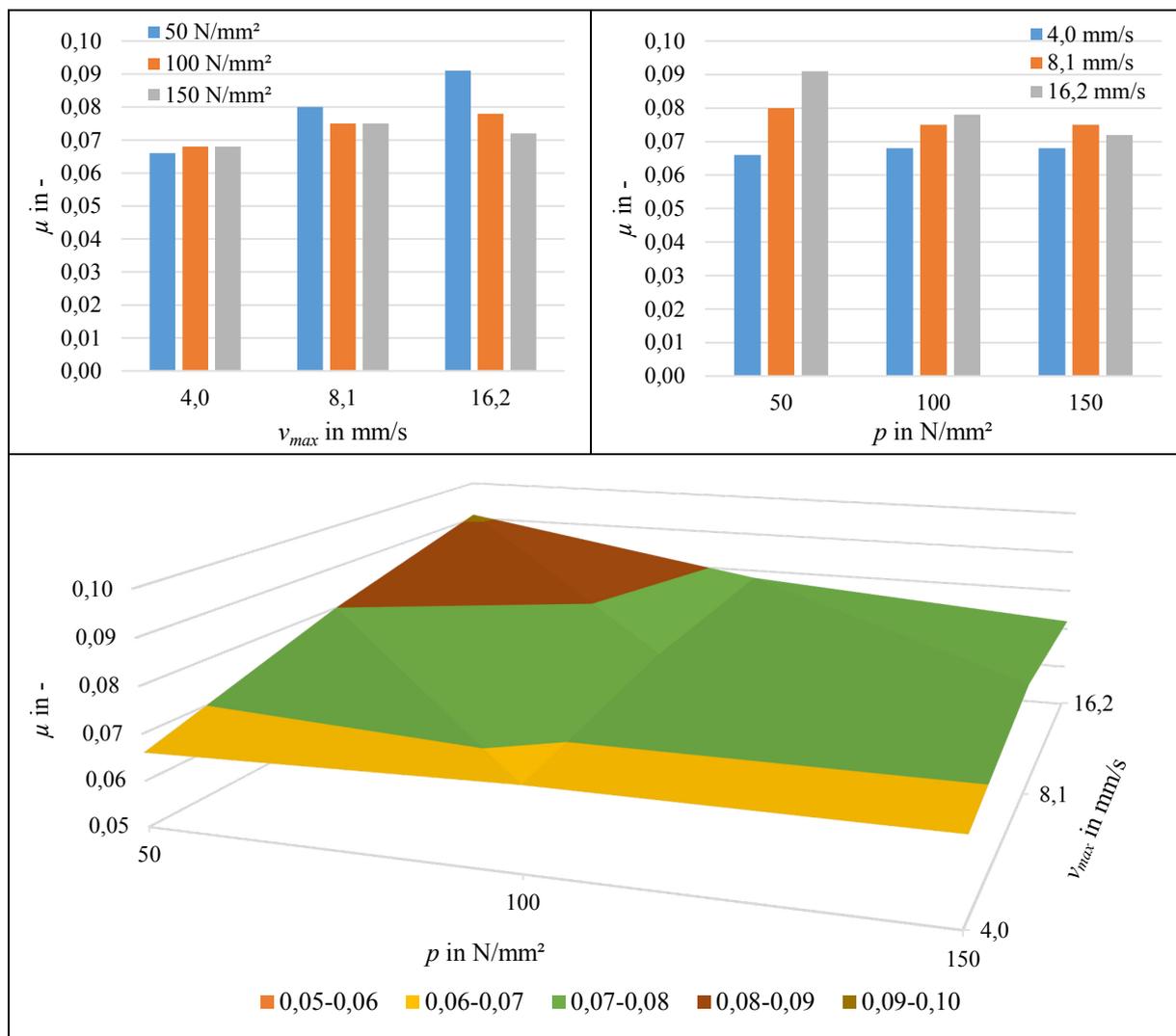


Bild 36: Einfluss der Flächenpressung (o. l.) und der Gleitgeschwindigkeit (o. r.) auf den Reibwert im Gleichgewichtszustand des Reibwertverlaufes. Einfluss der genannten zweidimensionalen Eingangsparameter auf den Reibwert als 3D-Flächendiagramm (u.).

Tabelle 16 und Bild 35 ist zu entnehmen, dass eine tribologische Lebensdauer bis zu einem Gleitweg von rund 511 m bei einer Flächenpressung von 50 N/mm² und einer maximalen Gleitgeschwindigkeit von 4 mm/s mit einer sinusförmigen Schmierdepotkonfiguration gegeben ist. Die Definition der tribologischen Lebensdauer wird bei der sinusförmigen Schmierdepotkonfiguration durch den Reibwert bei 0,2 begrenzt. In Bild 37 wird der erzielbare Gleitweg in Abhängigkeit der Flächenpressung dargestellt. Dabei folgt der Kurvenverlauf einer stark abfallenden Funktion und spiegelt eine starke Abhängigkeit der tribologischen Lebensdauer von der Flächenpressung wider. Experimentelle Untersuchungen zur Abhängigkeit der tribologischen Lebensdauer in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit konnten aufgrund der geringen Probenanzahl nicht erfolgen. Da die Zielanwendungen in einer mobilen Arbeitsmaschine allgemein niedrige Gleitgeschwindigkeiten aufweisen, wurde die Variation des Eingangsparameters der Flächenpressung bevorzugt (Flächenpressungskollektiv). Bei der Analyse der Reibwertverläufe und der Variation der Flächenpressung ist zu konstatieren, dass besonders der Anteil der niedrigen Reibwertniveaus verkürzt wird (Bild 37). Dies deutet auf einen schnellen Trennschichtabbau und zu langen Trockenlängen für eine erhöhte Flächenpressung hin. Feiner verteilte Schmierdepots und kleinere Abstände zwischen den Schmierdepots würden die tribologische Lebensdauer steigern und den präferierten Gleichgewichtszustand des Reibwertverlaufes auch bei höheren Flächenpressungen verlängern.

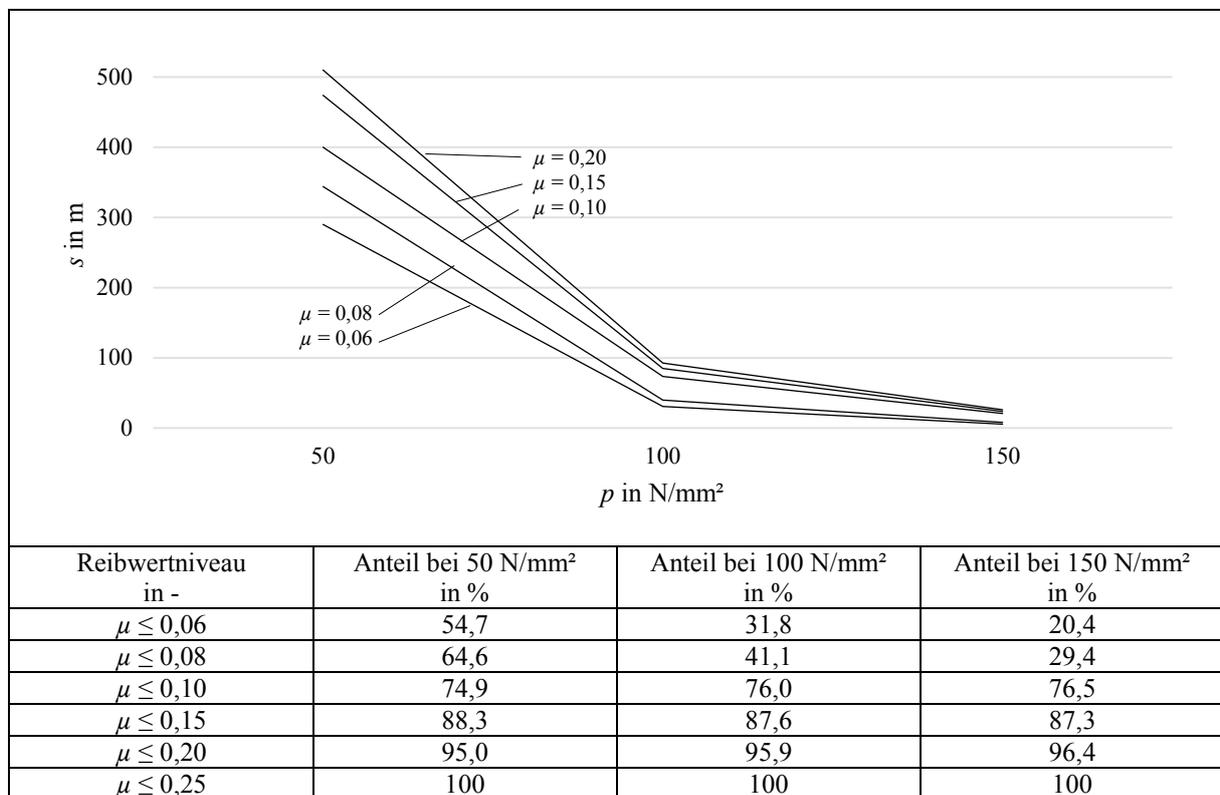


Bild 37: Verlauf des erzielbaren Gleitwegs in Abhängigkeit der Flächenpressung und verschiedener Abbruchkriterien des Reibwertes (o. l.). Anteile der Reibwertniveaus am erzielbaren Gleitweg bei verschiedenen Flächenpressungen (u.).

5.4.4 Verschleißzustände und tribologisches Verhalten

Bild 38 stellt einen typischen Verschleißverlauf der sinusförmigen Schmierdepotkonfiguration dar. Beginnend mit der ungeschmierten Probe, ist der feststoffgeschmierte Zustand sowie das Gleitlager kurz vor und kurz nach dem Trennschichtausfall zu sehen. Vor dem Trennschichtausfall ist eine nahezu durchgängige, dünne und glänzende Festschmierstoffschicht zu erkennen. Erste Bereiche weisen eine zerstörte Trennschicht auf und die Schmierdepots sind mit Festschmierstoff gefüllt. Kurz nach dem Trennschichtausfall zeigt sich ein gänzlich anderes Erscheinungsbild der Gleitlagerbuchse. Metallischer Glanz, übertragen von der Hartchromschicht des Bolzens, dominiert das Bild und ein Großteil der Schmierdepots ist mit Verschleißpartikeln verstopft, sodass kein Festschmierstoff mehr in den Kontakt überführt werden kann. Es ist jedoch festzuhalten, dass die Schmierdepots in ihrer Geometrie erhalten sind und keine makroskopischen Zerstörungen des keramischen Werkstoffes aufgrund des erhöhten Reibwertes entstehen. Ein linearer Verschleiß konnte bei keiner Probe mit einer sinusförmigen Schmierdepotkonfiguration gemessen werden, da die Trennschichtzerstörung zuerst das Abbruchkriterium des Reibwertes bewirkte und bis dahin nahezu kein Verschleiß einsetzte.

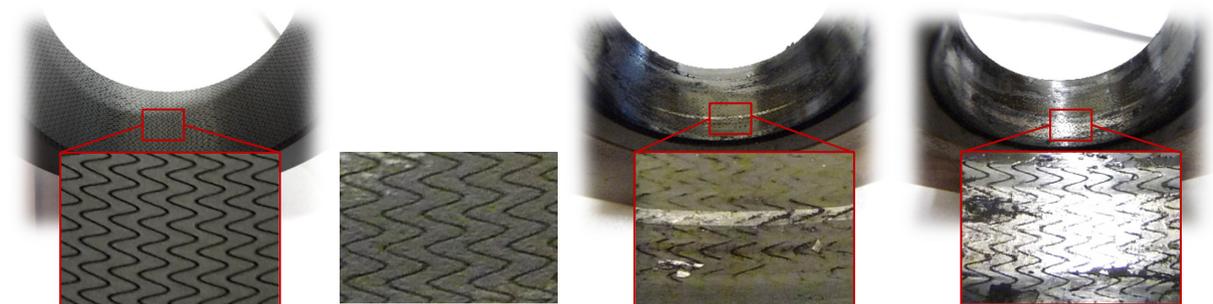


Bild 38: Typische Verschleißzustände einer lasertexturierten Gleitlagerbuchse mit mikrostrukturierten Sinusfugen (v. l. n. r.: ungeschmiert, geschmiert mit Festschmierstoff, kurz vor Trennschichtausfall, nach Trennschichtausfall)

Im Gegensatz dazu erfolgte ein Versuchsabbruch bei den makroskopischen Schmierdepotkonfigurationen zumeist durch den erhöhten Verschleiß (Tabelle 16). Hierin liegt der entscheidende Unterschied der Mikro- zur Makrostruktur der Schmierdepots. Eine Mikrostruktur bewirkt eine kontinuierliche und feine Schmierwirkung, sodass der Gleichgewichtszustand des Reibwertverlaufes verlängert wird. Makrostrukturen setzen einen der beiden beschriebenen Verschleißmechanismen zur Schmierstofffreigabe voraus, um den Festschmierstoff freizugeben und die Trennschicht zu regenerieren (Bild 39). Eine Regeneration geht zumeist mit einem erhöhten Reibwert einher, der wiederum einen erhöhten Verschleiß und eine erneute Festschmierstofffreigabe bewirkt bis sich ein Gleichgewicht einstellt. Dieser Kreislauf ist stärker verschleißbehaftet und weist einen höheren Reibwert auf, als bei mikrostrukturierten Schmierdepots. Der zugrundeliegende Verschleißmechanismus zur Festschmierstofffreigabe spiegelt sich

ebenfalls im Reibwertverlauf wider. Der schichtenweise Abtrag nach dem ersten Verschleißmechanismus bewirkt starke Reibwertanstiege bis genügend Festschmierstoff freigegeben wurde und der Reibwert wieder rapide abfällt. Dieser Vorgang wiederholt sich bis die Schmierdepots aufgebraucht sind. Dieser Effekt kann vorwiegend bei makroskopischen Schmierdepotkonfigurationen gemessen werden, die auf den weicheren Tribopartner und in diesem Fall auf dem Bolzen appliziert sind. Der zweite beschriebene Verschleißmechanismus zur Festschmierstofffreigabe bedingt einen kontinuierlicheren Reibwertverlauf, indem die Verschleißpartikel den Festschmierstoff aus den Schmierdepots verdrängen. Der stetig ansteigende Reibwertverlauf begründet sich in der steigenden Verstopfung der Schmierdepots und folglich der sinkenden Schmierstofffreigabe. Der beschriebene Effekt ist vorwiegend bei makroskopischen Schmierdepots messbar, die auf dem härteren Tribopartner und in diesem Fall der keramischen Gleitlagerbuchse appliziert sind. Die Verlängerung der Phase des Trennschichtabbaus durch die beschriebenen Verschleißmechanismen zur Festschmierstofffreigabe treten immer parallel auf, wobei deren Ausprägung stark von der Schmierdepotkonfiguration abhängt. Die Schmierwirkung und das Verschleißverhalten einer Makro- oder Mikrostruktur erklärt die Versuchsergebnisse zu den verschiedenen Schmierdepotkonfigurationen (Tabelle 16).

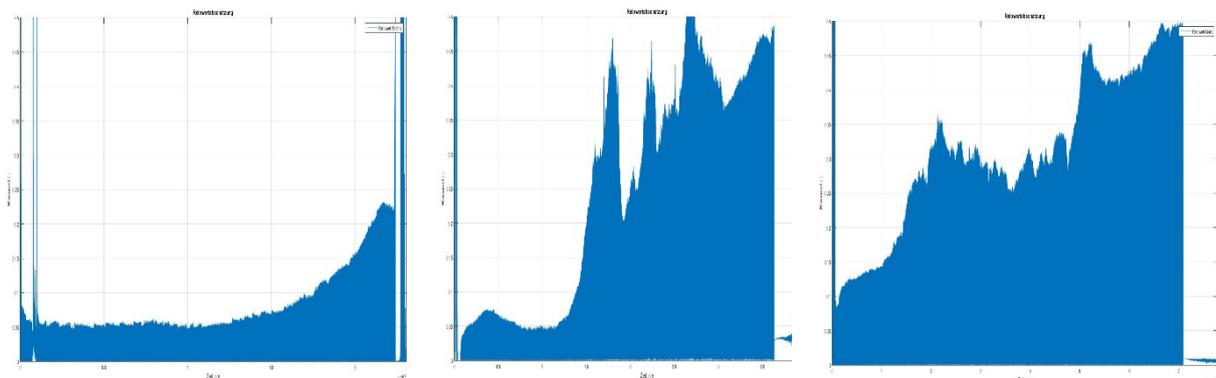


Bild 39: Vergleich der Reibwertverläufe einer mikrostrukturierten (nahezu verschleißfrei) mit zwei makrostrukturierten (verschleißbehaftet) Schmierdepotkonfigurationen. v. l. n. r.: Verlängerung der Phase des GG durch mikrostrukturierte Schmierdepots; Verlängerung der Phase des Trennschichtabbaus bei Dominanz des ersten und zweiten Verschleißmechanismus zur Festschmierstofffreigabe.

Zur genaueren Analyse des tribologischen Verhaltens wurden Untersuchungen mit Hilfe des Rasterelektronenmikroskops (REM) und der energiedispersiven Röntgenspektroskopie (EDX) durchgeführt. Es wurden die Proben mit sinusförmiger Schmierfugenkonfiguration (Nr.2) kurz vor (Probe Nr. 6) und kurz nach dem Trennschichtausfall (Probe Nr. 7) untersucht (Bild 38). Die Proben sind jeweils über die gesamte Lagerbreite begutachtet, welche sich in fünf Belastungszonen aufgrund der Bolzenballigkeit und der einhergehenden Druckellipse aufteilt (Bild 40).

- a) Unbelastet
 - b) Übergangsbereich
 - c) Niedrig belastet
 - d) Mittel belastet
 - e) Hoch belastet
- } Bereich der Druckellipse

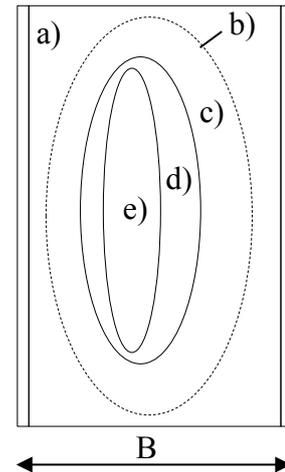


Bild 40: Belastungszonen zwischen keramischer Gleitlagerbuchse und balligem Stahlbolzen, welche mit der Hertz'schen Pressung einhergehen

Si₃N₄-Gleitlagerbuchse kurz vor dem Trennschichtausfall

Werden die verschiedenen Belastungszonen mit Hilfe des REM betrachtet, ist eine durchgehende MoS₂-Trennschicht im unbelasteten Bereich zu erkennen. Sowohl die Schmierdepots als auch die Kontaktfläche sind mit MoS₂ gefüllt beziehungsweise beschichtet. Im Übergangs- und niedrig belasteten Bereich sind die Schmierdepots deutlicher zu erkennen und die MoS₂-Trennschicht fällt auf der Kontaktfläche geringer aus, wobei die Schmierfugen mit MoS₂ gefüllt sind. In der mittel belasteten Zone sind partiell gefüllte Schmierfugen und partiell beschichtete Kontaktflächen erkennbar. Der Grundwerkstoff des Si₃N₄ ist entsprechend partiell identifizierbar, wobei kein Verschleiß an der Hochleistungskeramik nachzuweisen ist und lediglich die Schleifriefen der Hartbearbeitung sichtbar sind. Eine Haftung des MoS₂ findet vorrangig an den Schleifriefen und im Schmierdepot statt. Im hoch belasteten Bereich sind Ansätze des Trennschichtausfalls deutlich erkennbar und in den Schmierfugen sind gepresste Verschleißpartikel des Hartchroms vom Bolzen nachweisbar. Ebenso sind geringe Chromablagerungen auf der Kontaktfläche sichtbar. MoS₂ ist in diesem Bereich nicht mehr nachzuweisen. Der Reibwert der Gleitlagerbuchse in diesem Verschleißzustand beträgt circa 0,24.

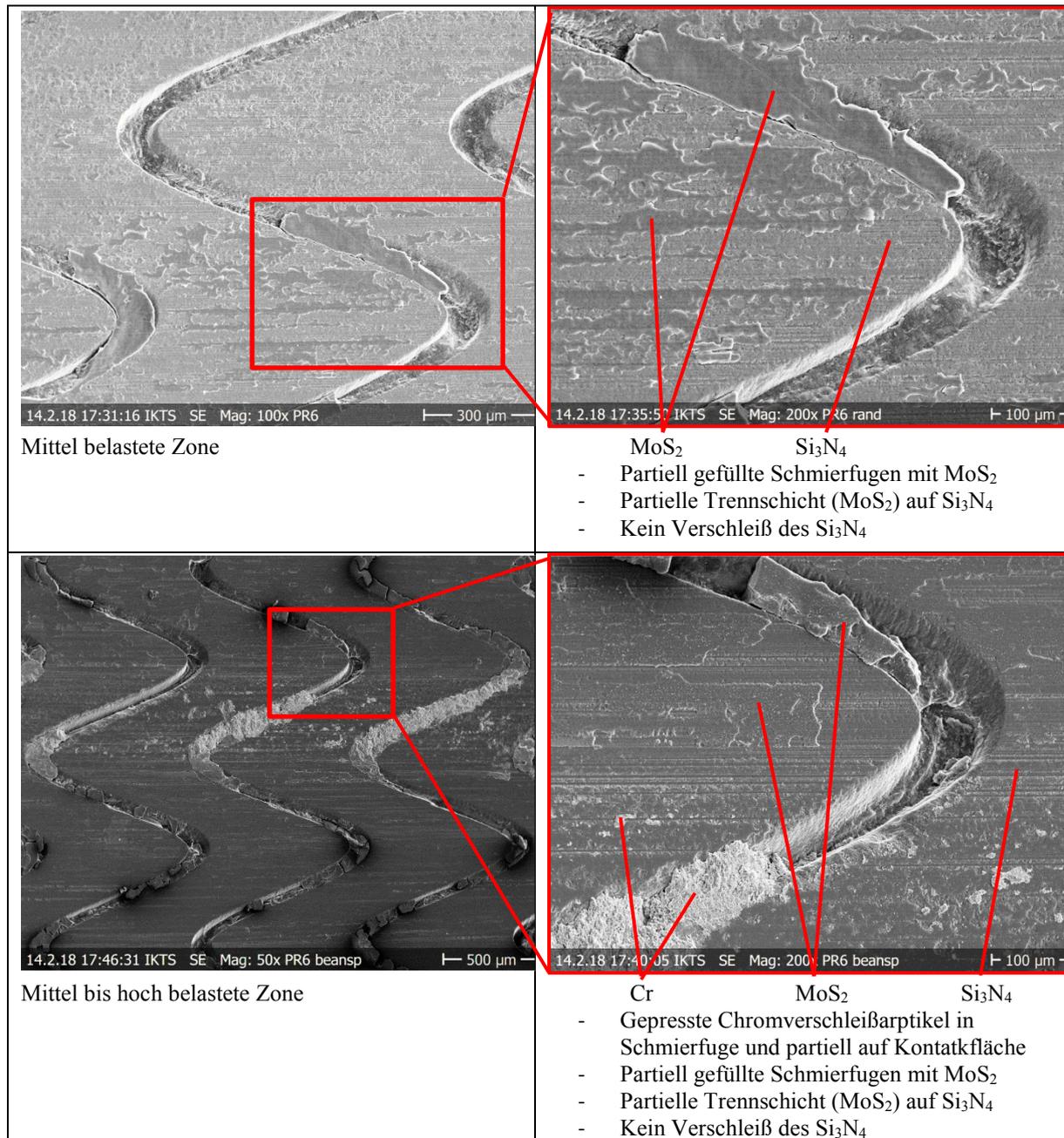


Bild 41: REM-Aufnahmen der mittel bis hoch belasteten Belastungszone mit Detailaufnahmen und Analyseergebnissen der EDX zu einer Probe kurz vor dem Trennschichtausfall

Si₃N₄-Gleitlagerbuchse kurz nach dem Trennschichtausfall

Wird eine Probe nach dem Ausfall der Trennschicht betrachtet, ist ein großflächiger Chromübertrag auf die keramische Gleitlagerbuchse zu verzeichnen, der sich über die mittel bis hoch belastete Zone erstreckt. Ebenso ist eine durchgehende MoS₂-Trennschicht in der unbelasteten Zone auf der Kontaktfläche und in den Schmierdepots zu erkennen. Dahingegen sind im Übergangsbereich verpresste Chrompartikelablagerungen zu finden, die aus dem Kontaktbereich zwischen Bolzen und Gleitlagerbuchse verdrängt wurden. Im niedrig belasteten Bereich sind partiell MoS₂-Trennschichten erkennbar, wobei die Schmierfugen weitestgehend leer sind. Im

mittel und hoch belasteten Bereich sind starke und verpresste Chromverschleißpartikel nachweisbar, die schuppenförmig auf das Si_3N_4 aufgetragen wurden. MoS_2 ist in diesen Bereichen nicht mehr auffindbar und partiell ist der Grundwerkstoff des Si_3N_4 sichtbar. Auch hier ist kein Verschleiß am keramischen Werkstoff identifizierbar und die Schleifspuren der Hartbearbeitung sind ebenfalls noch erkennbar. Die verpressten Chromverschleißpartikel sind sowohl in den Schmierfugen als auch auf den Kontaktflächen nachweisbar, sodass die Schmierdepots verstopft beziehungsweise verbraucht sind. Weiterhin sind Bereiche auf der Kontaktfläche und in der hoch belasteten Zone auffindbar, auf denen plastisch verformtes und verschmiertes Chrom anhaftet. Darüber hinaus sind Chromausbrüche aus den Schmierfugen anhand geradliniger Abbruchkanten identifizierbar.

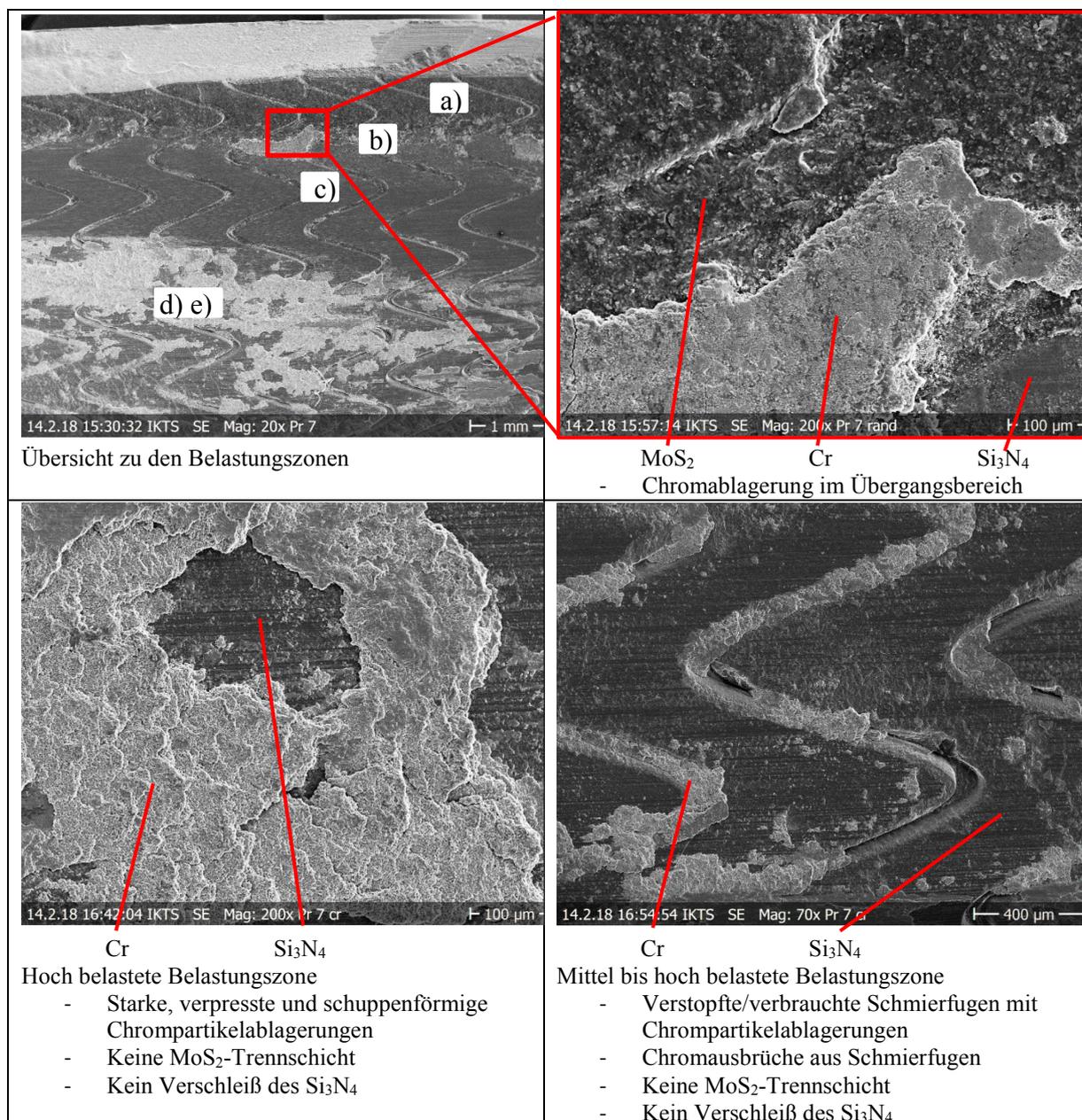


Bild 42: REM-Aufnahmen der Belastungszonen mit Detailaufnahmen und Analyseergebnissen der EDX zu einer Probe kurz nach dem Trennschichtausfall

Hartverchromter Stahlbolzen

Wird der Gegenkörper des Tribologiesystems hinsichtlich seiner hartverchromten Gleitflächen analysiert, sind entsprechend den Belastungszonen komplementäre und starke Riefenbildungen identifizierbar. Neben den Chromausbrüchen ist ein Übertrag des MoS₂ auf den Bolzen nachweisbar. Die abrasive Zerstörung der im Gegensatz zum Si₃N₄ weicheren Hartchrombeschichtung setzt jedoch erst zum Ende des Trennschichtabbaus ein. Vorher ist kein Verschleiß des Tribologiesystems messbar.

5.4.5 Diskussion der tribologischen Ergebnisse

Basierend auf dem neuartigen Tribologiesystem, bestehend aus einer Si₃N₄-Gleitlagerbuchse, gelaserten Mikroschmierdepots, einem Festschmierstoff und einem hartverchromten Bolzen, sind hinsichtlich des Reibwertes und der Wartungsfreiheit sehr gute Ergebnisse erzielt worden. Im Vergleich zu einem üblichen Reibwert einer Si₃N₄/Stahl-Paarung von ungefähr 0,7 ist mit dem neuartigen Tribologiesystem eine signifikante Reibwertreduzierung ($\mu_{min} \approx 0,06$) erreicht worden. Darüber hinaus zeigt das Schmiersystem mittels depotgebundenem Festschmierstoff eine effektive Möglichkeit zur tribologischen Lebensdauererlängerung auf. Hierbei ist auf eine Mikrostruktur (feinverteilte Schmierwirkung) der Schmierdepots zurückzugreifen, um eine effiziente Verlängerung des erzielbaren Gleitwegs und eine lange Phase des niedrigen Reibwertniveaus zu erreichen. Mit Blick auf die Zielanwendungen besitzt ein MoS₂-Schmiersystem zudem die vorteiligen Eigenschaften, dass eine hohe Resistenz gegenüber hohen Flächenpressungen besteht. Eine Anwendung in langsam laufenden und hoch belasteten Gleitlagern ist entsprechend vorzuziehen.

Ein sehr geringer bis nicht messbarer Verschleiß resultiert aus dem hohen Härteniveau des tribologischen Systems. Bei der leistungsfähigsten Schmierdepotkonfiguration (Sinusfugen Nr. 2) ist ein linearer Verschleiß bis zum Ausfall des Gleitlagers nicht messbar. Erst nach einer Trennschichtzerstörung, d. h. dem Austrag der MoS₂-Gleitschichten durch adhäsivem und abrasivem Verschleiß, würde signifikanter Verschleiß einsetzen, jedoch fällt zuvor das Gleitlager aufgrund des erhöhten Reibwertes aus.

Gegenüber der Referenzprobe ohne Schmierdepots ist der erzielbare Gleitweg mit dem beschriebenen Tribologiesystem um circa +70 % verlängert. Insbesondere die Phase des niedrigen Reibwertniveaus von 0,06 bis 0,08 konnte um circa +180 % gesteigert werden. Dennoch ist der Gleitweg und damit die tribologische Lebensdauer zu erhöhen, um einen realen Einsatz in einer mobilen Arbeitsmaschine zu rechtfertigen und eine Parität zwischen tribologischer Gleitlagerlebensdauer sowie Maschinenlebensdauer zu realisieren. Hierzu bietet das aufgezeigte neuar-

tige Tribologiesystem weiteres Optimierungspotenzial. Insbesondere die Technologie des Laserstrukturierens bietet vielfältige geometrische Optimierungen der Schmierdepots. Auf Basis der tribologischen Messungen und mikroskopischen Untersuchungen (REM, EDX) ist zu erkennen, dass feiner verteilte Mikroschmierdepots einen positiven Effekt zur Steigerung der tribologischen Lebensdauer beitragen. Hierzu sind die Schmierdepotgeometrien und das Festschmierstoffverhalten eingehender zu analysieren. Ziel sollte die Optimierung der Schmierdepotgeometrie, -breite und -tiefe sowie des Schmierdepotabstandes in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit und Flächenpressung sein. Weiterhin bestehen vielfältige Optimierungsmöglichkeiten hinsichtlich der Bolzenbeschichtung (DLC, Keramikbeschichtung, Hardide etc.) und des Festschmierstoffes (MoS_2 , Graphit, Weiße Festschmierstoffe etc.). Aufnahmen mit dem REM und EDX zeigen, dass vor allem der Bolzen hinsichtlich seiner Härte zu verbessern ist. Wird der Einfluss der Flächenpressung auf den erzielbaren Gleitweg eingehender untersucht (Bild 37), ist zu konstatieren, dass sich besonders die Phasenanteile mit niedrigem Reibwertniveau bei steigender Flächenpressung degressiv verkürzen. Dies deutet auf eine unzureichende Schmierdepotkonfiguration mit zu großer Trockenlänge für die Flächenpressungen von 100 und 150 N/mm^2 hin. Es findet somit ein zu schneller Trennschichtabbau auf der Kontaktfläche statt und eine ausreichende Versorgung der Trockenlängen mit Festschmierstoff aus den Schmierdepots ist nicht mehr gegeben. Es ist eine noch feiner verteilte Schmierdepotkonfiguration vorzusehen, das heißt Schmierdepots mit kürzeren Trockenlängen, um eine längere tribologische Lebensdauer bei einer erhöhter Flächenpressung gegenüber der jetzigen tribologischen Vorzugsvariante Nr. 2 zu gewährleisten.

Ein weiterer Vorteil des neuartigen Tribologiesystems ist neben dem hohen Härteniveau die Kompensation der Einbettfähigkeit des Gleitlagers durch die Bolzenballigkeit und die Schmierdepots. Verschleißpartikel werden durch den balligen Bolzen stirnseitig ausgetragen oder in den Schmierdepots eingelagert. Die Einlagerung der Verschleißpartikel (Hartchrompartikel und in sehr geringem Umfang Si_3N_4 -Partikel) in den Schmierdepots bewirkt gleichzeitig eine Verdrängung und Freigabe des depotgebundenen Festschmierstoffes in den Kontakt. Die gebundenen oder ausgetragenen Verschleißpartikel können somit keine weiteren Schädigungen bewirken.

6 Berechnungsvorschrift zu rein elastisch beanspruchten Gleitlagerbuchsen nach dem Spannungsminimum

Das Kapitel dient als Vorlage für Normen oder Richtlinien zur tribologischen und mechanischen Vorauslegung von rein elastisch beanspruchten Gleitlagern, die auf keramischen Werkstoffen basieren und nach dem Kriterium des *Spannungsminimums* dimensioniert werden. Folgende Aussagen gelten für einen Gültigkeitsbereich von $40 \leq d \leq 80$ mm. Es wird vorausgesetzt, dass die Hochleistungskeramik des Si_3N_4 verwendet wird und die Auslegung nach der maximalen Radialkraft erfolgt. Weiterhin setzt die Berechnungsvorschrift eine Stahllegierung für den Bolzen und die Einbettung voraus. Als Wandstärke der keramischen Gleitlagerbuchse sind fertigungstechnisch bedingt 7,5 mm vorzusehen. Die Lagerluft sollte im Bereich von 30 bis 150 μm liegen oder ist in Abhängigkeit des Schmiersystems (Öl-, Fett- oder Festschmierstoffschmierung) auszulegen. Die analytischen Formeln der Berechnungsvorschrift basieren auf numerischen Parameterstudien (Kapitel 4.3) und die allgemeinen Gestaltungsregeln sind dem Kapitel 4.4 zu entnehmen. Es sind folgende Schritte bei der Dimensionierung eines keramischen Gleitlagers unter der Randbedingung eines B/d -Verhältnisses von 0,5 zu befolgen:

- | | |
|--------------------------------|--|
| 1) Bestimmung der Maximalkraft | F_{max} |
| 2) Tribologische Lebensdauer | $s = f(p, v, \text{Tribologiesystem})$ |
| 3) Bolzenfestigkeit | gegen Biege-, Scher- und Schubspannungen |
| 4) Bolzenballigkeit | $R_B = f(d)$ |
| 5) Pressverbindung | DIN 7190 |
| 6) Einbettungsauslegung | $t_{11}, t_{12}, t_2, w, a, f_a$ |
| 7) Einbettungsfestigkeit | S_F |
| 8) Keramische Zugbeanspruchung | $\sigma_{l,Bu.}$ |

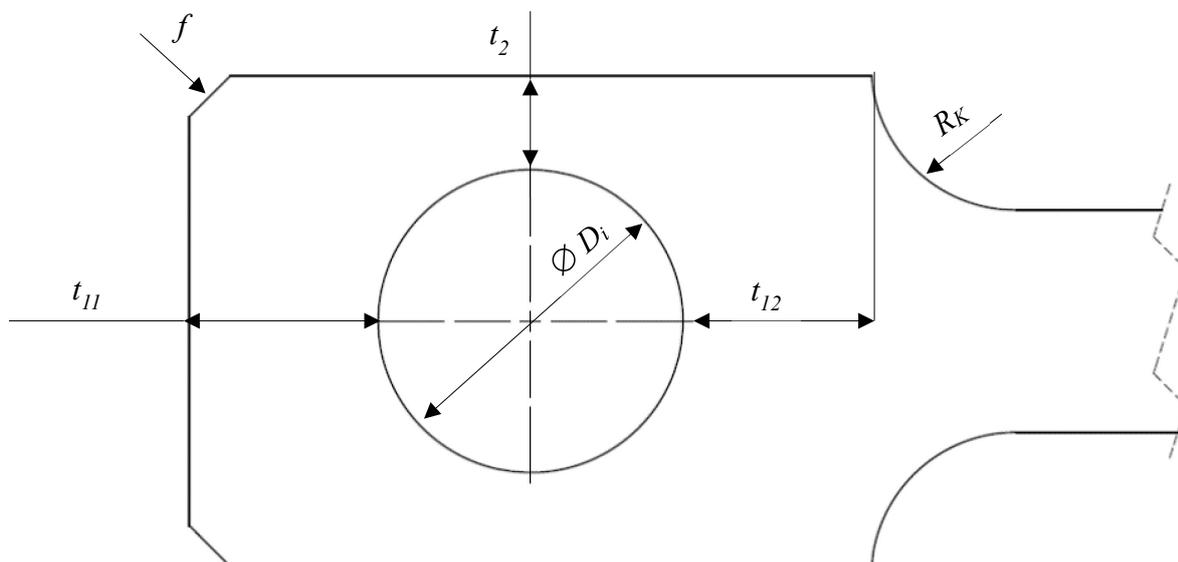


Bild 43: Geometrie der masse- und steifigkeitsoptimierten Einbettung für eine Koppelstange

1) Bestimmung der Maximalkraft

Die Dimensionierung ist nach der maximal wirkenden Radialkraft zu erfolgen, die im Betrieb auf das Gleitlager wirkt. Etwaige Stoßbelastungen sind über einen Stoßfaktor zu berücksichtigen. Zur Ermittlung der vorherrschenden Kräfte und Stoßbelastungen bieten sich starre Mehrkörpersimulationen (MKS) an.

Ergebnis >>>> F_{max}

2) Tribologische Lebensdauer

In Abhängigkeit des Lastkollektivs und der einhergehenden Flächenpressungen und Gleitgeschwindigkeiten ist die zulässige Pressung zu bestimmen, um eine ausreichende tribologische Lebensdauer zu erreichen. Da die tribologische Lebensdauer nur als Systemeigenschaft in Abhängigkeit des Tribologiesystems ermittelt werden kann, ist auf experimentelle Untersuchungen zurückzugreifen. Es wird bewusst kein Schmiersystem vorgegeben, da neben dem hier aufgezeigten Tribologiesystem eines depotgebundenen Festschmierstoffes (fluidfreies Schmier-system) weitere Schmiersysteme, wie eine Öl- oder Fettschmierung, für ein keramisches Gleitlager denkbar sind. Weiterhin besteht eine hohe Varianz an Beschichtungsmöglichkeiten für den Stahlbolzen.

Ergebnis >>>> $p_{zul} = f(p, v, Tribologiesystem)$

3) Bolzenfestigkeit

Der Stahlbolzen ist nach gängigen Berechnungsvorschriften gegen Biegung, Scherung und Schubspannung auszulegen.

Ergebnis >>>> S_F, S_D

4) Bolzenballigkeit

In Abhängigkeit des Gleitlagernennendurchmessers ist die Bolzenballigkeit auszulegen. Dabei sind die konvexen Flächen jeweils im Bereich der Gleitflächen vorzusehen, welche für eine maximale Flächenpressung von 150 N/mm² ausgelegt sind, ohne dass ein Kantentragen unter Last auftritt. Der Balligkeitsradius ist mit Gleichung (21) bestimmbar.

$$R_B = 75 \cdot d - 2.000 \quad \text{für } 40 \leq d \leq 80 \quad (21)$$

Ergebnis >>>> R_B

5) Pressverbindung

Die Pressverbindung bewirkt eine Druckvorspannung der keramischen Gleitlagerbuchse und das Haftmaß ist größtmöglich auszulegen. Die Pressverbindung ist nach DIN 7190 zu berechnen und auszulegen (weitere Anforderungen an die Fertigungsqualität des Lagersitzes nach der Standardtoleranz PN). Im Falle eines Querpressverbandes sind die thermischen Grenzen des Einbettungsmaterials zu beachten, sodass keine Gefügeumwandlungen in der Stahllegierung stattfinden. Weiterhin ist die Thermoschockbeständigkeit der Hochleistungskeramik zu berücksichtigen.

Ergebnis >>> $U_G, U_K, \mathcal{G}_{zul}, \mathcal{G}_{erf}$

6) Einbettungsauslegung

Es wird von klassischen Koppelstangen- und Armverbindungen ausgegangen, deren Wandstärken auszulegen sind, um eine ausreichende Steifigkeit nach dem Kriterium des *Spannungsminimums* für die keramische Gleitlagerbuchse zu erlangen. Für eine Koppelstangeneinbettung kann die notwendige Wandstärke t_{11} aus einem Diagramm in Abhängigkeit der Pressung und des Nenndurchmessers entnommen werden (Bild 44) oder nach den allgemeingültigen Gleichungen (22) und (23) in Abhängigkeit der Lagerbelastung, der Flächenpressung, des Nenndurchmessers und des E-Moduls des keramischen Werkstoffes bestimmt werden. Weitere geometrische Parameter für eine rechteckige Einbettung sind aus dem Wandstärkenverhältnis w und dem Asymmetrieverhältnis a abzuleiten (Gleichungen (24) und (25)). Liegt im Gegensatz zur Koppelstange keine definierte Lastrichtung vor oder wird allgemein eine kreisrunde Einbettungsbauf orm bevorzugt, ist t_{11} für die gesamte Einbettungswandstärke zu nutzen, um ein *Spannungsminimum* in der Gleitlagerbuchse zu erzielen.

$$t_{11}(F, p, d, E) = X(p, d, E) \cdot \frac{F}{E \cdot d} \quad (22)$$

für $40 \text{ mm} \leq d \leq 80 \text{ mm}$
 $p \leq 150 \text{ N/mm}^2$
 $200 \text{ GPa} \leq E \leq 400 \text{ GPa}$

$$\text{mit } X(p, d, E) = [X_2(p, d) - X_1(p, d)] \cdot \left(\frac{E}{200} - 1\right) + X_1(p, d) \quad (23)$$

wobei $X_1(p, d)$ und $X_2(p, d)$ dem Bild 44 zu entnehmen sind.

$$w = \frac{t_2}{t_{11}} = 0,6 \rightarrow t_2 \quad (24)$$

$$a = \frac{t_{12}}{t_{11}} = 0,8 \dots 1,0 \rightarrow t_{12} \quad (25)$$

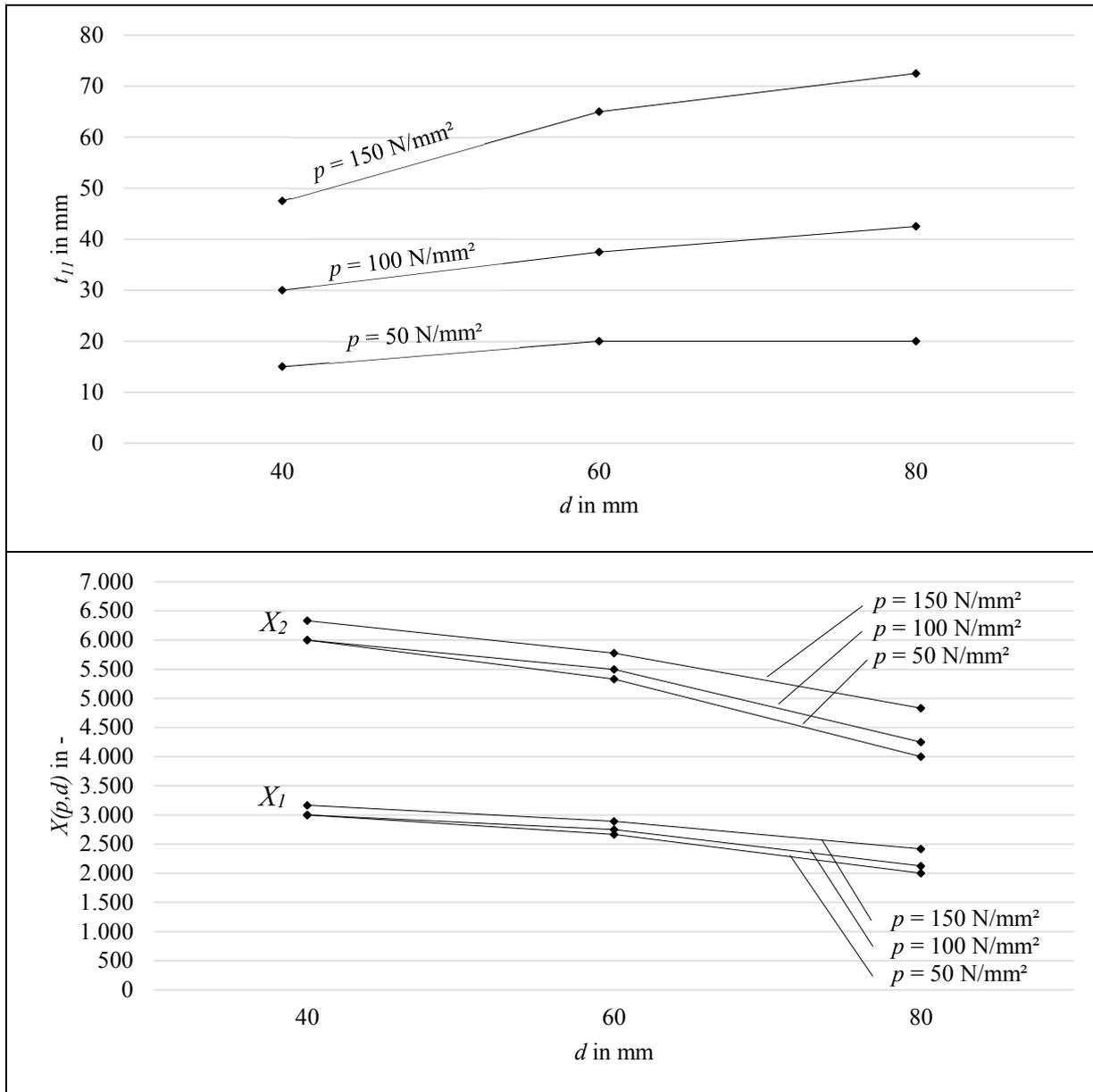


Bild 44: Wandstärke t_{11} in Abhängigkeit des Nenndurchmessers und der wirkenden Flächenpressung im keramischen Gleitlager nach dem Kriterium des *Spannungsminimums* (oben). Der Faktor $X(p, d)$ in Abhängigkeit des Nenndurchmessers und der wirkenden Flächenpressung zur Gleichung (8) (unten)

Ergebnis >>> t_{11}, t_{12}, t_2

7) Einbettungsfestigkeit

Um ein plastisches Fließen des Einbettungsmaterials unter der maximalen Lagerbelastung und ein Verlust der Stützstruktur zu verhindern, ist eine ausreichende Streckgrenze und eine Sicherheit gegen Fließen des Einbettungsmaterials vorzusehen. Eine Mindeststreckgrenze in Abhängigkeit des Nenndurchmessers ist nach Gleichung (26) zu berechnen. Die Streckgrenze ist weitestgehend unabhängig von der Lagerbelastung, da mit steigender Lagerbelastung größere Einbettungswandstärken vorzusehen sind. Eine Sicherheit gegen Fließen ist nicht einkalkuliert und muss individuell festgelegt werden.

$$R_{e,min} = 1,9 \cdot d + 240 \quad \text{für } 40 \leq d \leq 80 \quad (26)$$

Ergebnis >>> $R_{e,min}, S_F$

8) Zugbeanspruchung im keramischen Werkstoff

Punkt acht der Berechnungsvorschrift ist der Wissenschaft vorbehalten und dient den Forschern zur analytischen Bestimmung der vorherrschenden Zugspannung im keramischen Werkstoff bei gegebenem Lagerdurchmesser und unter Einhaltung der Kriterien des *Spannungsminimums* (Gleichungen (27) und (28)). Der Einfluss einer steigenden Flächenpressung ist aufgrund der analog ansteigenden Einbettungssteifigkeit vernachlässigbar. Ohne Zuhilfenahme der FEM kann somit überschlagsmäßig die maximale Zugspannung nach der Hauptnormalspannungshypothese im keramischen Werkstoff bestimmt werden.

$$R_{e,min} = -d + 140 \quad \text{für } E = 200 \text{ GPa} \quad (27)$$

$$R_{e,min} = -d + 200 \quad \text{für } E = 400 \text{ GPa} \quad (28)$$

Ergebnis >>> $\sigma_{l,Bu}$

7 Zusammenfassung und Diskussion der Ergebnisse

Mit Hilfe des methodischen Vorgehens zur Erforschung und Entwicklung eines keramischen und hochbeanspruchten Gleitlagers wurden entscheidende Schritte für einen praktischen Einsatz der neuartigen Komponente erfolgreich umgesetzt, sodass die mechanische Belastungen einer mobilen Arbeitsmaschinen ertragen werden. Die Motivation zur Substitution einer Hochleistungskeramik als Gleitlagerwerkstoff und des einhergehend hohen Verschleißwiderstandes standen den werkstofflich bedingten Nachteilen einer geringen Zugfestigkeit sowie Bruchzähigkeit und einem hohem Reibwert entgegen. In der vorliegenden Arbeit wurden theoretische Gedanken eines keramikgerechten Designs beschrieben, die mit numerischen und experimentellen Methoden verifiziert wurden. Dies umfasst sowohl die mechanische als auch die tribologische Lebensdauer unter der Prämisse einer Wartungsfreiheit, sodass die erwähnten nachteiligen Eigenschaften des keramischen Werkstoffes beherrscht oder umgangen werden.

Zur Absicherung der mechanischen Festigkeit wurden klassische Arm- und Koppelstangenverbindungen aus dem Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen analysiert und hinsichtlich einer minimal möglichen Zugbeanspruchung im keramischen Werkstoff durch konstruktive Maßnahmen ausgelegt. Da keramische Werkstoffe Druckspannung sehr gut ertragen, wird eine Verbundbuchse, bestehend aus der Stahleinbettung und der keramischen Gleitlagerbuchse, über eine Pressverbindung hergestellt. Weiterhin sind die Gleitflächen des Stahlbolzens ballig auszuführen, um ein Kantentragen unter Last zu verhindern. Neben den theoretischen Gedanken erfolgten umfangreiche Parameterstudien mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) zu konstruktiven und werkstofflichen Eingangsgrößen. Als Auslegungskriterium erfolgte die Definition des *Spannungsminimums*. Dabei stellt die Spannung, welche aus der Hertz'schen Pressung resultiert, die minimal erzielbare Zugspannung in einem Gleitlager dar. Mit Hilfe des Auslegungskriteriums des *Spannungsminimums* konnten notwendige Einbettungswandstärken in Abhängigkeit der Lagerbelastung und des Lagerdurchmessers berechnet werden. Basierend auf diversen numerischen Parameterstudien wurde weiterhin eine steifigkeits- und masseoptimierte Koppelstangeneinbettung mit rechteckiger Bauform ($w = 0,6$; $a = 0,8$) entwickelt.

Im Ergebnis der Parameterstudien stehen werkstoffliche und konstruktive Anforderungen an ein keramisches Gleitlager, auf deren Basis Proben für experimentelle Untersuchungen abgeleitet wurden und die maßgeblich zur Erstellung einer Berechnungsvorschrift für keramische Gleitlager beitragen. Mit Hilfe der keramikgerechten Proben erfolgte ein experimenteller Nachweis der statischen und dynamischen Tragfähigkeit. Für die mechanischen Experimente wurden

die Hochleistungskeramiken des ZrO_2 und des Si_3N_4 eingesetzt, die eine theoretisch ausreichende Biegebruchfestigkeit aufweisen. Experimentell konnte für beide Hochleistungskeramiken eine statische Tragfähigkeit bis mindestens 150 N/mm^2 nachgewiesen werden. Das Erreichen der dynamischen Tragfähigkeit wurde mit einer Lastwechselzahl von $N = 10^6$ definiert und es erfolgte die Untersuchung der Eingangsparameter der Lastquantität ($p_{max} = 150 \text{ N/mm}^2$) und der Lastfrequenz ($f_{L,max} = 12,5 \text{ Hz}$). Von besonderem Interesse ist die Lastfrequenz, da diese das keramische Werkstoffverhalten der geringen Bruchzähigkeit herausfordert. Im Ergebnis der dynamischen Tragfähigkeit stand ein mechanischer Festigkeitsnachweis des Si_3N_4 unter allen Lastquantitäten und -frequenzen. Das ZrO_2 weist bei erhöhter Lastfrequenz eine Rissbildung auf.

Unter der Prämisse der Wartungsfreiheit und des oszillierenden Betriebes wurde ein fluidfreies Schmiersystem für das keramische Gleitlager entwickelt. Nichtsdestotrotz ist eine Anwendung einer Öl- oder Fettschmierung für das entwickelte keramische Gleitlager denkbar, da grundsätzlich die mechanische Lebensdauer gegeben ist. Die Herausforderung aus tribologischer Sicht besteht in der Senkung des Reibwertes zwischen einem Si_3N_4 -Werkstoff und einer Stahlliegierung ($\mu \approx 0,7$). Aufgrund der genannten Zielsetzungen wird auf die Schmierung mit Festschmierstoffen zurückgegriffen – im speziellen Festschmierstoffe mit hexagonaler Schichtgitterstruktur. Die Applikation des Festschmierstoffes erfolgte auf die keramische Oberfläche und in oberflächliche Mikroschmierdepots, die mit Hilfe eines Ultrakurzpulslasers hergestellt werden. Als Festschmierstoff wurde ein kommerzieller und hitzehärtender Gleitlack verwendet, der MoS_2 , Graphit und PTFE beinhaltet. Innerhalb der tribologischen Untersuchungen wurden verschiedene gelaserte Schmierdepotkonfigurationen getestet, wovon die mikrostrukturierten Sinusfugen auf dem härteren Tribopartner (Schmierdepotkonfiguration Nr. 2) als Vorzugsvariante anzusehen ist und näher untersucht wurde. Im Ergebnis steht ein hervorragendes Reib- und Verschleißverhalten. Der Reibwert beträgt im Minimum rund 0,06 und liegt kurz vor dem Ausfall der Trennschicht des keramischen Gleitlagers bei rund 0,22. Messtechnisch konnte kein Verschleiß festgestellt werden. Ein Optimierungspotenzial besteht hinsichtlich des erzielbaren Gleitweges, welcher einen realen Einsatz noch nicht rechtfertigt.

Basierend auf den numerischen Berechnungen und den mechanischen sowie tribologischen Untersuchungen erfolgte die Erstellung einer analytischen Berechnungsvorschrift zur Dimensionierung keramischer Gleitlager nach dem Auslegungskriterium des *Spannungsminimums* (Gültigkeitsbereich $40 \leq d \leq 80 \text{ mm}$; $50 \leq p \leq 150 \text{ N/mm}^2$). Die Berechnungsvorschrift berücksichtigt dabei die Dimensionierung der Einbettung, des Bolzens und der Gleitlagerbuchse in Abhängigkeit des Nenndurchmessers, der Lagerbelastung und des tribologischen Systems.

Im Ergebnis der wissenschaftlichen Arbeit steht der Maschinenbaubranche ein Gleitlager zur Verfügung, das sich durch einen breiten Einsatzbereich auszeichnet und vor allem die mechanische Einsatzfähigkeit einer Hochleistungskeramik unter hohen Belastungen erlaubt. Die tribologischen Einsatzgrenzen sind aufgrund der Verwendung einer Hochleistungskeramik weniger eingeschränkt. Für eine prototypisch hergestellte und gelaserte keramische Gleitlagerbuchse aus Si_3N_4 mit einem Nenndurchmesser von 40 mm sind Investitionskosten von circa 800 € zu veranschlagen. Daneben besitzt ein keramisches Gleitlager den Vorteil eines vereinfachten Reparatursystems im Vergleich zum Stand der Technik. Bei der Reparatur eines keramischen Gleitlagers würde lediglich der Bolzen auszuwechseln sein und die Trennschicht ist nach vorhergehender Säuberung der Gleitlagerbuchse zu erneuern. Da die keramische Gleitlagerbuchse selbst einen sehr geringen Verschleiß aufweist und auch die Mikroschmierdepots den Beanspruchungen standhalten, kann diese weiterverwendet werden, ohne dass der Lagersitz aufwendig erneuert werden muss. Auf Hochleistungskeramik basierende Gleitlager sind somit ein weiterer wichtiger Baustein für die Senkung der Betriebskosten und Steigerung der Ökobilanz einer mobilen oder stationären Maschine.

8 Ausblick

Die vorliegende Arbeit bietet eine neue Lösung im Bereich der Gleitlagertechnik und eröffnet eine zusätzliche Anwendung von Hochleistungskeramiken in hochbelasteten Bereichen und zeigt ein neuartiges sowie fluidfreies Schmiersystem für keramische Werkstoffe auf. Es ist festzuhalten, dass zu einigen tribologischen Thematiken lediglich die positive Wirkung festgestellt wurde, aber eine tiefgründige Analyse der Eingangsparameter und deren Einfluss insbesondere auf das tribologische Verhalten aussteht. Dies betrifft vor allem die Vielfalt der geometrischen Schmierdepots, die mit Hilfe eines Ultrakurzpulslasers hergestellt werden können. Eine eingehendere Analyse der Schmierdepotform, des -abstandes, der -tiefe und der -breite sowie deren Einfluss auf den Reibwert, Verschleiß und den erzielbaren Gleitweg in Abhängigkeit der Flächenpressung und des Gleitweges ist zu erforschen.

Auch die Beschreibung des Festschmierstoffverhaltens und die Ableitung einer geeigneten Schmierdepotkonfiguration in Abhängigkeit der Anwendung ist weder analytisch noch numerisch umsetzbar. Da das Festschmierstoffverhalten – Schichtgitterstruktur mit Gleitebenen auf atomarer Ebene – weder der Hydrodynamik noch einem Festkörperverhalten ähnelt, sind numerische Methoden aus diesen Domänen unbrauchbar. Denkbar wären Ansätze aus der DEM oder der Vollmolekulardynamik. Beide Ansätze bedingen jedoch einen hohen Rechenaufwand aufgrund der geforderten Partikelgröße auf atomarer Ebene. Weiterhin ist eine transiente Berechnung unabdingbar, um den Trennschichtabbau, den Verschleiß sowie die Festschmierstofffreisetzung aus den Depots zu simulieren. Ebenso gilt es die verschiedenen Festschmierstoffarten im Einsatz eines keramischen Gleitlagers zu untersuchen.

Weitere Ansätze zur Optimierung des Tribologiesystems bestehen auch auf der Seite des Stahlbolzens. Dieser weist den Großteil des Verschleißes des keramischen Gleitlagers auf und ist hinsichtlich der Härte zu steigern. Die bisherige Hartverchromung kann durch eine Vielzahl von Beschichtungsmöglichkeiten ersetzt und somit die tribologische Lebensdauer verlängert werden. Eine keramische Beschichtung, das Laserhärten, Hardide, DLC-Schichten und viele mehr sind in Kombination mit einer Si_3N_4 -Gleitlagerbuchse zu erforschen. Überdies sind auch Ansätze eines selbstschmierenden Stahlbolzens denkbar, welcher mit Hilfe von Beschichtungen über das thermische Spritzen hergestellt werden kann. Dabei beinhalten die Beschichtungen einstellbare Konzentrationen an Festschmierstoffen oder bestehen aus porösen Beschichtungen, die den Festschmierstoff aufnehmen.

Allgemein ist der Einfluss von Abrasivstoffen und Wasser auf das neuartige Tribologiesystem sowie die Notwendigkeit eines Dichtsystems zu erforschen. Hinsichtlich der mechanischen Lebensdauer ist die statische und dynamische Tragfähigkeit über einer Flächenpressung von 150 N/mm^2 hinaus experimentell zu untersuchen, da die zulässige Tragfähigkeit mit einer Si_3N_4 -Gleitlagerbuchse noch nicht erreicht wurde.

Literaturverzeichnis

- [1] M. Woydt, M. Ketting u.a, *Solid Bonded Films or Monolithic Ceramics in Tracked Chains of Construction Equipments for Wear Management*, NATO, 2004.
- [2] G. Kunze, H. Göhring, K. Jacob, *Baumaschinen - Erdbau- und Tagebaumaschinen*, Vieweg, 2002.
- [3] H. Czichos, K.-H. Habig, *Tribologie-Handbuch - Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*, Vieweg + Teubner, 2010.
- [4] Schaeffler - INA, FAG, *Gleitlager - Gelenklager, Gelenkköpfe, Gleitbuchsen, Anlaufscheiben, Streifen*, Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG, 2014.
- [5] Schunk Kohlenstofftechnik GmbH, *Kohlenstoffgleitlager*, [Online]. schunk-group.com [Zugriff 2015].
- [6] Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG, *Preisliste 2014-07*, Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG, 2014.
- [7] Volker Hofmann e.K., *Baumaschinenverschleißteile*, [Online]. baumaschinenverschleissteile.com. [Zugriff März 2018].
- [8] Informationszentrum Technische Keramik (IZTK), *Brevier Technische Keramik*, Fahner Verlag, 2003.
- [9] K. Fischer, *Konstruktions Keramik - Berechnungsmethoden - Festigkeit, Lebensdauer, Zuverlässigkeit*, Wiley, 1992.
- [10] Friatec GmbH, CeramTec GmbH, hightec ceram Dr. Steinmann + Partner GmbH, BCE Special Ceramics GmbH, ceratec GmbH, Doceram GmbH, [Online]. [Zugriff am 2015].
- [11] A. Michaelis, *Keramische Werkstoffe*, Vorlesungsskript, 2015.
- [12] S. Graul, *Experimentelle Ermittlung von Lagerkräften an Gelenken der Arbeitsrüstung von Universalbaggern*, Diplomarbeit TU Dresden, Dresden, 1996.
- [13] S. Graul, *Interview, Information zum Einsatz keramischer Gleitlager*. Juli 2017.
- [14] Deutsches Institut für Normung e. V. DIN EN 843-1, *Hochleistungskeramik – Mechanische Eigenschaften monolithischer Keramik bei Raumtemperatur; Teil 1: Bestimmung der Biegefestigkeit*, 2007.
- [15] B. Schlecht, *Maschinenelemente 1: Festigkeit, Wellen, Verbindungen, Federn, Kupplungen*, Pearson Studium, 2006.
- [16] J. Weber, S. Mieth, *Methode zur Online-Prozessmustererkennung für die Ermittlung von Kundenkollektiven an mobilen Baumaschinen (Process Assist)*, FKZ: 18014 BR/1, Dresden, 2016.

- [17] G. Kunze, Gräfe, *Studie über Gelenklager am Hydraulikbagger M700*, 1995.
- [18] H. Czichos., D. Klaffke, E. Santner, M. Woydt, *Advances in tribology: the materials point of view*, Berlin: Elsevier, 1995.
- [19] M. Woydt, *Moderne Methoden zur Beschaffung innovativer Werkstofflösungen für hochbeanspruchte Reibstellen*, Bundesanstalt für Materialforschung, 2000.
- [20] K. Thiede, *Untersuchungen hochbelasteter Gelenklager bei langsamen oszillierenden Gleitbewegungen*, Magdeburg: Dissertation, 1997.
- [21] L. Deters, *Grundsätzliches zu Reibung und Verschleiß in der technischen Anwendung*, Magdeburger Wissenschaftsjournal, Nr. 01/2004, 2004.
- [22] D. Muhs, D. Jannasch, J. Voßiek, H. Wittel, *Roloff/Matek Maschinenelemente*, Springer Vieweg, 2013.
- [23] F. J. Carignan, C. S. Yust, *Observations on the Sliding Wear of Ceramics*, ASLE Transactions, pp. 245-252, 2008.
- [24] M. Woydt, K.-H. Habig, A. Skopp, *Unlubricated sliding friction and wear of various Si₃N₄ pairs between 22° and 1000°C*, Tribology international Vol 23, 1990.
- [25] K. Holmberg, P. Andersson, *Limitations on the use of ceramics in unlubricated sliding applications due to transfer layer formation*, Wear, 1994.
- [26] Dr. rer. nat. habil. M. Herrmann (Fraunhofer IKTS), *Interview*, 30. November 2016.
- [27] H. R. Pasaribu, *Friction and wear of zirconia and alumina ceramics doped with CuO*, Dissertation, 2005.
- [28] I. Winnubst, S. Ran, E. A. Speets, D. H. A. Blank, *Analysis of reactions during sintering of CuO-doped 3Y-TZP nano-powder composites*, Elsevier, 2009.
- [29] Y. Xing, J. Deng, Z. Wu, H. Cheng, *Effect of regular surface textures generated by laser on tribological behavior of Si₃N₄/TiC ceramic*, Elsevier, 2012.
- [30] Y. Xing, J. Deng, X. Feng, S. Yu, *Effect of laser surface texturing on Si₃N₄/TiC ceramic sliding against steel und dry friction*, Elsevier, 2013.
- [31] E. Rabinowicz, *Abrasive wear resistance as a material test*, Lubrication Engineering 33, 1977.
- [32] Schulz Metallveredelung GmbH, *Informationsblatt zu Hartchromschichten*, [Online]. [Zugriff 2015].
- [33] V. Weiß, *In situ-Untersuchung des Wachstums von reaktiv gesputterten MoS_x- und WS_x-Schichten mit Hilfe der energiedispersiven Röntgenbeugung (EDXRD)*, Dissertation, 2003.

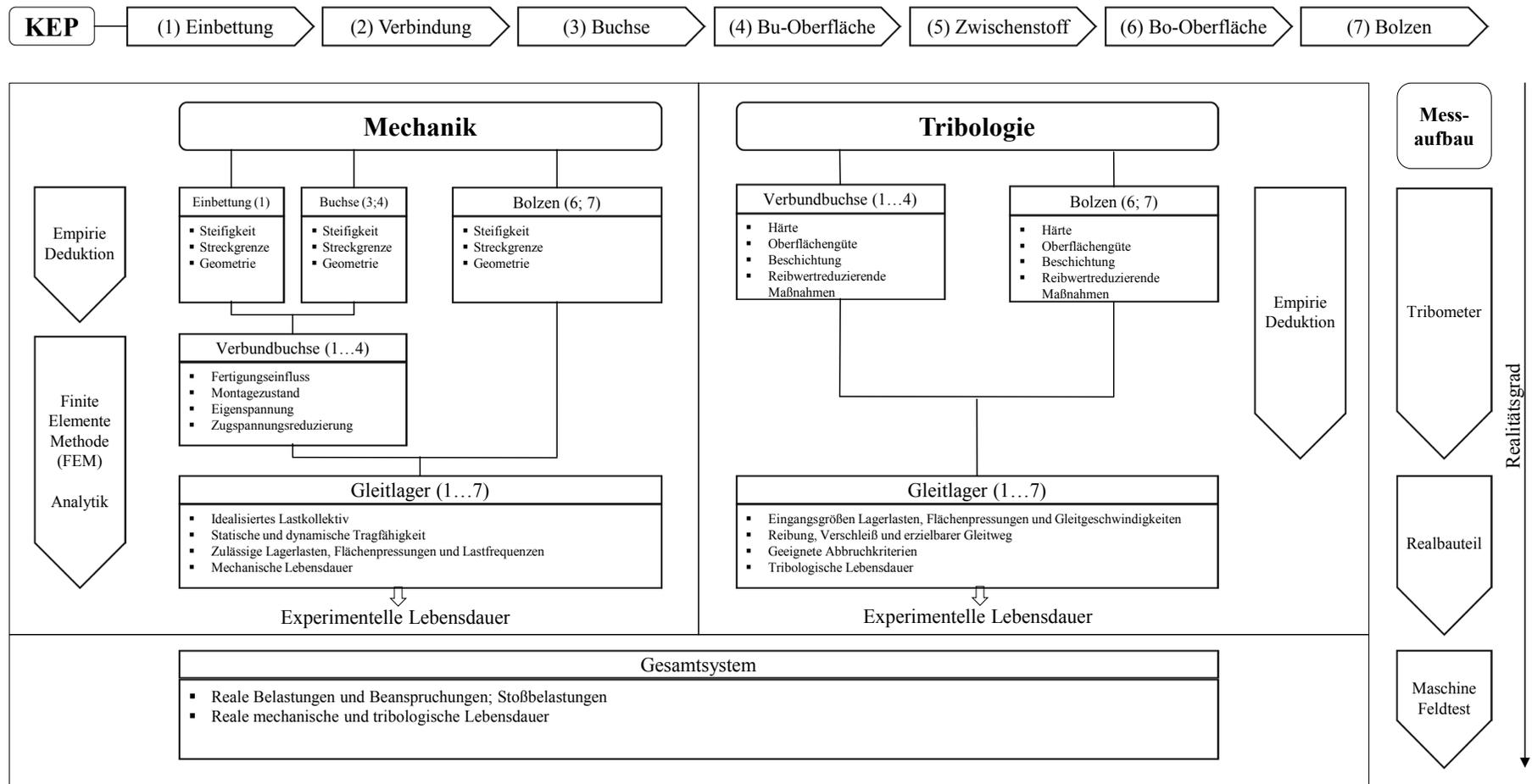
Anlagenverzeichnis

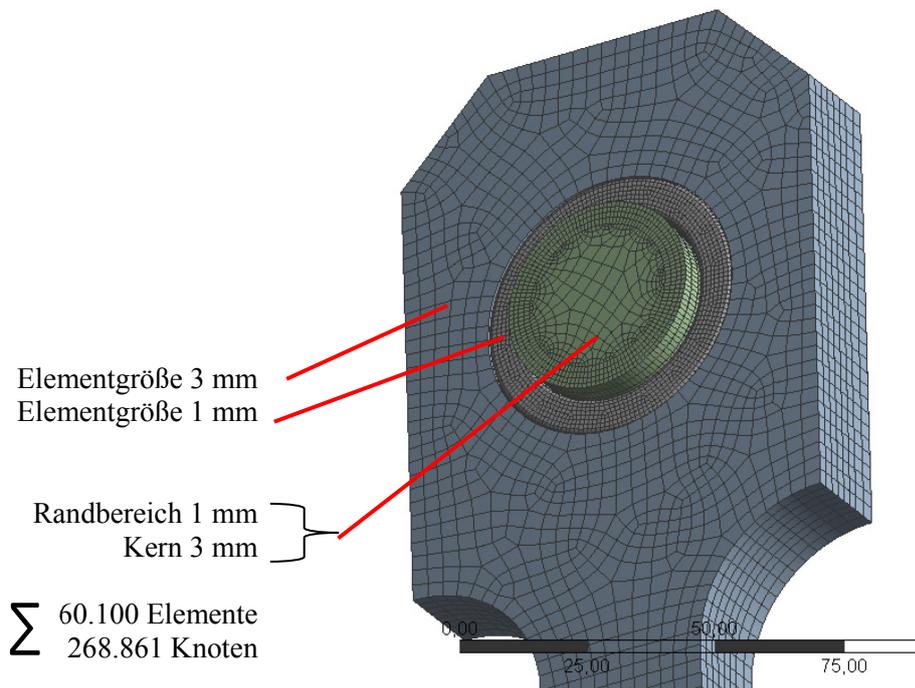
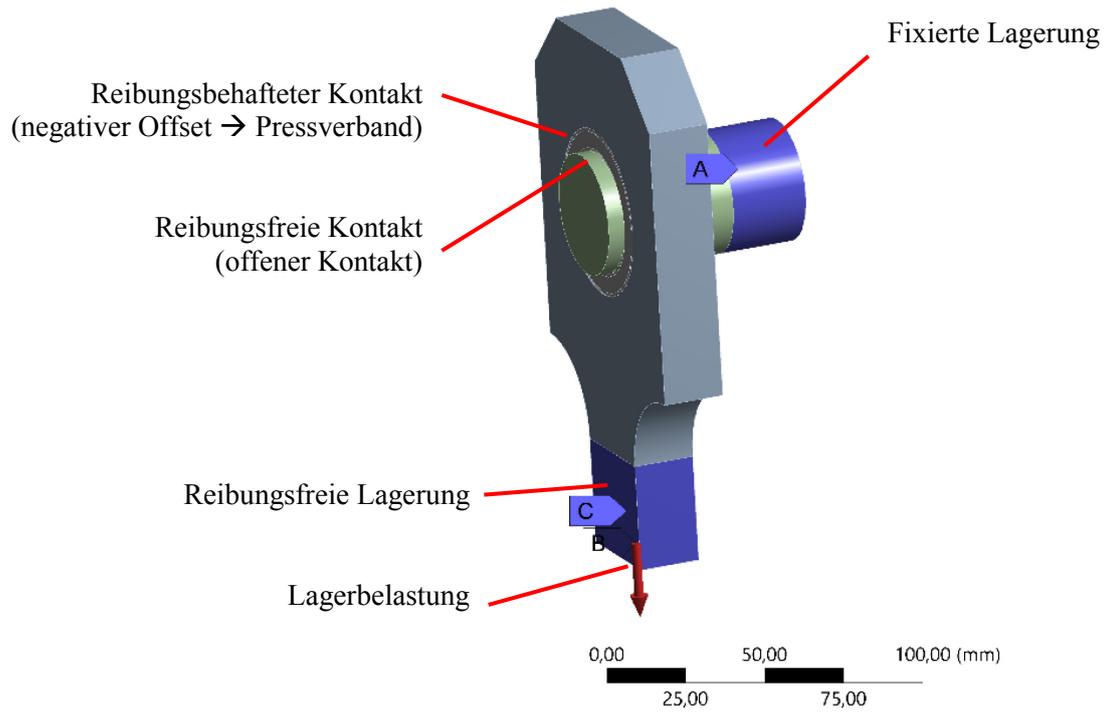
Anhang 1	Morphologischer Kasten.....	98
Anhang 2	Veranschaulichung der aufgestellten Methodik.....	99
Anhang 3	Numerisches Modell (FE-Modell).....	100
Anhang 4	Numerische Ergebnisse (FEM) für $t_{11} = f(p, E)$ bei $d = 40; 60; 80$	101
Anhang 5	Technische Zeichnungen.....	102
Anhang 6	Prüfvorrichtungen.....	107
Anhang 7	Probeneigenschaften.....	108
Anhang 8	Versuchspläne.....	115
Anhang 9	Schmierdepotgeometrie.....	119
Anhang 10	Tribologische Untersuchungen (Vergleichskollektiv).....	120

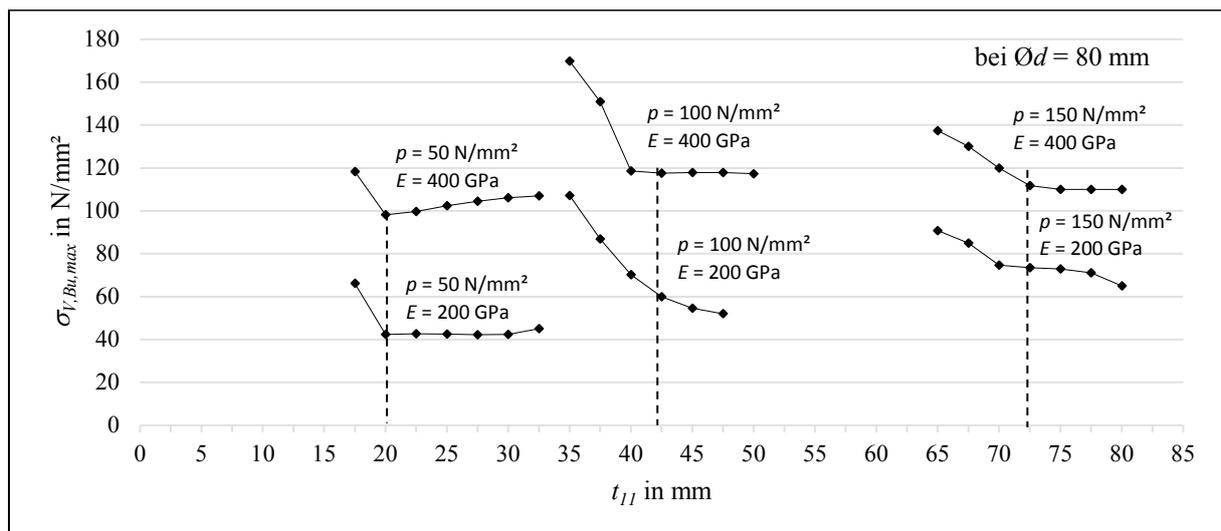
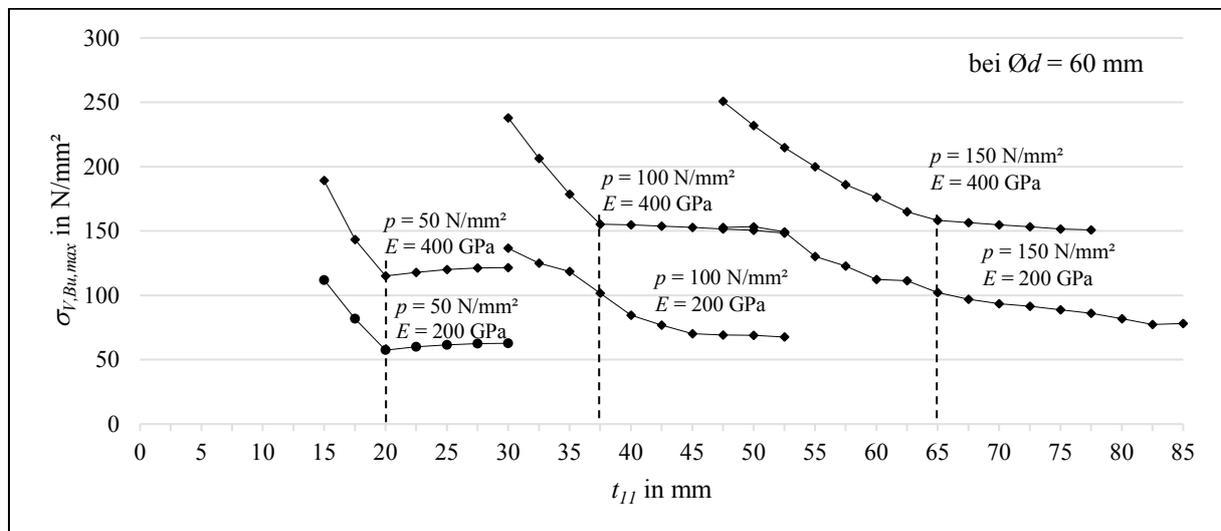
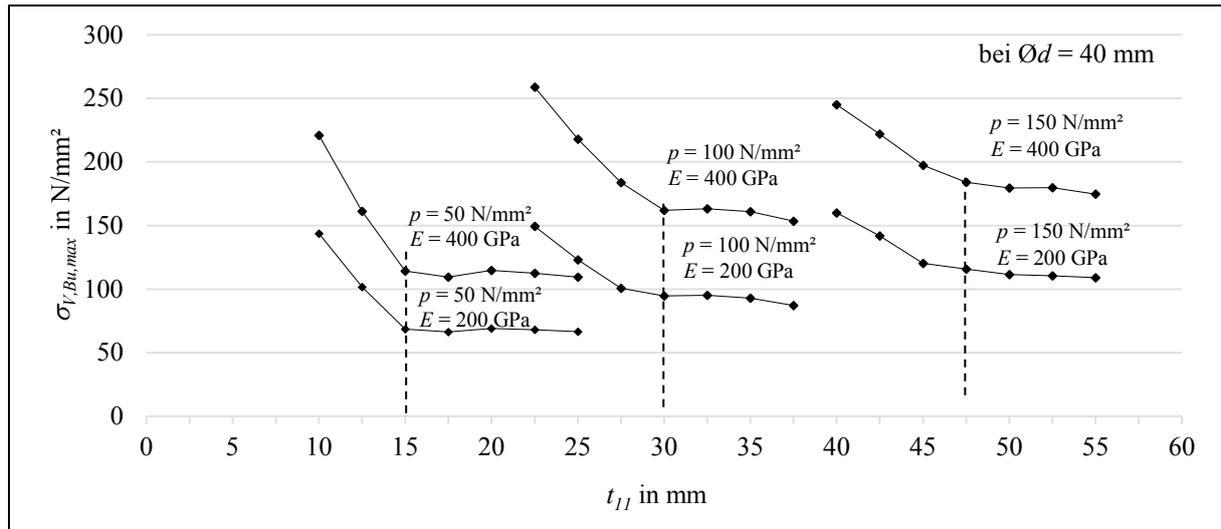
Umsetzung Teilfunktion		1	2	3	4	5	6
		Vollmaterial			Hohlmaterial		
A	Einbettung	Kreisrund	Lastrichtungsge- recht	Stege	Lastrichtungsge- recht		
B	Verbindung Einb. u. Buchse	Querpressver- band	Längspressverband	Klemmverbindung	zusätzlich axiale Einspannung		
C	Gleitlagerbuchse	Siliziumnitrid	Zirkoniumdioxid (PSZ)				
D	Buchsenoberflä- che	rau	glatt	lasertexturiert	Schmiernuten		
E	Zwischenstoff	MoS ₂	Graphit	PTFE	Metalloxide	Weiche Me- talle	
F	Bolzenoberfläche	Hartverchromt	Nitriert	Randschichtgehär- tet	DLC-Schicht	Laserhärtung	Keramikbeschich- tet
G	Bolzen	Vollwelle			Hohlwelle		
		Vergütungsstahl	Werkzeugstahl	Feinkornbaustahl	Vergütungsstahl	Werkzeug- stahl	Feinkornbaustahl

Vorzugsvarianten:

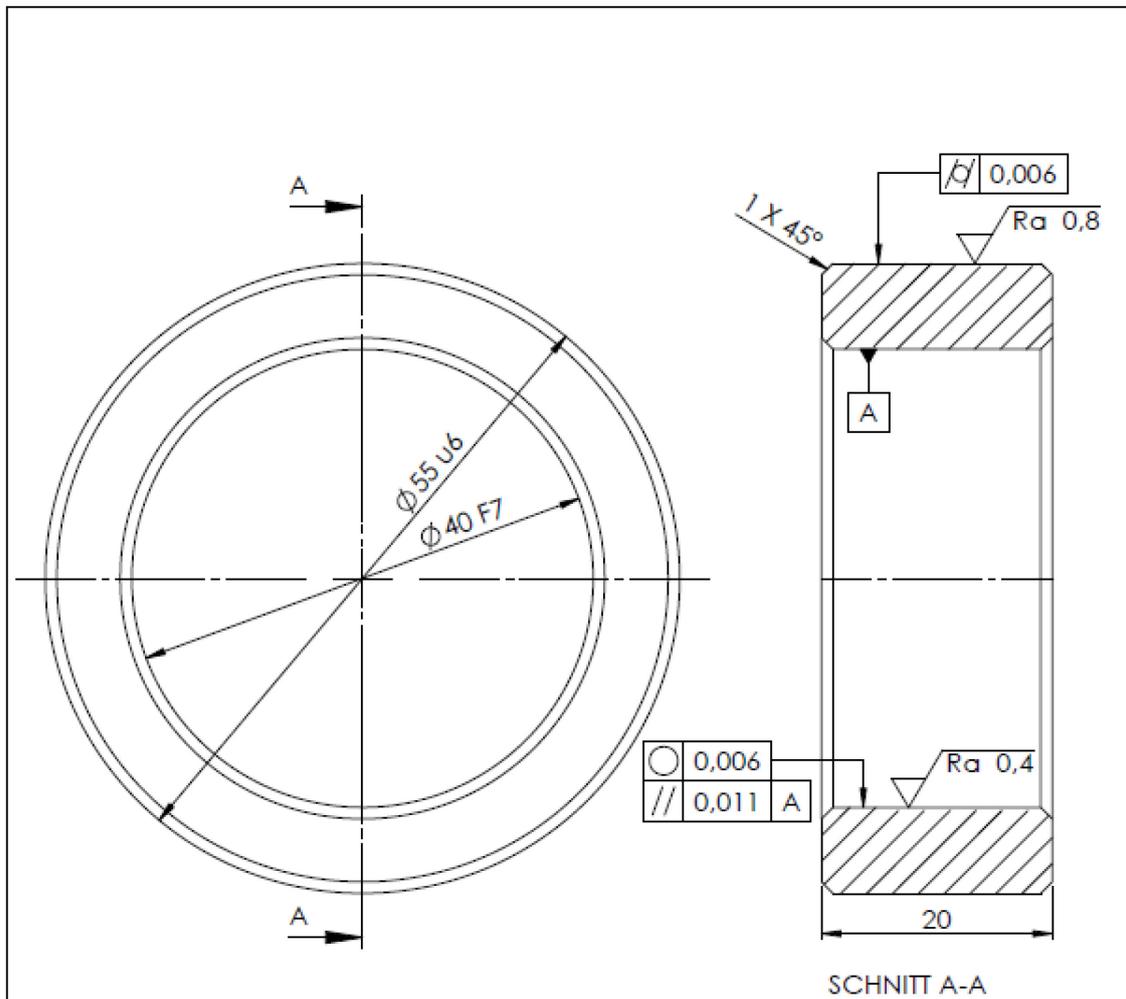
- 1) A1:B1:C1:D3:E1:F1:G1
- 2) A1:B1:C2:D3:E1:F1:G1







Gleitlagerbuchse – ZrO₂/Si₃N₄

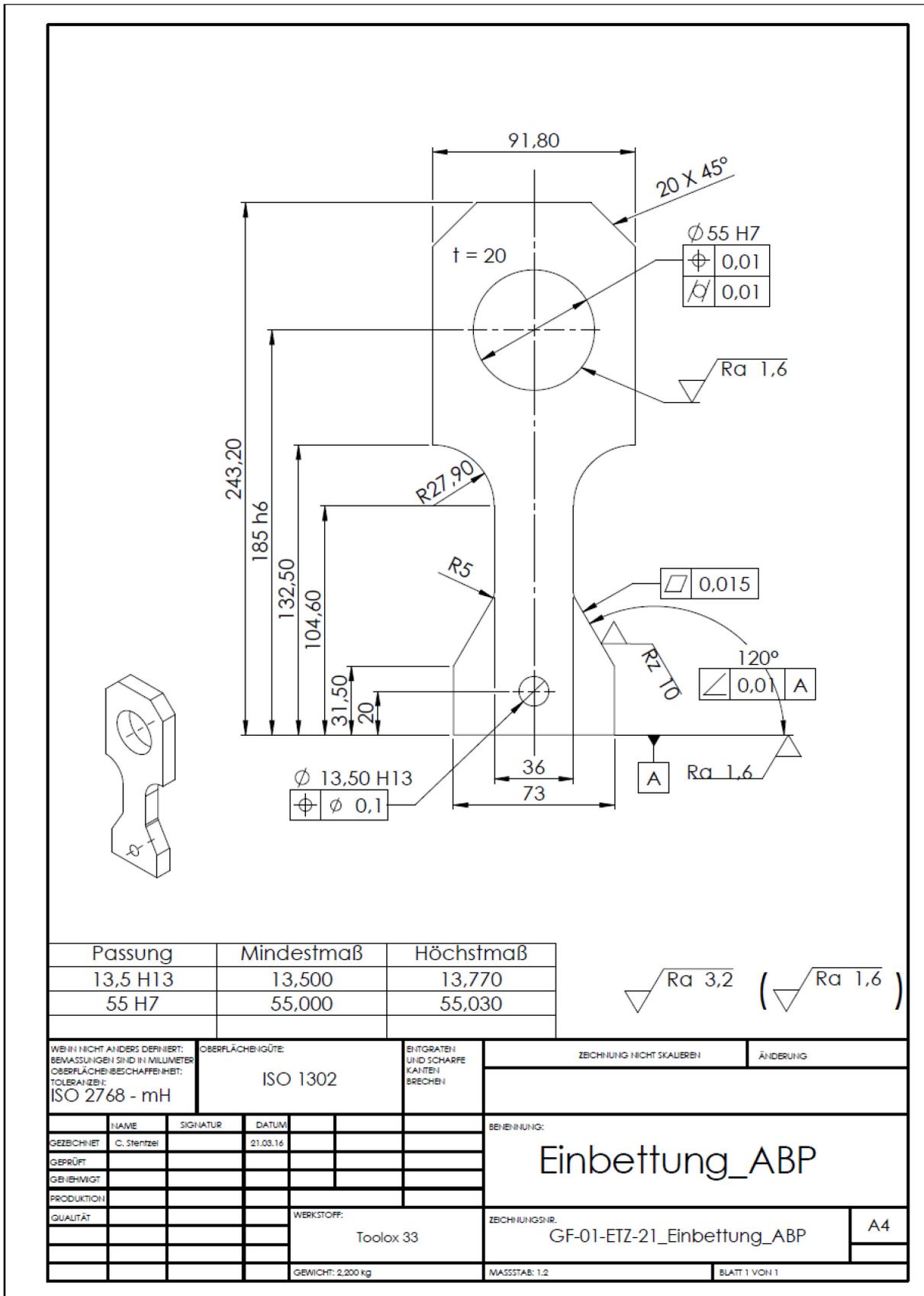


Passung	Mindestmaß	Höchstmaß
40 F7	40,025	40,050
55 u6	55,087	55,106

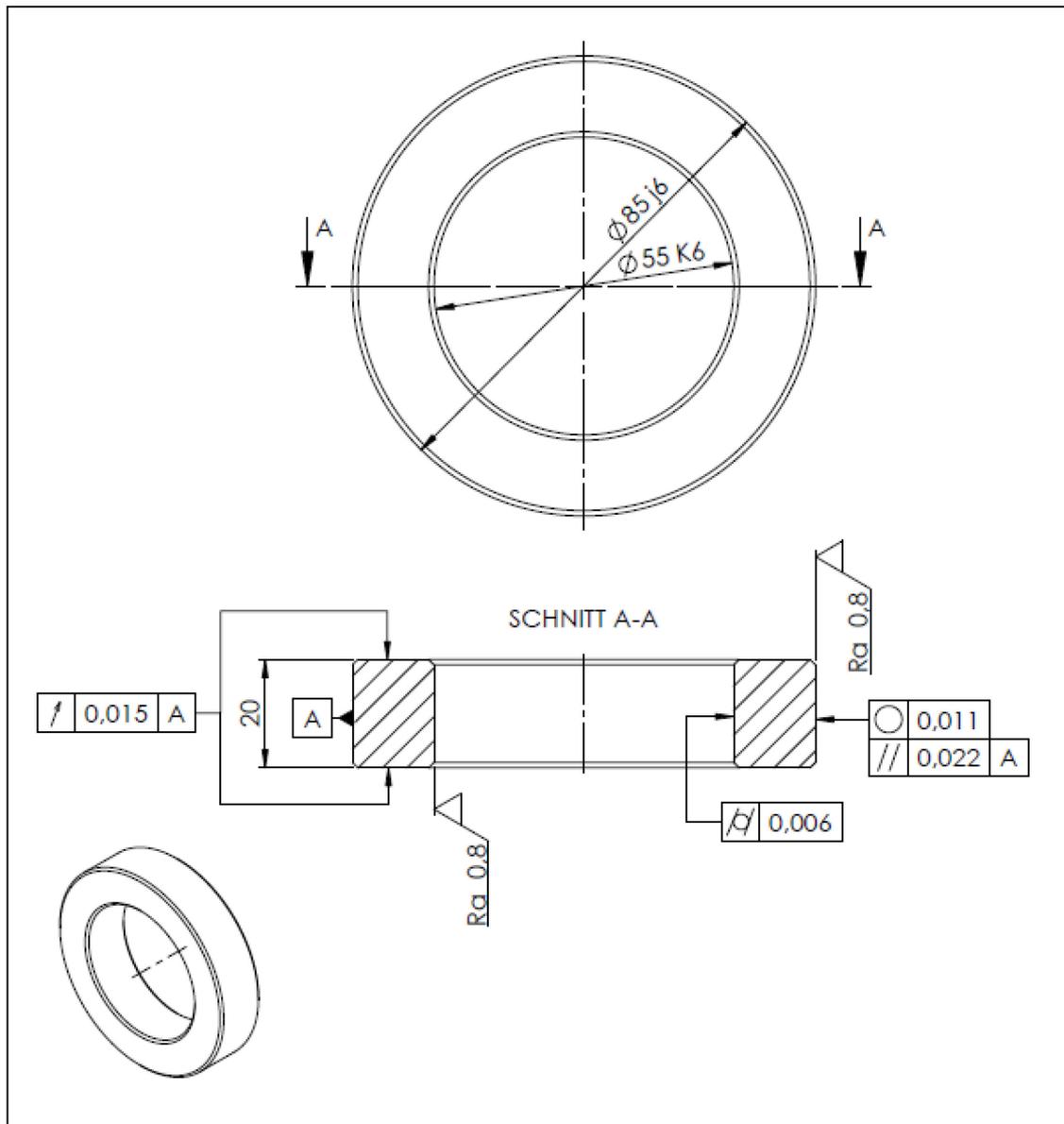
$$\sqrt{Ra\ 3,2} \left(\sqrt{Ra\ 0,8}, \sqrt{Ra\ 0,4} \right)$$

WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BEMASSUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: ISO 2768 - mH		OBERFLÄCHENGÜTE:		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN		ÄNDERUNG	
GEZEICHNET	NAME	SIGNATUR	DATUM			BENENNUNG:			
GEPRÜFT	C. Stenzel		24.09.15			Muster 1.1 - Keramikbuchse			
GENEHMIGT						ZEICHNUNGSNR. M1 - Bu - 01			
PRODUKTION				WERKSTOFF:				A4	
QUALITÄT				ZrO ₂ - PSZ (nach Vorgaben)					
				GEWICHT: 0,134 kg		MASSSTAB: 2:1		BLATT 1 VON 1	

Einbettung – Koppelstange



Einbettung – Armverbindung

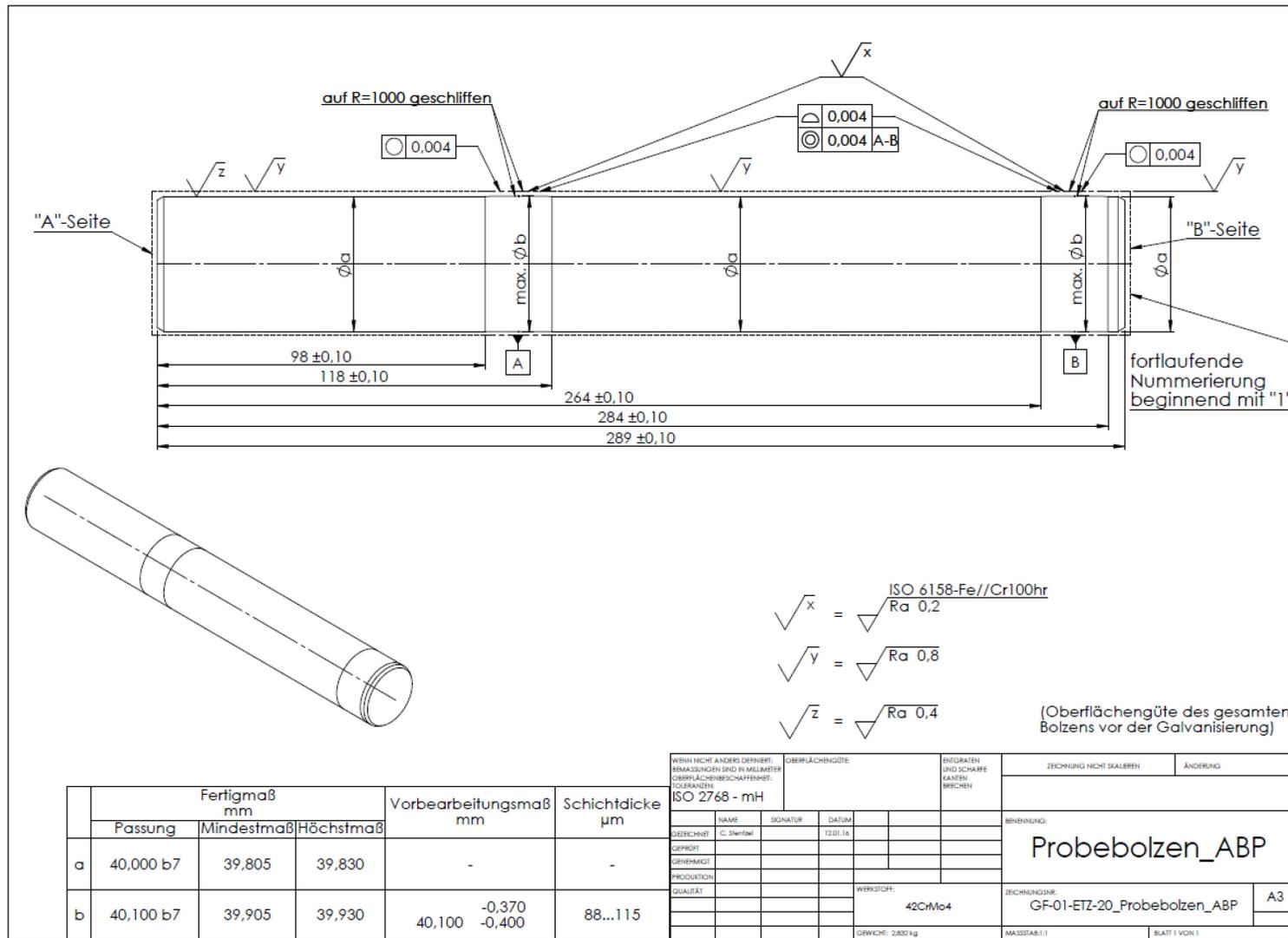


Passung	Mindestmaß	Höchstmaß
55 K6	54,985	55,004
85 j6	84,991	85,013

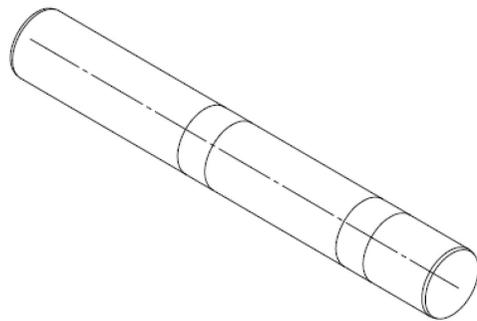
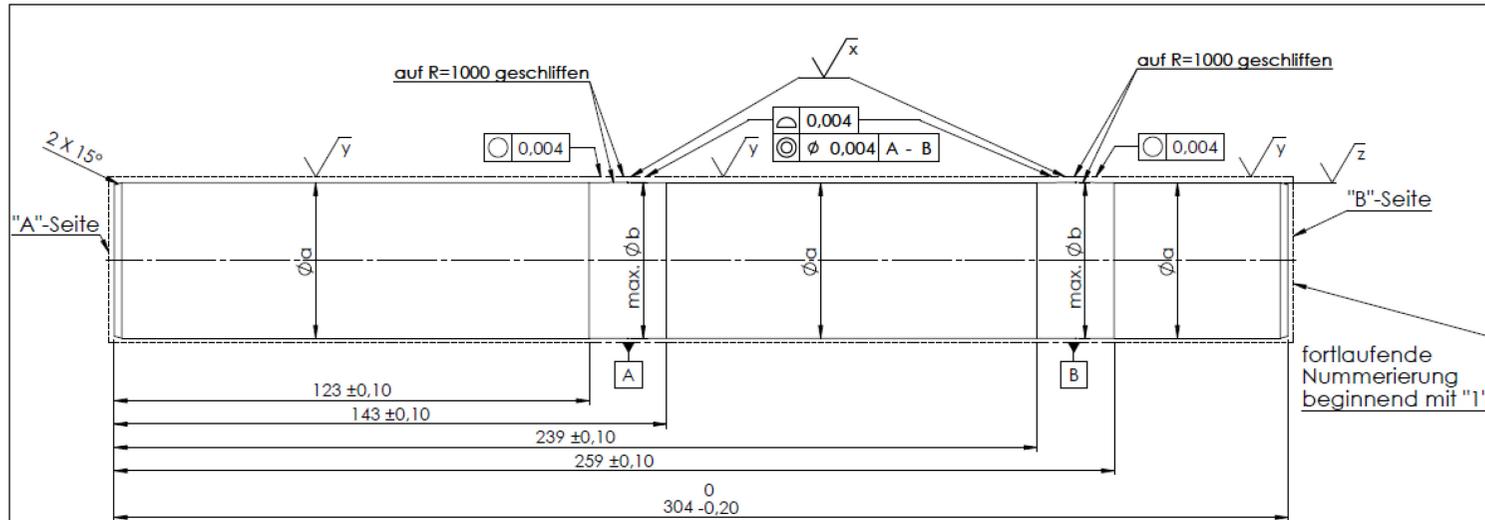
$\sqrt{Ra\ 3,2}$ ($\sqrt{Ra\ 0,8}$)

WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: ABMESSUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: ISO 2768 - mH		OBERFLÄCHENGÜTE: ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN ÄNDERUNG	
ZEICHNET C. Stenzel DATUM 07.01.16	SIGNATUR _____ DATUM _____	NAME _____ SIGNATUR _____ DATUM _____	NAME _____ SIGNATUR _____ DATUM _____	BEZEICHNUNG: <h1 style="text-align: center;">Probeneinbettung</h1>	
WERKSTOFF: S355JR			ZEICHNUNGSNR. GF-01-ETZ-28_Probeneinbettung		A4
GEWICHT: 0,511 kg			MASSSTAB: 1:1		BLATT 1 VON 1

Probelbolzen – Koppelstange



Probepbolzen – Armverbindung

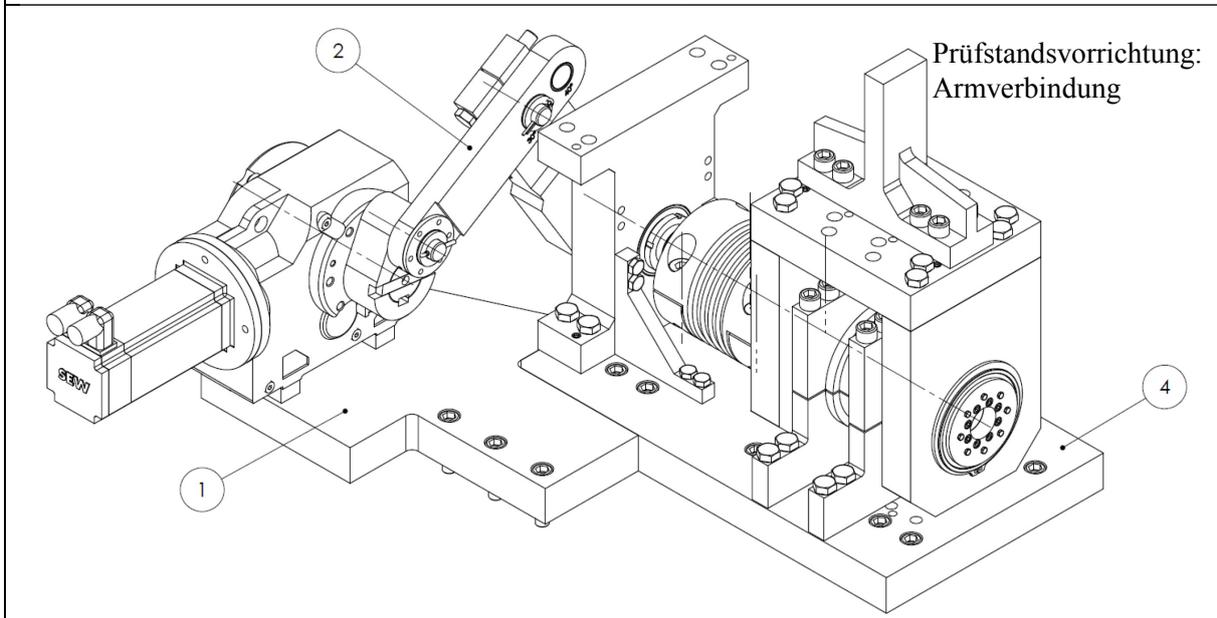
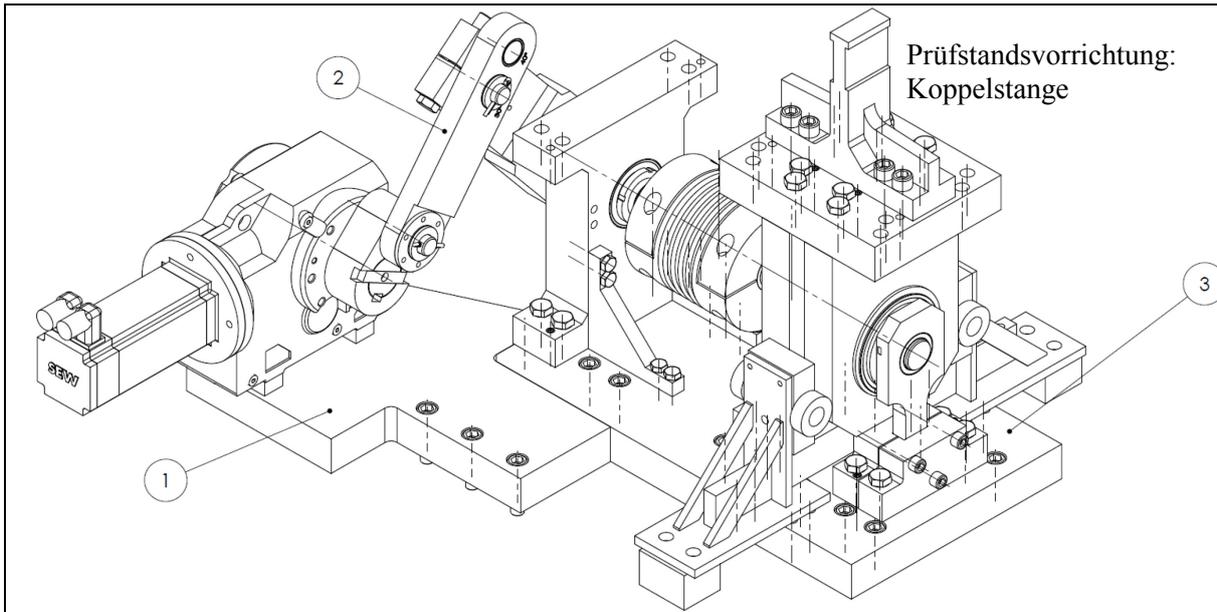


\sqrt{x} = $\sqrt{Ra\ 0,2}$ ISO 6158-Fe//Cr100hr
 \sqrt{y} = $\sqrt{Ra\ 0,8}$
 \sqrt{z} = $\sqrt{Ra\ 0,4}$

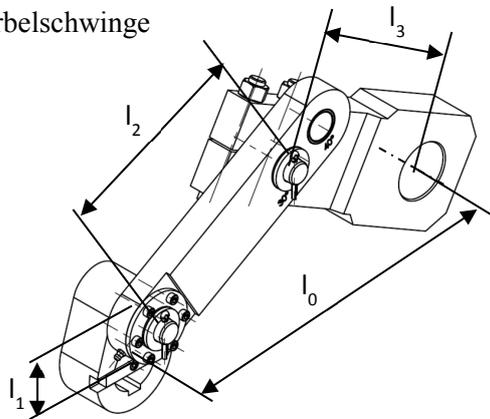
(Oberflächengüte des gesamten Bolzens vor der Galvanisierung)

	Fertigmaß mm			Vorbearbeitungsmaß mm	Schichtdicke µm
	Passung	Mindestmaß	Höchstmaß		
a	40,000 b7	39,805	39,830	-	-
b	40,100 b7	39,905	39,930	40,100 -0,370 -0,400	88...115

WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: ABMESSUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENSCHEIFFENGRAD: TOLERANZEN: ISO 2768 - mH		OBERFLÄCHENGÜTE		ENIGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN		ÄNDERUNG	
NAME	SIGNATUR	DATUM				BENENNUNG:			
BEZICHRNFT: C. 3erlmal		07.01.14				Probepbolzen_B			
GEPRÜFT									
GENEHMIGT									
PRODUKTION									
QUALITÄT					WERKSTOFF:	42CrMo4		ZEICHNUNGSRN: GF-01-ETZ-27_Probepbolzen_B	
					GEWICHT: 2,980 kg			A3	
						MASSSTAB: 1:1		BLATT 1 VON 1	

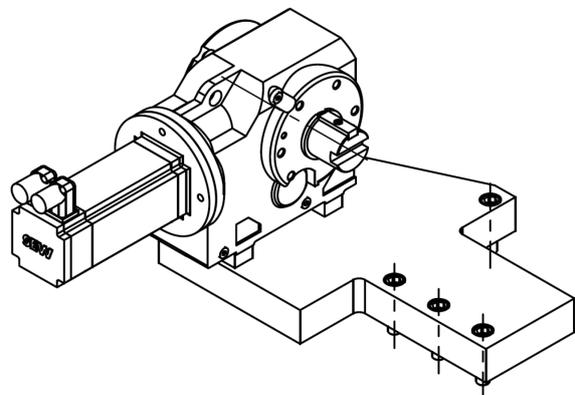


Kurbelschwinge



Bedingung für zentrische Kurbelschwinge:
 $l_1^2 + l_0^2 = l_2^2 + l_3^2$

Antriebseinheit



Gleitlagerbuchse – ZrO₂ (statische und dynamische Tragfähigkeit)

Nr.	Außenkontur					Innenkontur						B	ρ	K_{IC}	HV_{10}
	$\varnothing d_A$ u6	/O/	R_a	R_z	R_k	$\varnothing d_i$ F7	O	//	R_a	R_z	R_k				
	55,106	0,006	0,8	-	-	40,050	0,006	0,011	0,4	-	-	20,2	g/cm ³	MPa* \sqrt{m}	-
	55,087					40,025						19,8			
1	55,104	0,003	0,58	3,72	1,83	40,039	0,005	0,000	0,26	2,04	0,74	20,038	6,084	4,7	1318
2	55,101	0,005	0,66	4,11	1,99	40,033	0,015	0,006	0,18	1,29	0,56	20,033			
3	55,103	0,006	0,62	3,98	1,99	40,034	0,005	0,003	0,24	1,79	0,69	20,052			
4	55,094	0,007	0,63	4,26	1,85	40,034	0,008	0,001	0,25	2,31	0,60	20,061			
5	55,103	0,005	0,70	4,03	2,28	40,034	0,017	0,002	0,32	2,27	0,93	20,033			
6	55,106	0,004	0,64	4,10	2,03	40,035	0,003	0,004	0,23	1,70	0,72	20,050			
7	55,104	0,005	0,66	4,45	1,97	40,044	0,022	0,000	0,28	2,05	0,82	20,022			
8	55,095	0,008	0,68	4,01	2,18	40,037	0,013	0,001	0,22	1,80	0,53	20,053			
9	55,101	0,005	0,61	3,72	1,93	40,040	0,005	0,001	0,26	2,09	0,74	20,045			
10	55,099	0,004	0,64	4,30	1,87	40,035	0,004	0,000	0,25	1,82	0,71	20,032			
11	55,101	0,004	0,66	4,04	2,01	40,035	0,004	0,001	0,26	1,83	0,76	20,041			
12	55,096	0,010	0,72	4,45	2,22	40,032	0,013	0,000	0,19	2,04	0,46	20,096			

Gleitlagerbuchse – Si₃N₄ (statische und dynamische Tragfähigkeit)

Nr.	Außenkontur					Innenkontur						B	ρ	K_{IC}	HV ₁₀
	$\varnothing d_A$ u6	/O/	R _a	R _z	R _k	$\varnothing d_i$ F7	O	//	R _a	R _z	R _k				
	55,106	0,006	0,8	-	-	40,050	0,006	0,011	0,4	-	-	20,2	g/cm ³	MPa*√m	-
	55,087					40,025						19,8			
1	55,094	0,008	0,53	3,56	1,65	40,034	0,008	0,003	0,14	1,00	0,47	19,975	3,234	5,6	1366
2	55,097	0,004	0,51	3,24	1,63	40,033	0,005	0,001	0,20	1,53	0,64	19,996			
3	55,094	0,007	0,60	4,10	1,88	40,040	0,015	0,013	0,19	1,47	0,60	19,971			
4	55,102	0,004	0,56	3,79	1,72	40,033	0,003	0,001	0,20	1,45	0,59	19,992			
5	55,097	0,004	0,56	3,58	1,70	40,044	0,003	0,001	0,20	1,33	0,66	19,996			
6	55,093	0,005	0,60	3,86	1,99	40,029	0,006	0,004	0,14	1,01	0,45	19,978			
7	55,098	0,009	0,51	3,47	1,60	40,046	0,006	0,002	0,24	1,74	0,74	19,994			
8	55,097	0,006	0,51	3,50	1,72	40,043	0,005	0,002	0,23	1,62	0,70	19,987			
9	55,099	0,004	0,55	3,68	1,80	40,034	0,003	0,001	0,27	1,78	0,86	19,986			
10	55,098	0,004	0,54	3,49	1,72	40,034	0,003	0,003	0,24	1,59	0,80	20,005			
11	55,101	0,004	0,51	3,23	1,71	40,032	0,004	0,001	0,20	1,39	0,61	19,988			
12	55,102	0,005	0,58	3,75	1,80	40,032	0,005	0,003	0,20	1,48	0,60	19,991			

Gleitlagerbuchse – Si₃N₄ (tribologische Untersuchungen)

1. Charge – Sinusfugen

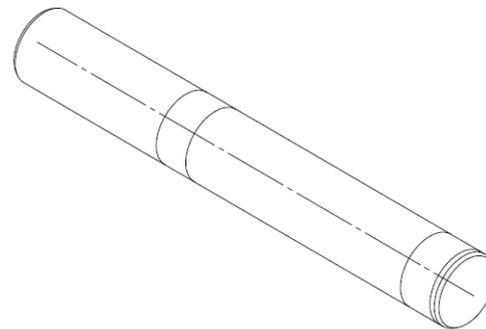
Nr.	Außenkontur					Innenkontur						B	Schmierdepotkonfiguration
	Ød _A u6	/O/	R _a	R _z	R _k	Ød _i F7	O	//	R _a	R _z	R _k		
	55,106	0,006	0,8	-	-	40,050	0,006	0,011	0,4	-	-		
55,087	40,025					19,8							
1	55,090	0,008	0,33...0,64	2,17...4,24	-	40,033	0,003	0,003	0,19...0,31	1,33...2,80	-	-	Nr. 2: Sinusfugen
3	55,096	0,005				40,036	0,001	0,002					Nr. 2: Sinusfugen
4	55,093	0,004				40,038	0,002	0,002					Nr. 2: Sinusfugen
5	55,100	0,005				40,030	0,002	0,001					Nr. 2: Sinusfugen
6	55,098	0,005				40,034	0,002	0,006					Nr. 2: Sinusfugen
7	55,093	0,003				40,035	0,002	0,003					Nr. 2: Sinusfugen
8	55,095	0,025				40,037	0,003	0,001					Nr. 2: Sinusfugen
9	55,091	0,006				40,039	0,002	0,002					Nr. 2: Sinusfugen
10	55,098	0,004				40,044	0,002	0,003					Nr. 2: Sinusfugen
11	55,103	0,003				40,035	0,002	0,001					Nr. 2: Sinusfugen
12	55,096	0,004				40,032	0,002	0,003					Nr. 2: Sinusfugen
14	55,100	0,004				40,035	0,003	0,003					Nr. 2: Sinusfugen
15	55,098	0,004				40,033	0,002	0,001					Nr. 2: Sinusfugen
17	55,093	0,008				40,029	0,003	0,001					Nr. 4: doppelte Sinusfugen
18	55,088	0,004				40,034	0,004	0,002					Nr. 4: doppelte Sinusfugen
19	55,099	0,005				40,029	0,003	0,000					Nr. 2: Sinusfugen

2. Charge – weitere Schmierdepotkonfigurationen

Nr.	Außenkontur					Innenkontur						B	Schmierdepotkonfiguration	
	$\varnothing d_A u6$	/O/	R_a	R_z	R_k	$\varnothing d_i F7$	O	//	R_a	R_z	R_k			
	55,106	0,006	0,8	-	-	40,050	0,006	0,011	0,4	-	-	20,2		
	55,087					40,025						19,8		
1	55,101	0,005	-	-	-	40,030	0,004	0,000	-	-	-	-		Nr. 6: Poren 1,25
2	55,099	0,005				40,035	0,009	0,002						Nr. 6: Poren 1,25
4	55,102	0,004				40,030	0,006	0,002						Nr. 8: Poren 2,25
5	55,095	0,004				40,028	0,004	0,001						Nr. 8: Poren 2,25
7	55,096	0,004				40,031	0,002	0,006						Nr. 9: blank
8	55,100	0,006				40,027	0,007	0,002						Nr. 9: blank
9	55,098	0,007				40,032	0,003	0,001						Nr. 7: blank
10	55,103	0,004				40,029	0,006	0,003						Nr. 7: blank
11	55,099	0,003				40,028	0,006	0,005						Nr. 3: blank
12	55,103	0,004				40,033	0,004	0,002						Nr. 3: blank
13	55,097	0,004				40,026	0,007	0,001						Nr. 5: Querfugen
14	55,098	0,005				40,030	0,007	0,002						Nr. 5: Querfugen

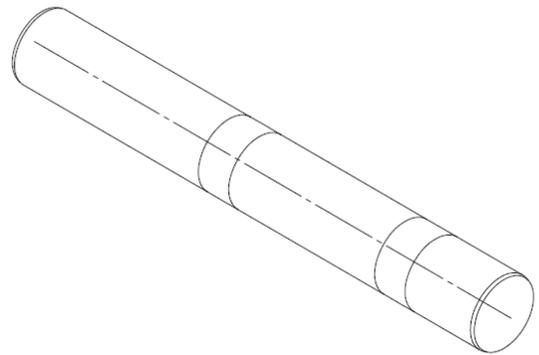
Probepbolzen – Koppelstange

Nr.	$\varnothing d_{B,min}$ b7		Ra	$\varnothing d_{B,max}$ b7	O		Ra	HRC	HV (umgerechnet)
	39,830	0,004	0,4...0,6	39,930	0,004	0,004	0,4...0,6	-	-
	39,805			39,905					
1	39,820	0,002	-	39,920	0,002	0,002	-	60	~ 700
2	39,820	0,002	-	39,920	0,002	0,002	-		
3	39,820	0,002	-	39,920	0,002	0,003	-		
4	39,820	0,002	-	39,920	0,002	0,002	-		
5	39,820	0,002	-	39,920	0,002	0,002	-		
6	39,820	0,002	-	39,920	0,002	0,002	-		
7	39,820	0,002	-	39,920	0,002	0,002	-		
8	39,820	0,002	-	39,920	0,002	0,003	-		
9	39,820	0,002	-	39,920	0,002	0,002	-		
10	39,820	0,002	-	39,920	0,002	0,002	-		
11	39,820	0,002	-	39,920	0,002	0,002	-		
12	39,820	0,002	-	39,920	0,002	0,002	-		



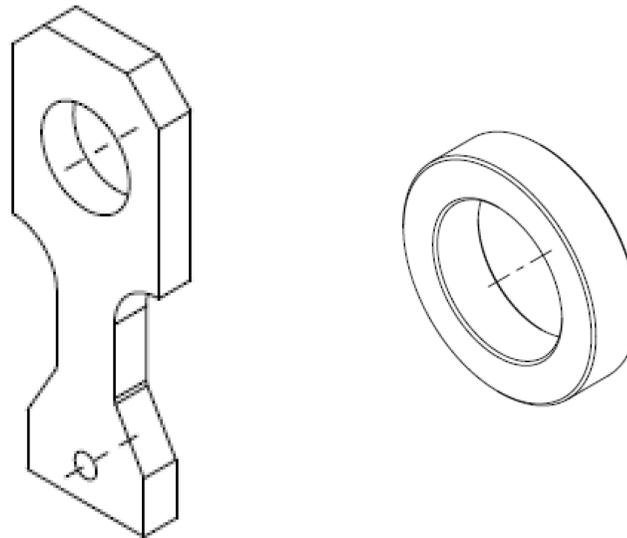
Probepbolzen – Armverbindung

Nr.	$\varnothing d_{B,min}$ b7		R_a	$\varnothing d_{B,max}$ b7	O	R_a		HRC	HV (umgerechnet)
	39,830	0,004	0,4...0,6	39,930	0,004	0,4...0,6	0,004	-	-
	39,805			39,905					
1	39,820	0,002	-	39,920	0,002	-	0,003	60	~ 700
2	39,820	0,002	-	39,920	0,002	-	0,004		
3	39,820	0,002	-	39,920	0,002	-	0,003		
4	39,820	0,002	-	39,920	0,002	-	0,002		
5	39,820	0,002	-	39,920	0,002	-	0,002		
6	39,820	0,002	-	39,920	0,002	-	0,003		



Einbettung – Koppelstange

Nr.	$\text{Ø}D_i$ H7	/O/
		55,030
	55,000	
1	54,980	0,040
2	54,980	0,010
3	54,980	0,020
4	54,960	0,010
5	54,960	0,040
6	54,970	0,010
7	54,970	0,020
8	54,970	0,020
9	54,980	0,040
10	54,980	0,030
11	54,980	0,040
12	55,000	0,030
13	54,980	0,000
14	54,980	0,000
15	54,990	0,030
16	54,990	0,030
17	54,990	0,040
18	55,000	0,030
19		
20		



Einbettung – Armverbindung

Nr.	$\text{Ø}D_i$ K7	/O/
		55,004
	54,985	
1	54,970	0,010
2	54,960	0,000
3	54,980	0,010
4	54,980	0,010
5	54,970	0,030
6	54,980	0,010
7	54,970	0,020
8	54,970	0,010
9	54,970	0,010
10	54,980	0,010
11	54,960	0,030
12	54,970	0,000
13	54,980	0,010
14	54,980	0,010
15	54,980	0,030
16	54,960	0,010
17	54,970	0,010
18	54,960	0,030
19	54,970	0,020
20	54,970	0,010

Statische und dynamische Tragfähigkeit

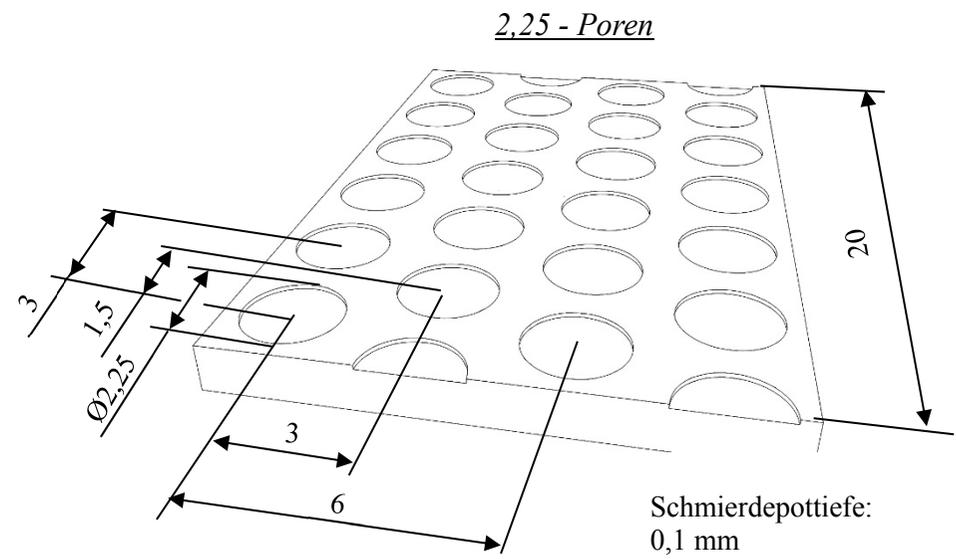
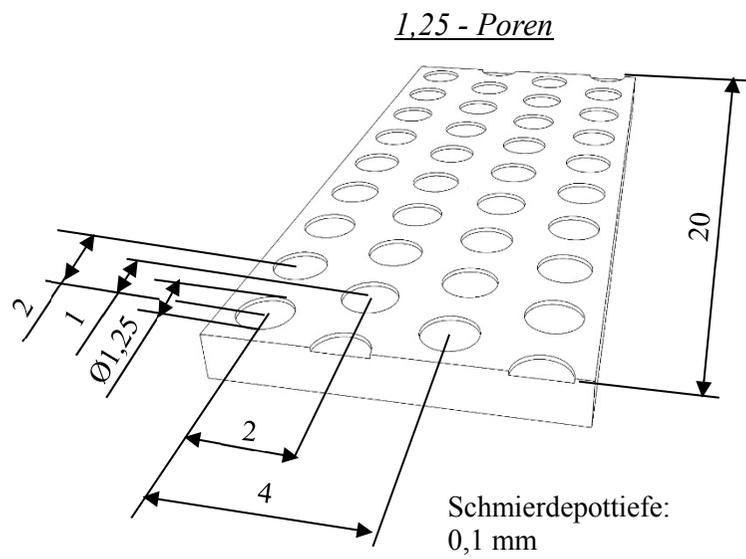
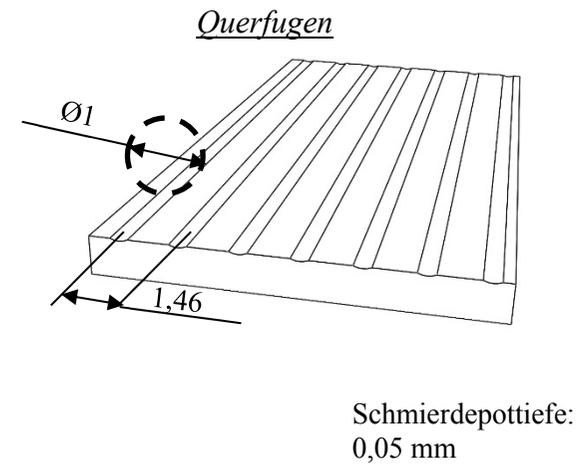
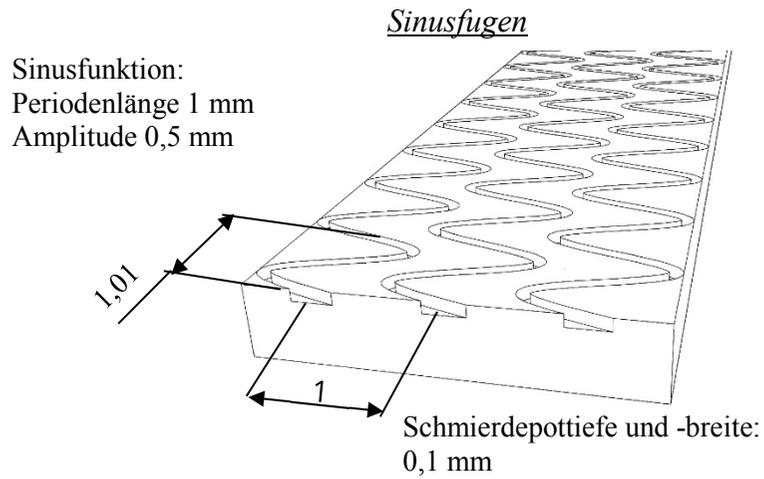
Variante	Nr.	Werkstoff	Bolzen	Buchse	Einbettung	F_L in kN	p in N/mm ²	f_L in Hz	N in -	Spannungsverhältnis R
Koppelstange	1	ZrO ₂	2	3	6	40; 80; 120	50; 100; 150	0	-	quasistatische Belastung (Druckstange)
				12	10					
	2		2	3	6	40; 80; 120	50; 100; 150	0	-	quasistatische Belastung (Zugstange)
				12	10					
	3		2; 5	3	6	40	50	2	10 ⁶	Schwellend Zug ($R = 0$)
				12	10					
	4		3	9	2	80	100	2	10 ⁶	Schwellend Zug ($R = 0$)
				10	4					
	5		3	11	7	120	150	2	10 ⁶	Schwellend Zug ($R = 0$)
				8	1					
6	6	12	16	40; 80; 120	50; 100; 150	0	-	quasistatische Belastung (Druckstange)		
		8	18							
7	6	12	16	40; 80; 120	50; 100; 150	0	-	quasistatische Belastung (Zugstange)		
		8	18							
8	6	12	16	40	50	2	10 ⁶	Schwellend Zug ($R = 0$)		
		8	18							
9	3	9	13	80	100	2	10 ⁶	Schwellend Zug ($R = 0$)		
		10	14							
10	8	11	15	150	150	2	10 ⁶	Schwellend Zug ($R = 0$)		
		7	9							

Variante	Nr.	Werkstoff	Bolzen	Buchse	Einbettung	F_L in kN	p in N/mm ²	f_L in Hz	N in -	Spannungsverhältnis R
Armverbindung	1	ZrO ₂	1	1	3	80	100	5	10 ⁶	Schwellend Druck ($R = -\infty$)
				2	6					
	2		2	4	18	80	100	10	10 ⁶	Schwellend Druck ($R = -\infty$)
				5	7					
	3		3	6	8	60	75	12,5	10 ⁶	Schwellend Druck ($R = -\infty$)
				7	9					
	4	Si ₃ N ₄	4	1	10	80	100	5	10 ⁶	Schwellend Druck ($R = -\infty$)
				2	11					
	5		5	3	12	80	100	10	10 ⁶	Schwellend Druck ($R = -\infty$)
				4	13					
	6		6	5	14	60	75	12,5	10 ⁶	Schwellend Druck ($R = -\infty$)
				6	15					

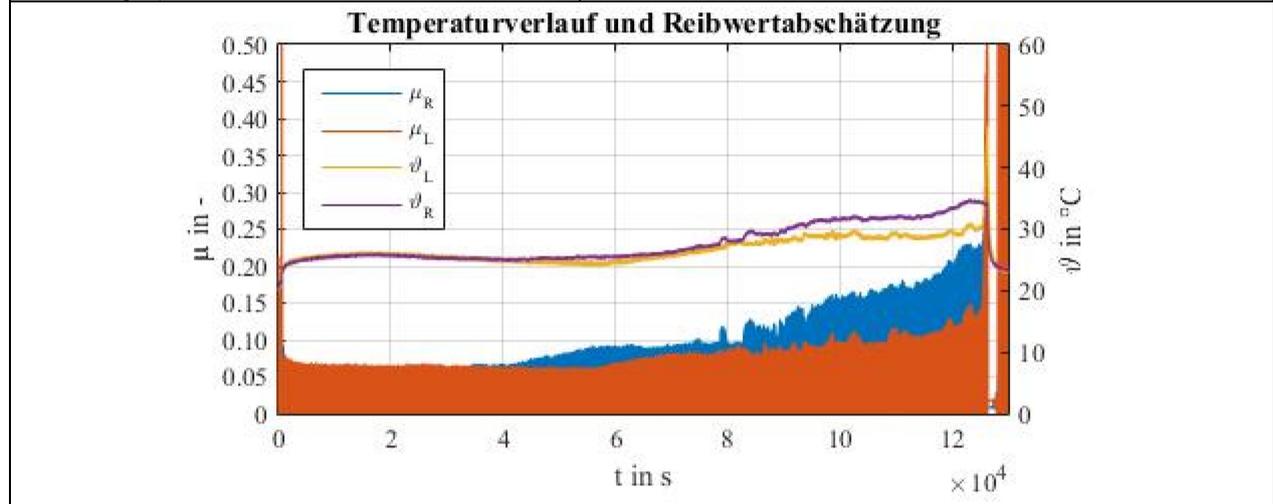
Tribologische Untersuchungen

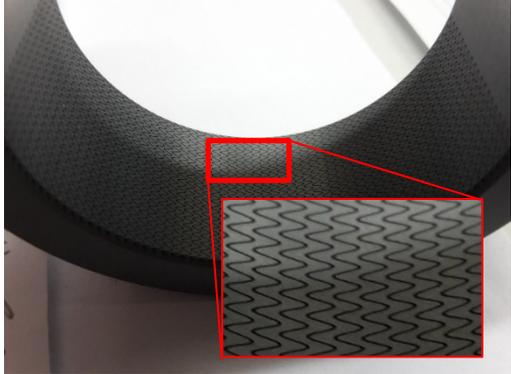
Nr.	F_{ges} in kN	v_{max} in mm/s	p in N/mm ²	Bolzen	Buchse	Einbettung	Schmierdepotkonfiguration
1	40	8,7	50	4 o	1	8	Nr. 2: Sinusfugen (Buchse)
					3	17	
2	40	4,0	50	7 o	4	19	Nr. 2: Sinusfugen (Buchse)
					5	20	
3	40	4,0	50	12 o	7	9	Nr. 1: Referenzprobe
					11	15	
4	40	4,0	50	8 o	6	21	Nr. 2: Sinusfugen (Buchse)
					7	22	
5	80	4,0	100	9 o	8	23	Nr. 2: Sinusfugen (Buchse)
					9	24	
6	120	4,0	150	10 o	10	25	Nr. 2: Sinusfugen (Buchse)
					11	26	
7	40; 80; 120	4,0; 8,1; 16,2	50; 100; 150	4 u	12	11	Nr. 2: Sinusfugen (Buchse)
					14	12	
8	40	4,0	50	11 o	17	8	Nr. 4: doppelte Sinusfugen (Buchse)
					18	17	
9	40	4,0	50	9 u	13	8	Nr. 5: Querfugen (Buchse)
					14	17	
10	40	4,0	50	7 u	7	8	Nr. 9: 2,25 Poren (Bolzen)
					8	17	
11	40	4,0	50	10 u	9	19	Nr. 7: 1,25 Poren (Bolzen)
					10	20	
12	40	4,0	50	8 u	11	8	Nr. 3: Sinus (Bolzen)
					12	17	
13	40	4,0	50	11 u	4	8	Nr. 8: 2,25 Poren (Buchse)
					5	17	

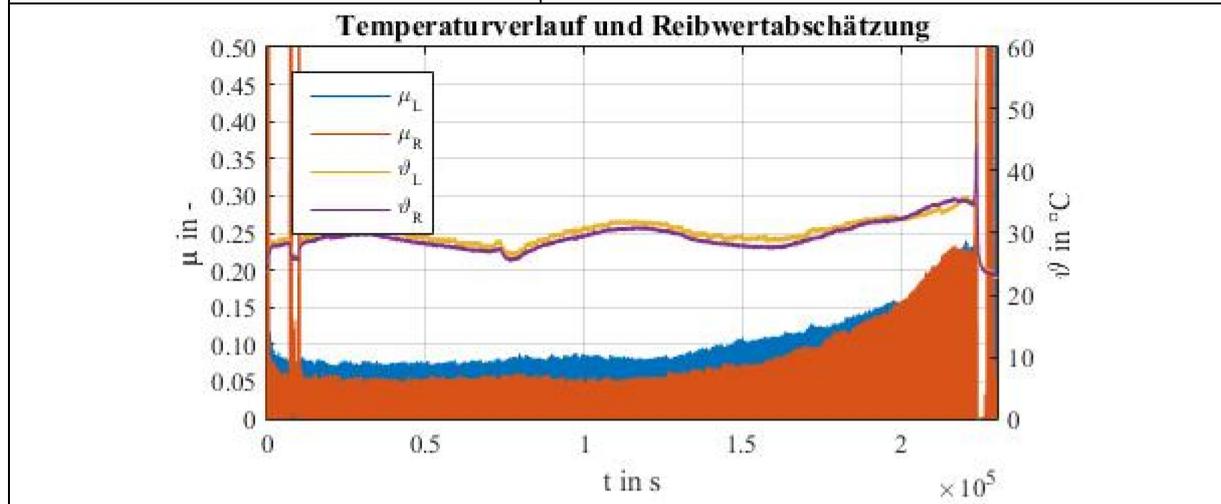
14	40	4,0	50	12 u	1	19	Nr. 6: 1,25 Poren (Buchse)
					2	20	

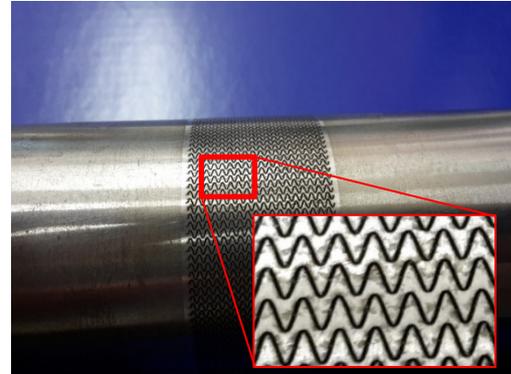


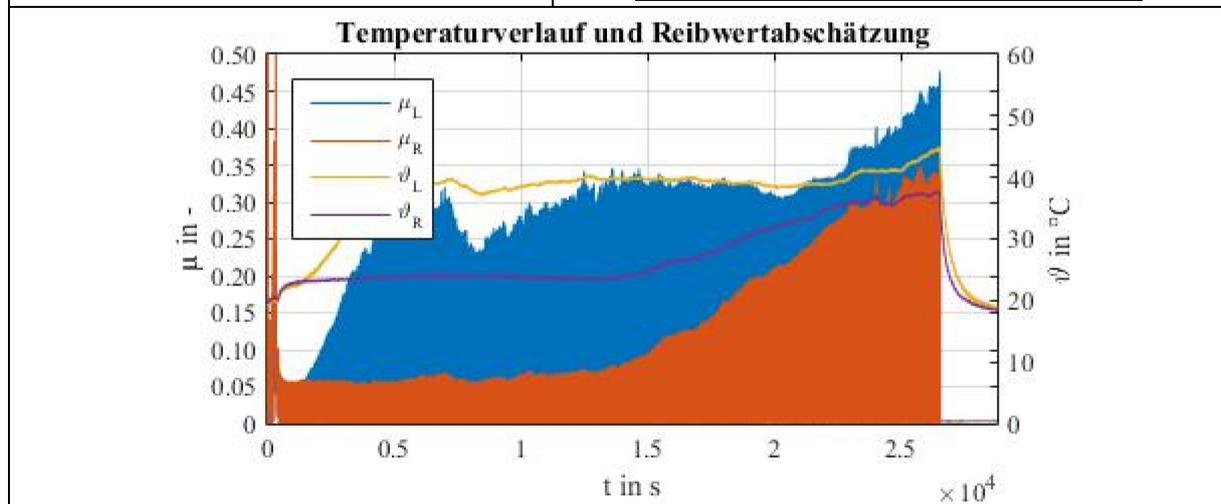
$F_L = 40 \text{ kN}$ $p = 50 \text{ N/mm}^2$ $v_{max} = 4,0 \text{ mm/s}$ Schmierdepotkonfiguration: Nr. 1 Tribologieversuch: Nr. 3 Bolzen: blank Gleitlagerbuchse: blank Gleitlack: OKS 589	
Anmerkungen: - Ausfall Gleitlagerbuchse Nr. 7 (Restprobe aus stat. und dyn. Untersuchungen)	

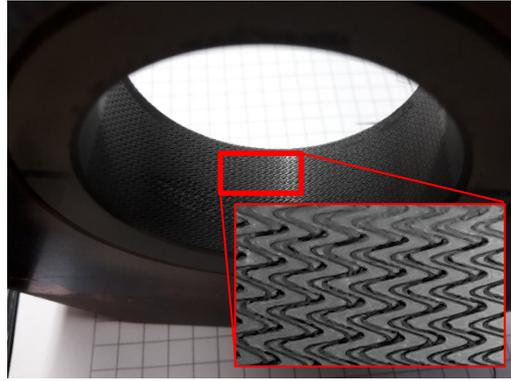


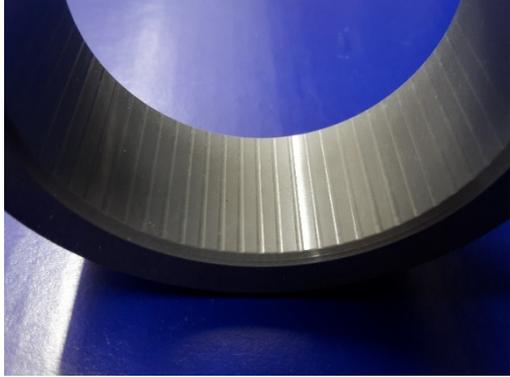
$F_L = 40 \text{ kN}$ $p = 50 \text{ N/mm}^2$ $v_{max} = 4,0 \text{ mm/s}$	
Schmierdepotkonfiguration: Nr. 2 Tribologieversuch: Nr. 4 Bolzen: blank Gleitlagerbuchse: Sinusfugen Gleitlack: OKS 589	
Anmerkungen: - Ausfall Gleitlagerbuchse Nr. 7 (1. Charge)	

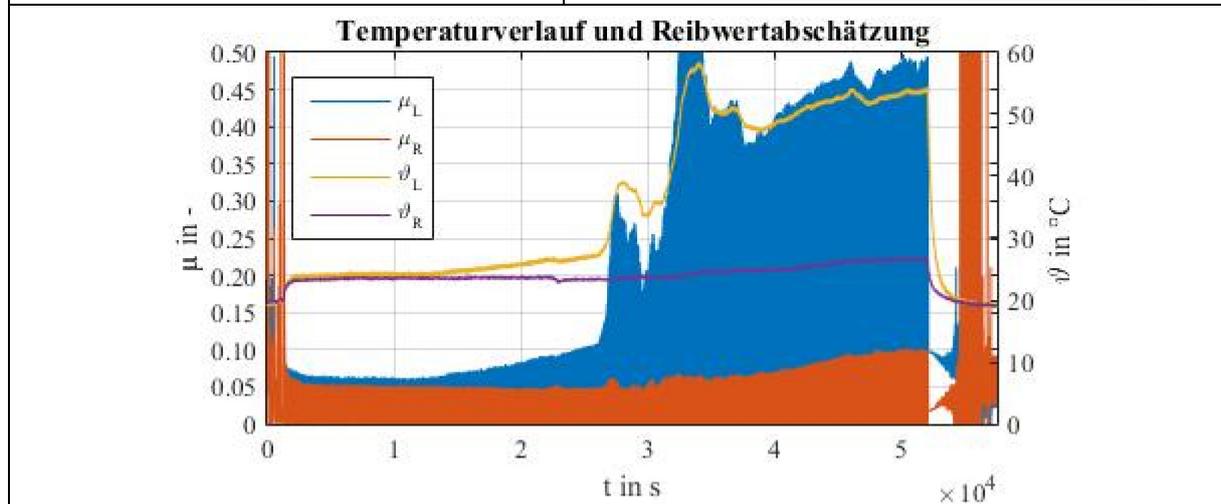


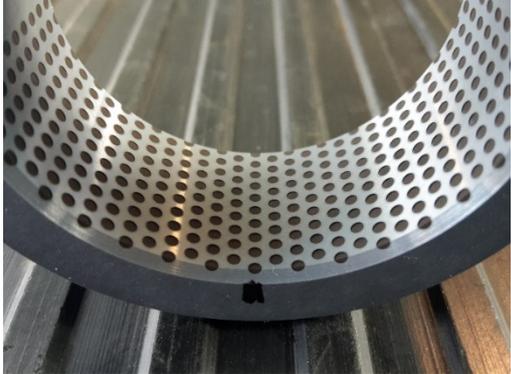
$F_L = 40 \text{ kN}$ $p = 50 \text{ N/mm}^2$ $v_{max} = 4,0 \text{ mm/s}$	
Schmierdepotkonfiguration: Nr. 3 Tribologieversuch: Nr. 12 Bolzen: Sinusfugen Gleitlagerbuchse: blank Gleitlack: OKS 589	
Anmerkungen: - Ausfall Gleitlagerbuchse Nr. 11 (2. Charge)	

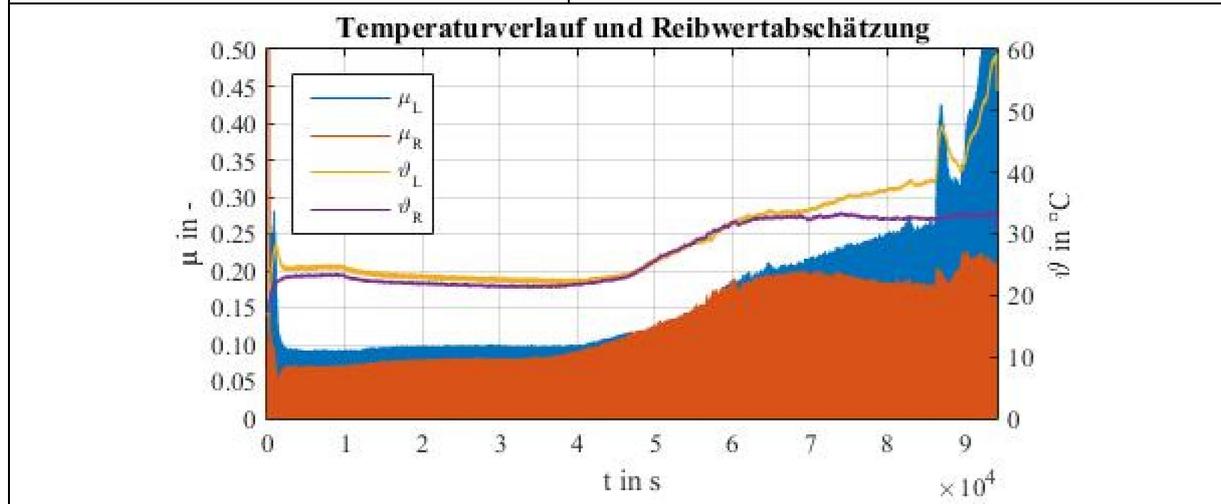


<p>$F_L = 40 \text{ kN}$ $p = 50 \text{ N/mm}^2$ $v_{max} = 4,0 \text{ mm/s}$</p> <p>Schmierdepotkonfiguration: Nr. 4 Tribologieversuch: Nr. 8</p> <p>Bolzen: blank Gleitlagerbuchse: 2x Sinusfugen Gleitlack: OKS 589</p>	
<p>Anmerkungen:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Manueller Abbruch (starke knisternde Geräusche); Zerstörung der Schmierdepots aufgrund ungenauer und sich schneidender Sinusfugen 	

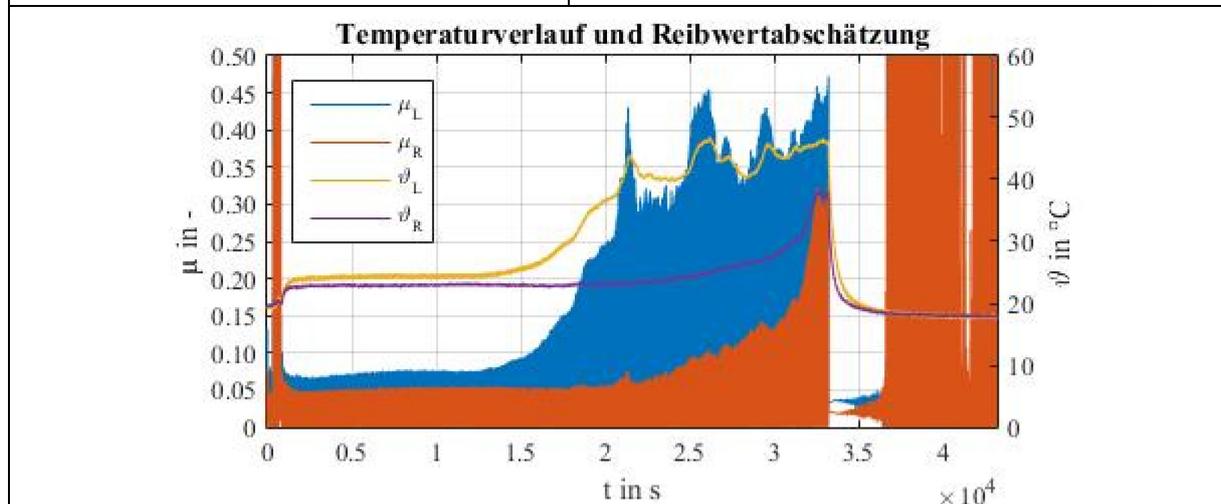
<p>$F_L = 40 \text{ kN}$ $p = 50 \text{ N/mm}^2$ $v_{max} = 4,0 \text{ mm/s}$</p> <p>Schmierdepotkonfiguration: Nr. 5 Tribologieversuch: Nr. 9</p> <p>Bolzen: blank Gleitlagerbuchse: Querfugen Gleitlack: OKS 589</p>	
<p>Anmerkungen:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Ausfall Gleitlagerbuchse Nr. 13 (2. Charge) 	

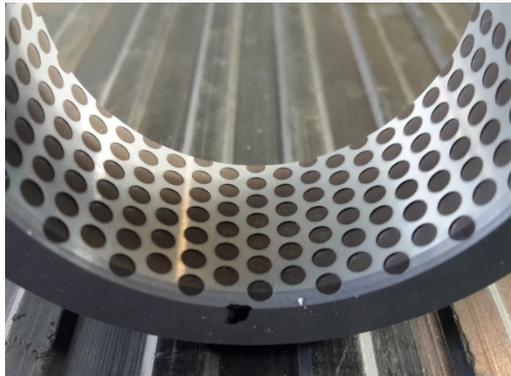


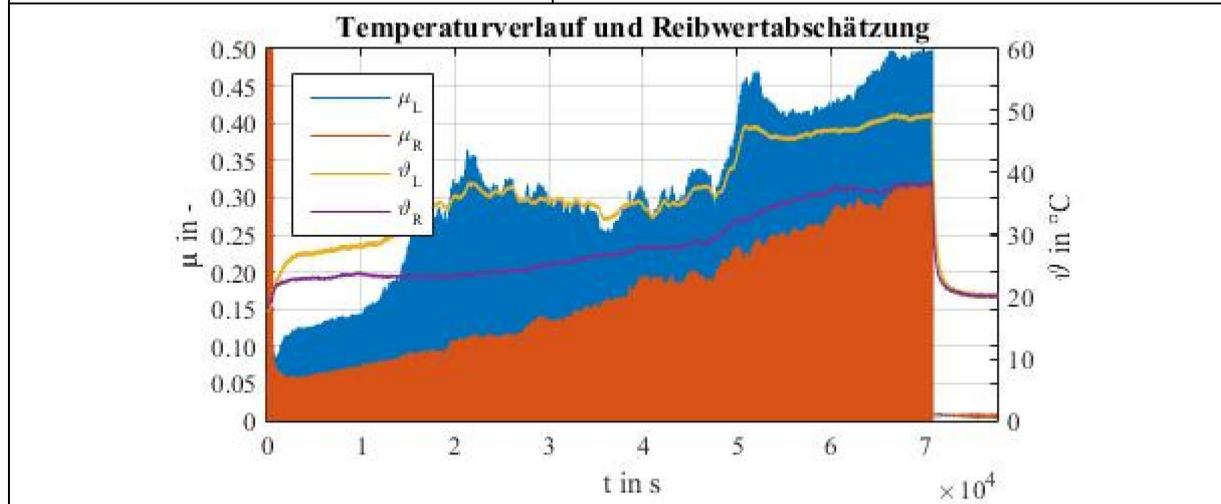
$F_L = 40 \text{ kN}$ $p = 50 \text{ N/mm}^2$ $v_{max} = 4,0 \text{ mm/s}$ Schmierdepotkonfiguration: Nr. 6 Tribologieversuch: Nr. 14 Bolzen: blank Gleitlagerbuchse: 1,25 Poren Gleitlack: OKS 589	
Anmerkungen: - Ausfall Gleitlagerbuchse Nr. 1 (2. Charge)	



$F_L = 40 \text{ kN}$ $p = 50 \text{ N/mm}^2$ $v_{max} = 4,0 \text{ mm/s}$ Schmierdepotkonfiguration: Nr. 7 Tribologieversuch: Nr. 11 Bolzen: 1,25 Poren Gleitlagerbuchse: blank Gleitlack: OKS 589	
Anmerkungen: - Ausfall Gleitlagerbuchse Nr. 9 (2. Charge)	



$F_L = 40 \text{ kN}$ $p = 50 \text{ N/mm}^2$ $v_{max} = 4,0 \text{ mm/s}$ Schmierdepotkonfiguration: Nr. 8 Tribologieversuch: Nr. 13 Bolzen: blank Gleitlagerbuchse: 2,25 Poren Gleitlack: OKS 589	
Anmerkungen: - Ausfall Gleitlagerbuchse Nr. 4 (2. Charge)	



$F_L = 40 \text{ kN}$ $p = 50 \text{ N/mm}^2$ $v_{max} = 4,0 \text{ mm/s}$ Schmierdepotkonfiguration: Nr. 9 Tribologieversuch: Nr. 10 Bolzen: 2,25 Poren Gleitlagerbuchse: blank Gleitlack: OKS 589	
Anmerkungen: - Ausfall Gleitlagerbuchse Nr. 7 (2. Charge)	

