

Michael Narten

**Abdichtung
von fließfettgeschmierten Getrieben mit
Radialwellendichtungen - Reibungsminderung
durch Makrostrukturierung der
Dichtungsgegenlauffläche**

D 93
ISBN 978-3-936100-53-2

Institut für Maschinenelemente

Antriebstechnik • CAD • Dichtungen • Zuverlässigkeit

Universität Stuttgart
Pfaffenwaldring 9
70569 Stuttgart
Tel. (0711) 685 – 66170

Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche, Ordinarius und Direktor

Abdichtung von fließfettgeschmierten Getrieben mit Radialwellendichtungen - Reibungsminderung durch Makrostrukturierung der Dichtungsgegenlauffläche

Von der Fakultät
Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von
Dipl.-Ing. Michael Narten
geboren in Hannover

Hauptberichter: apl. Prof. Dr.-Ing. habil. Werner Haas

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Schinköthe

Tag der mündlichen Prüfung: 06.03.2014

Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart

2014

Meiner Frau Sandra gewidmet

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als akademischer Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart. Die Funktionsuntersuchungen in Kapitel 4 waren Teil eines durch die Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) geförderten Forschungsvorhabens.

Mein ganz besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Werner Haas, Leiter des Bereichs Dichtungstechnik am IMA, für die Ermöglichung dieser Arbeit und das mir entgegengebrachte Vertrauen. Seine stets offene Tür ermöglichte viele Fachdiskussionen, die mich ermutigten und in meinem Schaffen immer voranbrachten.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Schinköthe, Leiter des Instituts für Konstruktion und Fertigung in der Feinwerktechnik (IKFF) der Universität Stuttgart, danke ich für die Durchsicht der Arbeit und für die Übernahme des Mitberichts.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche, Institutsleiter am IMA, danke ich für die offene und konstruktive Arbeitsumgebung, in der ich mich sehr wohl fühlte.

Ein ganz herzlicher Dank geht an Herrn Max Sommer für die Durchsicht meiner Arbeit und für die im höchsten Maße angenehme und kollegiale Zusammenarbeit.

Ich danke allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des IMA für die aktive Gemeinschaft, die Hilfsbereitschaft und die schöne gemeinsame Zeit. Besonders hervorheben möchte ich die gemeinsame Arbeit mit Herrn Matthias Baumann und Herrn Cornelius Fehrenbacher im Drallteam.

Bedanken möchte ich mich auch bei allen wissenschaftlichen Hilfskräften, Studien-, Bachelor- und Diplomarbeitern, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Mein herzlichster Dank gebührt meiner Frau Sandra und meinen Eltern, die mich in der anstrengenden Zeit der Entstehung dieser Arbeit stets unterstützt haben.

Hannover, im März 2014

Michael Narten

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungen und Formelzeichen	iv
1 Einleitung	1
2 Grundlagen und Stand der Technik	3
2.1 Radialwellendichtung	3
2.1.1 Verzerrungs- und Seitenstromhypothese	5
2.1.2 Wischkantenhypothese	7
2.2 Schmierfette	8
2.2.1 Aufbau und Eigenschaften	9
2.2.2 Einteilung und Kennzeichnung	13
2.3 Abdichtung von Schmierölen	15
2.4 Abdichtung von Schmierfetten	17
2.5 3D Oberflächenparameter	20
2.5.1 Höhenparameter	20
2.5.2 Räumliche Parameter und Mischparameter	21
2.5.3 Hybridparameter	22
2.5.4 Funktionsparameter	22
2.5.5 Elementparameter	24
2.6 Oberflächenanalyse der Dichtungsgegenauflfläche	28
3 Prüfeinrichtungen und Messverfahren	33
3.1 Experimentalgetriebe	33
3.2 Einzeldichtungsprüfstand	35
3.3 Prüfaufbau für statische Dichtheitsuntersuchungen	36
3.4 Rauheitsmessgerät	37
3.5 Drallmessung nach der CARMEN-Methode	38
3.6 Laserscanningmikroskop	39
3.7 Digitalmikroskop	40
3.8 Radialkraftmessgerät	41
4 Funktionsuntersuchungen	42
4.1 Begriffsdefinition	42

4.2	Versuchsdurchführung und Auswertung	43
4.2.1	Versuchsbegleitende Messungen	44
4.2.2	Verschleißmessungen	45
4.2.3	Referenzsystem	46
4.3	Dichtelement	48
4.3.1	Radialkraft	49
4.3.2	Hydrodynamische Dichthilfen	52
4.3.3	Bauform	56
4.3.4	Elastomerwerkstoff	58
4.4	Dichtungsgegenauflfläche	61
4.4.1	Schleifen im Einstich	61
4.4.2	Kugelstrahlen auf weicher Welle	64
4.4.3	Kugelstrahlen auf harter Welle	67
4.4.4	Rollieren	70
4.4.5	Hartdrehen	72
4.4.6	Wellenwerkstoff	75
4.5	Schmierstoff	78
4.5.1	Grundölviskosität	79
4.5.2	Schmierfettkonsistenz	81
4.5.3	Verdickerart	83
4.6	Dichtungsumfeld	86
4.6.1	Kegelrollenlager	86
4.6.2	Schrägkugellager	88
4.6.3	Prallblech	90
4.6.4	Schleuderscheibe	92
4.6.5	Versorgungsbohrung	94
4.6.6	Raumlage	96
4.6.7	Schrägverzahnung	98
4.7	Kombinierte Einflussgrößen	101
4.7.1	Versuchsplan und Auswertung	101
4.7.2	Ergebnisse kombinierter Einflussgrößen	102
5	Mangelschmierung	110
5.1	Globale Mangelschmierung	111
5.2	Lokale Mangelschmierung	112
6	Auslegung fließfettgeschmierter Radialwellendichtungen	114
6.1	Dichtelement	114
6.2	Dichtungsgegenauflfläche	115
6.3	Schmierstoff	116
6.4	Dichtungsumfeld	116

7 Makrostrukturierung der Dichtungsgegenlauffläche	119
7.1 Voruntersuchungen bei statischer Abdichtung	120
7.2 Untersuchte Strukturierungsverfahren	123
7.2.1 Drehfräsen mit ganzzahligem Drehzahlverhältnis	123
7.2.2 Oberflächenbeschichtung mit Strukturchrom	126
7.3 Reibmoment und Dichtringverschleiß	128
7.3.1 Versuchsdurchführung und Auswertung	129
7.3.2 Ergebnisse der Reibmoment- und Verschleißmessungen . . .	130
7.4 Langzeitversuche	133
7.4.1 Versuchsdurchführung und Auswertung	134
7.4.2 Ergebnisse der Langzeitversuche	134
7.5 Regressionsanalyse und Bewertung der Oberflächenparameter . . .	137
7.5.1 Messdatenaufarbeitung und Parameterberechnung	138
7.5.2 Ergebnisse der Regressionsanalyse und Bewertung	140
8 Modell funktionaler Zonen fettgeschmierter Dichtsysteme	145
9 Diskussion und Praxisbedeutung	149
10 Zusammenfassung	155
Literaturverzeichnis	158
Verzeichnis unveröffentlichter studentischer Arbeiten	168
A Anhang	169
A.1 Topografie- und Parameterübersichten der Versuchswellen	169
A.2 Reibmomentverläufe	194
A.3 Mikroskop- und Topografiebilder mit Laufspur	197

Abkürzungen und Formelzeichen

CARMEN	<u>C</u> omputer <u>A</u> ided <u>R</u> oughness <u>M</u> easurement and <u>E</u> valuation
CCD	<u>C</u> harge- <u>C</u> oupled <u>D</u> evice (Deu.: lichtempfindlicher Fotosensor)
EG	<u>E</u> influssgröße der Funktionsuntersuchungen
ELGI	<u>E</u> uropean <u>L</u> ubricating <u>G</u> rease <u>I</u> nstitute
FFT	<u>F</u> ast <u>F</u> ourier <u>T</u> ransformation
FKM	<u>F</u> orschungs <u>k</u> uratorium <u>M</u> aschinenbau
FPM	Fluor-Polymer-Kautschuk (nach DIN EN ISO 1043-1 [1])
FVA	<u>F</u> orschungs <u>v</u> ereinigung <u>A</u> ntriebstechnik
NA	<u>N</u> umerische <u>A</u> pertur
NBR	Acrylnitril-Butadien-Kautschuk (nach DIN ISO 1629 [2])
NLGI	<u>N</u> ational <u>L</u> ubricating <u>G</u> rease <u>I</u> nstitute (USA)
PTFE	<u>P</u> olytetrafluorethylen
REM	<u>R</u> aster- <u>E</u> lektronen- <u>M</u> ikroskop
RMA	<u>R</u> ubber <u>M</u> anufacturers <u>A</u> ssociation (USA)
RMS	<u>R</u> oot <u>M</u> ean <u>S</u> quare (Deu.: quadratischer Mittelwert)
RWDR	<u>R</u> adialwellendich <u>t</u> ring
A_1	Spitzenbereich [μm^2]
A_2	Talbereich [μm^2]
A_D	Dichtspaltfläche am RWDR [mm^2]
A_W	druckbelastete Wirkfläche am RWDR [mm^2]
b_F	Leckagekanalbreite [mm]
c	Schnittebenenhöhe [μm]
$D\gamma$	Drallwinkel [$^\circ$]
DF	theoretischer Förderquerschnitt nach MBN 31007-7 [μm^2]
DG	Gängigkeit nach MBN 31007-7 [-]
DLu	prozentuale Auflagelänge nach MBN 31007-7 [%]
DP	Periodenlänge nach MBN 31007-7 [mm]
Dt	Dralltiefe nach MBN 31007-7 [μm]
F	Kraft [N]

h	Spalthöhe [μm]
k	Flächenverhältnis am druckbelasteten RWDR [-]
l_F	Abschnittslänge des Leckagekanals [mm]
n	Wellendrehzahl [1/min]
p	Getriebedruck [bar]
R^2	Bestimmtheitsmaß [-]
R_a	arithmetisch gemittelte Rautiefe [μm]
R_{max}	maximale Rautiefe [μm]
R_p	maximale Spitzenhöhe [μm]
R_v	maximale Taltiefe [μm]
R_z	gemittelte Rautiefe [μm]
S_{10z}	Zehn-Punkt-Höhe [μm]
S_{5p}	Fünf-Punkt-Spitzenhöhe [μm]
S_{5v}	Fünf-Punkt-Senkenhöhe [μm]
S_{al}	Autokorrelationslänge [μm]
S_a	mittlere arithmetische Höhe [μm]
S_{dq}	RMS-Gradient [-]
S_{dr}	gestrecktes Aussehensverhältnis [%]
S_{dv}	durchschnittliches Talvolumen [$\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$]
S_{hv}	durchschnittliches Hügelvolumen [$\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$]
S_{ku}	Kurtosis [-]
S_k	Kernhöhe [μm]
S_{mc}	inverser flächenhafter Materialanteil [μm]
S_{mr1}	obere Materialanteilsgrenze [%]
S_{mr2}	untere Materialanteilsgrenze [%]
S_{mr}	flächenhafter Materialanteil [%]
S_{pk}	reduzierte Spitzenhöhe [μm]
S_p	maximale Spitzenhöhe [μm]
S_q	mittlere quadratische Höhe [μm]
S_{sk}	Schiefe [-]
S_{td}	Texturrichtung [$^\circ$]
S_{tr}	Textur-Aussehensverhältnis [-]
S_{vk}	reduzierte Talhöhe [μm]
S_v	maximale Senkenhöhe [μm]
S_z	maximale Höhe [μm]

t_F	Leckagekanaltiefe [mm]
U	Geschwindigkeit [m/s]
u	Fließgeschwindigkeit [m/s]
V_{mc}	Kernmaterialvolumen [$\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$]
V_{mp}	Spitzenmaterialvolumen [$\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$]
V_m	Materialvolumen [$\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$]
V_{vc}	Kernleervolumen [$\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$]
V_{vv}	Talleervolumen [$\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$]
V_v	Leervolumen [$\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$]
α	stirnseitiger Dichtkantenwinkel [$^\circ$]
β	bodenseitiger Dichtkantenwinkel [$^\circ$]
$\dot{\gamma}$	Scherrate [1/s]
η	dynamische Viskosität [$\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$]
λ	Drehzahlverhältnis [-]
λ_c	Grenzwellenlänge [mm]
τ	Schubspannung [N/m^2]
ε	Emissionskoeffizient [-]

Kurzfassung

Diese Arbeit befasst sich mit Radialwellendichtungen von fließfettgeschmierten Getrieben und den Einflüssen der einzelnen Komponenten des Dichtsystems auf dessen Funktion und Verschleiß. Verglichen mit ölgeschmierten Systemen ist der Schmierstoffaustausch in fließfettgeschmierten Getrieben deutlich geringer. Hohe Dichtsystemtemperaturen bis hin zu globaler Mangelschmierung sind die Folgen. Anhand eines praxisnahen Experimentalgetriebes mit einem Wellendurchmesser von 50 mm erfolgt eine systematische Variation der Komponenten Dichtelement, Dichtungsgegenlauffläche, Schmierstoff und Dichtungsumfeld. Die relevanten Einflussparameter sowie die Wechselwirkungen zwischen den Komponenten werden identifiziert. Empfehlungen zur Auslegung von fließfettgeschmierten Dichtsystemen sowie ein praxisgerechtes Modell sind daraus abgeleitet.

Die einflussreichste Komponente ist der Schmierstoff. Insbesondere das von ihm beeinflusste Druckniveau wirkt sich im unentlüfteten Getriebe dominant auf die radiale Anpressung der Dichtkante und die damit auf die Temperaturentstehung im Dichtkontakt aus. Die maximal zulässigen Umfangsgeschwindigkeiten für fließfettgeschmierte Dichtsysteme mit Dichtringen aus Fluor-Polymer-Kautschuk unter geringem Überdruck sollten von allgemein angenommenen 50 % auf 25 - 30 %, der für die Abdichtung von Öl geltenden Werte, verringert werden. Grund hierfür ist lokale Mangelschmierung, die schon bei vergleichsweise geringen Umfangsgeschwindigkeiten im luftseitigen Bereich des Dichtkontakts auftreten kann.

Zur Minderung von Reibung und Temperatur im Dichtsystem und zur Vermeidung lokaler Mangelschmierung wird Makrostrukturierung von Dichtungsgegenlaufflächen als innovativer Ansatz vorgestellt. Anhand von Vorversuchen bei statischer Abdichtung, Reibmomentmessungen, Verschleißbetrachtungen und Langzeituntersuchungen wird dargestellt, dass achsparalleles Drehfräsen hierzu gut geeignet ist. Eine Wellenbeschichtung mit Strukturchrom wird als weiteres Verfahren vorgestellt. Um die reibungsmindernde Wirkung makrostrukturierter Wellen quantitativ zu beschreiben, werden diese anhand von 3D Oberflächenparameter charakterisiert. Zusätzlich werden die Parameter dem Funktions- und Verschleißverhalten der Dichtsysteme gegenübergestellt und hinsichtlich ihrer praxisgerechten Eignung bewertet.

Abstract

This thesis covers radial lip seals for semi fluid grease lubricated transmissions, particularly the influences of the sealing systems components on its functional behavior and wear. Compared with oil lubricated systems the lubricant circulation in a semi fluid grease lubricated transmission is low, subsequently leading to higher temperatures or even global starved lubrication. An experimental transmission with a shaft diameter of 50 mm is used to systematically vary the components sealing element, counter surface, lubricant and inner periphery. The relevant influencing parameters and the interactions between the components are identified. Recommendations for the design of semi fluid grease lubricated sealing systems are derived and presented. Furthermore, a practical model for grease lubricated radial lip seals is developed.

The most influential component is the lubricant. Especially its effect on the pressure in an unvented transmission impairs the contact force of the sealing edge and thereby the generated frictional heat. The common presumed limit for the maximal circumferential speed of slightly pressurized semi fluid grease lubricated sealing systems with lip seals made from fluoropolymer should be reduced from 50 % to 25 - 30 % of the limit for oil lubricated sealing systems. This reduction is based on local starved lubrication in the air sided section of the sealing contact which can already occur at relatively low circumferential speeds.

In order to reduce the friction and the temperature of the sealing system and furthermore to avoid local starved lubrication, macroscopic texturing of the counter surface is introduced as an innovative approach. Experiments of the static sealing, friction torque measurements, wear evaluations and long-term tests verify axially parallel turn-milling as an appropriate manufacturing method for macroscopic surface textures. Structural chrome coating is introduced as another possible method. 3D surface parameters are used to quantitatively describe the friction reducing effect of macroscopic surface textures. In the same process, these parameters are evaluated regarding their practical applicability to predict friction and wear.

1 Einleitung

In Getrieben und anderen technischen Anlagen ist der Einsatz von Schmierstoffen, wie Ölen oder Fetten, zum Erreichen der erforderlichen Leistungsgrenzen für einen industriellen Dauereinsatz notwendig [3]. Im Dichtkontakt hat der Schmierstoff die Aufgabe, die Reibung zu mindern. Eine weitere entscheidende Funktion ist die Ableitung der entstehenden Reibungswärme. Damit der Schmierstoff nicht aus dem Getriebe bzw. der Anlage austritt, müssen alle Durchtritte der Ein- und Ausgangswellen statisch und dynamisch gegen das Gehäuse abgedichtet werden.

In den meisten Bereichen des Maschinenbaus sowie der Fahrzeug- und Motorentechnik haben sich für dieser Aufgabe Dichtsysteme mit Radialwellendichtringen (RWDR) seit Jahrzehnten bewährt. Diese Dichtsysteme haben die Fähigkeit, Schmierstoff aktiv in den abzudichtenden Raum zurückzuführen. Dadurch sind sie in der Lage, unabhängig von der Drehrichtung der Welle, betriebssicher abzudichten. Radialwellendichtringe sind berührende Dichtelemente. Im tribologischen Dichtspalt zwischen Dichtelement und der Welle entstehen im Betrieb daher Reibung und Wärme. Die daraus resultierende Dichtspalttemperatur stellt eine wesentliche begrenzende Größe von Radialwellendichtungen dar. Ein Überschreiten der Grenztemperatur des Schmierstoffes oder des Dichtelementwerkstoffes kann schon nach kurzer Betriebsdauer zum Versagen des Dichtsystems führen. Die dann auftretende Leckage kann einen Ausfall des Getriebes bzw. der Anlage nach sich ziehen.

Im Getriebebau kommen neben Schmierölen vermehrt moderne Schmierfette zum Einsatz. [4] Dies beruht auf dem Bestreben eine kostengünstige und auf die Lebensdauer des Produkts ausgelegte Schmierung zu erreichen. Lebensdauerschmierung ist ein entscheidender Faktor zur Verlängerung der Wartungsintervalle, um damit wirtschaftliche und wettbewerbsfähige Produkte am Markt zu platzieren. Weiterhin zeichnen sich Schmierfette dadurch aus, dass sie an der Schmierstelle verblei-

ben [5], wodurch Plansch- und Schleppverluste gemindert werden. Diese Fähigkeiten haben Schmierfette aufgrund ihrer rheologischen Eigenschaften. Diese führen aber auch dazu, dass die Dichtsysteme eines fettgeschmierten Aggregats erschwerter Betriebsbedingungen ausgesetzt sind. So muss beispielsweise mit höheren Dichtspalttemperaturen gerechnet werden, da Schmierfette Reibungswärme viel schlechter vom Dichtsystem abführen als Öle. In der Praxis gilt die pauschale Faustregel, dass die zulässige Umfangsgeschwindigkeit von Schmierfett abdichtenden Radialwellendichtungen bei etwa 50 % der für die Abdichtung von Öl zulässigen Werte liegt. [6, 7] Ein Ansatz diesem Zielkonflikt gerecht zu werden ist der Einsatz von Schmierfetten niedriger Konsistenz, von so genannten Fließfetten.

Im Rahmen dieser Arbeit werden die Einflüsse der dichtsystembildenden Komponenten von fließfettgeschmierten Radialwellendichtungen durch systematische Variation in einer praxisnahen Versuchsumgebung analysiert. Das Ziel ist hierbei, die relevanten Parameter sowie die Wechselwirkungen zwischen den Komponenten zu identifizieren und Empfehlungen zur Auslegung von fließfettgeschmierten Dichtsystemen abzuleiten. Die dafür durchgeführten Funktionsuntersuchungen sind Bestandteil eines abgeschlossenen öffentlich geförderten Forschungsvorhabens [8]. Während dieser Arbeiten entstand die Idee der gezielten Makrostrukturierung von Dichtungsgegenläufigen als Mittel zur Reibungsminderung. Die Minderung der Reibung eines Dichtsystems führt nicht nur zu geringeren Temperaturen und dadurch längeren Standzeiten des Dichtsystems, sondern erhöht auch den Wirkungsgrad des Gesamtsystems. Im Fokus dieses Ansatzes stehen Oberflächen, deren grobe Struktur noch mit bloßem Auge erkennbar ist. Solche Oberflächen werden in dieser Arbeit als makrostrukturierte Dichtungsgegenläufigen bezeichnet. Dabei wird das Ziel verfolgt deren generelle Eignung nachzuweisen sowie die reibungsmindernde Wirkung quantitativ beschreibbar zu machen. Hierzu werden die Oberflächen hochauflösend vermessen und anhand flächenhafter Parameter nach DIN EN ISO 25178-2 [9] charakterisiert. Diese werden anschließend dem Funktions- und Verschleißverhalten der Dichtsysteme gegenübergestellt.

2 Grundlagen und Stand der Technik

Radialwellendichtringe (RWDR) sind nach DIN 3760 [10] und DIN 3761 [11] genormte Dichtelemente, die sowohl im allgemeinen Maschinenbau wie auch in der Automobilindustrie millionenfach als Standardelemente eingesetzt werden. Sie dienen zur Abdichtung von Wellendurchtritten in Gehäusen und hindern den abzudichtenden Schmierstoff statisch wie auch dynamisch am Austritt. Über die Dichtmechanismen von ölgeschmierten Radialwellendichtringen wurden in den letzten Jahrzehnten eine Vielzahl von Arbeiten veröffentlicht. [12–19] Der Fokus aktueller Arbeiten liegt weniger auf dem Dichtelement und seiner Funktion selbst, sondern vermehrt auf dem Einfluss der Dichtungsgegenlauffläche oder des Schmierstoffs. [20–29] Weiterhin besteht ein großes Bestreben zur Berechnung von Funktion und Verschleiß ölgeschmierter Dichtsysteme. [30–35] Die Abdichtung von Schmierfetten mit RWDR wurde dagegen nur in wenigen Forschungsprojekten wissenschaftlich untersucht. [8, 36, 37] Über die Einflussgrößen und die Einsatzgrenzen fettbeaufschlagter Dichtsysteme besteht daher noch immer ein enormes Wissensdefizit in Wissenschaft und industrieller Praxis.

In diesem Kapitel wird zunächst auf den Aufbau und die Funktion von Radialwellendichtungen eingegangen. Anschließend werden Grundlagen zu Schmierfetten und zum Stand der Technik öl- und fettgeschmierter Dichtsystemen vermittelt. Darauf folgend sind die 3D Oberflächenparameter sowie der Stand der Technik zur Oberflächenanalyse von Dichtungsgegenlaufflächen dargestellt.

2.1 Radialwellendichtung

Eine Radialwellendichtung ist ein dynamisches Dichtsystem und besteht aus den Komponenten Dichtelement, Dichtungsgegenlauffläche und Schmierstoff, Bild 2.1.

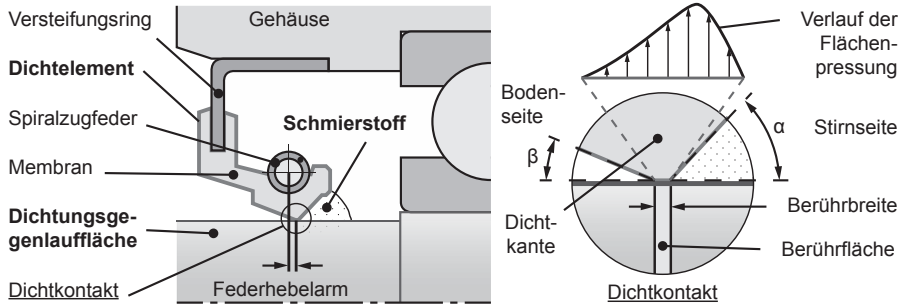


Bild 2.1 Radialwellendichtung nach DIN 3760 Bauform B [10]; Rechts: Detailansicht des Dichtkontakts

Die statische und dynamische Abdichtung erfolgt im Dichtkontakt zwischen Dichtelement und Dichtungsgegenlaufläche. Zusammen mit dem Schmierstoff entsteht hier ein komplexes tribologisches System mit Wechselwirkungen der Dichtungskomponenten untereinander sowie zwischen Dichtsystem und seinem konstruktiven Umfeld. Das konstruktive Umfeld umfasst alle Maschinenelemente, wie bspw. Wälzlager oder Zahnräder, die Einfluss auf die Schmierstoffversorgung oder die Temperatur des Dichtsystems haben.

Charakteristisch und für die Abdichtfunktion unerlässlich sind die voneinander abweichenden Dichtkantenwinkel α und β . Der dem Fluid zugewandte stirnseitige Winkel α ist mit $40^\circ \dots 50^\circ$ deutlich steiler ausgelegt als der bodenseitige Winkel β mit $20^\circ \dots 30^\circ$. Dies bewirkt einen in axialer Richtung asymmetrischen Verlauf der Flächenpressung, wenn das Dichtelement im montierten Zustand auf den Durchmesser der Welle aufgeweitet ist. Die Dichtkante aus Elastomer und die Spiralszugfeder aus Stahl werden gedehnt und pressen die Dichtkante radial gegen die Dichtungsgegenlaufläche. Die vorher spitze Dichtkante wird dadurch abgeplattet. Da bei höherer Betriebstemperatur und mit Alterung des Elastomers ein Teil der Spannung infolge Relaxation verschwindet, wird bei modernen RWDR ein Großteil der Radialkraft von der Spiralszugfeder erbracht. Die Radialkraft muss stets so groß sein, dass die Dichtkante radialen Schwingbewegungen der Welle folgen kann. Um die Reibleistung und damit die Erwärmung des Dichtsystems zu begrenzen, beträgt die Berührbreite nur wenige zehntel Millimeter. Auch bei geringer Radialkraft entsteht

im Dichtkontakt daher eine verhältnismäßig große auf den Umfang bezogene Liniendruck von ca. 0,1 ... 0,15 N/mm. [16]

Radialwellendichtringe nach DIN 3760 Bauform A [10] haben zur Nebenabdichtung eine gummierte Außenfläche, die zusätzlich mit Umfangsrillen versehen sein kann. Dies ermöglicht geringere Anforderungen an Toleranz und Oberflächengüte der Aufnahmebohrung im Gehäuse. Die Höhe des Dichtspalts ist im Verhältnis zur Berührbreite sehr klein. Bei hohen Drehzahlen kann von reiner Schmierstoffreibung ausgegangen werden. Dichtungsgegenlauffläche und RWDR sind dann vollständig voneinander getrennt, sodass kein Festkörperkontakt mehr existiert. Zur Messung der Schmierfilmdicke im Betrieb wurden unterschiedliche Ansätze verfolgt. Unter anderem wurden Glashohlwellen eingesetzt, um die Schmierfilmdicke optisch zu erfassen [19, 38, 39]. Diese Untersuchungen beschränken sich aufgrund des Werkstoffs der Dichtungsgegenlauffläche auf sehr geringe Drehzahlen. Die ermittelten Schmierfilmdicken liegen je nach Prüfaufbau und Aussage der jeweiligen Forschungsstelle zwischen 0,5 und 10 μm .

Die dynamische Dichtheit einer Radialwellendichtung entsteht durch das Rückfördervermögen des Dichtelements. Das abzudichtende Fluid wird dabei unabhängig von der Drehrichtung der Welle in den abzudichtenden Raum zurückgefördert. Für die Abdichtung von Flüssigkeiten existieren drei anerkannte Hypothesen, die den Rückfördermechanismus einer Radialwellendichtung beschreiben: die Verzerrungshypothese, die Seitenstromhypothese und die Wischkantenhypothese. Ob diese Hypothesen auf die Abdichtung von Schmierfetten übertragbar sind, ist nach dem derzeitigen Stand der Technik nicht abschließend erforscht.

2.1.1 Verzerrungs- und Seitenstromhypothese

Nach der Verzerrungshypothese entstehen wellenförmige Mikrostrukturen im Elastomer der Dichtkante, Bild 2.2. Sie bilden sich durch Adhäsionsverschleiß während des Einlaufs und werden auch als Schallamach-Wellen bezeichnet. Im Bereich des Pressungsmaximums werden die Strukturen stärker abgeplattet als in Bereichen geringer Pressung. Durch die Bewegung der Dichtungsgegenlauffläche kommt es zur Bildung einer tangentialen Schubspannung, welche die Mikrostrukturen verzerrt

und ein System von schmalen „Bergrücken und Tälern“ entstehen lässt, die an der Stelle der maximalen Pressung abknicken. Diese Strukturen sind infolge der asymmetrischen Pressungsverteilung auf der Seite des flachen Dichtkantenwinkels länger als auf der Seite des steilen Winkels. Die hydrodynamische Pumpwirkung entsteht dadurch, dass das von der Dichtungsgegenlauffläche mitgeschleppte Fluid an den „Berghängen“ axial umgelenkt wird und in den Dichtspalt hineingepumpt wird. Durch die längeren Strukturen auf der Seite des flachen Pressungsanstiegs wird mehr Fluid von der Bodenseite in den abzudichtenden Raum gepumpt als von der Stirnseite aus dem Raum heraus. Dies geschieht solange, bis ein Gleichgewicht der beiden Strömungen hergestellt und ein gleichmäßiger, dynamischer Schmierfilm entstanden ist. Danach kommt es zu einem kontinuierlichen Austausch des Fluids im Dichtspalt und zur Abfuhr von entstandener Reibungswärme.

Nicht immer zeigen gelaufene Dichtelemente Verschleißstrukturen, die sich über die gesamte Berührzone erstrecken, Bild 2.3. Bei Auftreten von stochastisch verteilten Rauheitserhebungen aus einzelnen, axial erstreckten Rauheitswellen stehen auch diese bei rotierender Welle im Bereich des Pressungsmaximums hauptsächlich

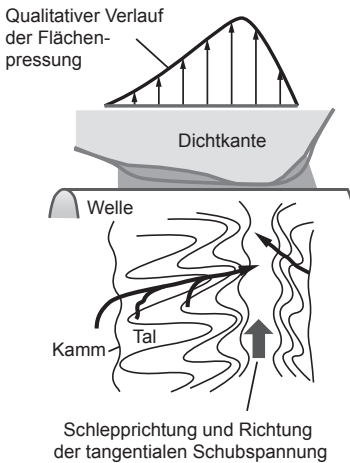


Bild 2.2 Flüssigkeitsförderung nach der Verzerrungshypothese [40]

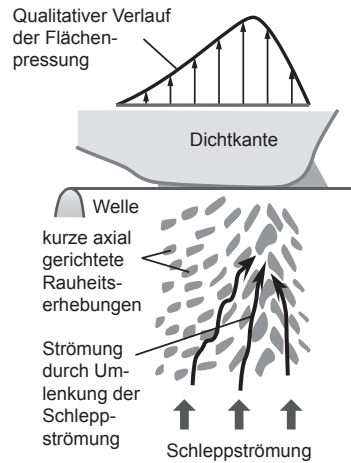


Bild 2.3 Flüssigkeitsförderung durch Verzerrung kurzer, axial erstreckter Rauheitswellen [40]

schräg zur Gleitrichtung. Die Flüssigkeit wird über die durch die Pressung abgeplatteten Berge geschleppt und es bildet sich unter jeder Spitze ein Schmierfilm. Die so transportierte Flüssigkeit wird an den einzelnen, nun schrägen Bergen abgelenkt und kaskadenförmig in Richtung des Pressungsmaximums geleitet. Wie bei der Verzerrungshypothese ist die Förderwirkung des flachen Pressungsanstiegs größer, wodurch der hydrodynamische Dichtmechanismus gegeben ist.

Nach der Seitenstromhypothese kann eine Fluidförderung auch auftreten, wenn die Rauheitserhebungen völlig stochastisch geformt und verteilt sind. In Bild 2.4 sind diese kugelförmig dargestellt. Die Schleppströmung wird an jeder Rauheitserhebung axial abgedrängt und es strömt damit auch ein Teil in Richtung zunehmender Flächenpressung. Der „Druck-Äquator“ im Pressungsmaximum wird in beiden Richtungen vom Fluid überquert. Da sich im bodenseitigen Bereich infolge der asymmetrischen Pressungsverteilung mehr Rauheitserhebungen befinden, überwiegt die Verdrängung zur Stirnseite. Hinter den umströmten Rauheitserhebungen bildet sich ein Unterdruck, der auf der Bodenseite Fluid von außen ansaugt. Wenn bodenseitig kein Fluid mehr nachströmen kann, befinden sich die Seitenströmungen im Gleichgewicht.

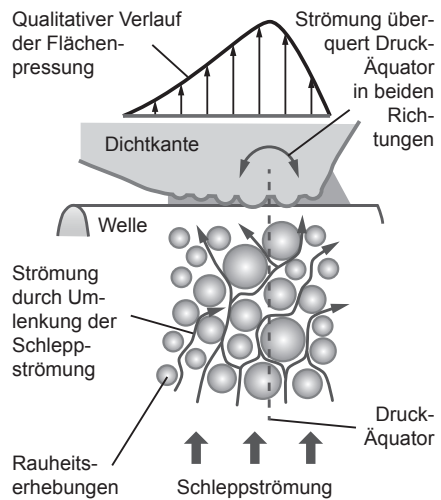


Bild 2.4 Flüssigkeitsförderung nach der Seitenstromhypothese

2.1.2 Wischkantenhypothese

Das Modell der überlagerten Oszillation ist in Bild 2.5 dargestellt. Ist ein Radialwellendichtring relativ zur Wellenachse schräg oder exzentrisch eingebaut, so fördert er Fluid von der Boden- zur Stirnseite, da zwischen Dichtkante und Dichtungsgegen-

lauffläche eine Wischbewegung entsteht. Ähnlich wie bei einer Hydraulikstangen- dichtung wird Fluid dabei unter der Dichtkante hin und her geschleppt, wobei der Schlepstrom auf der Seite des flacheren Pressungsanstiegs größer ist.

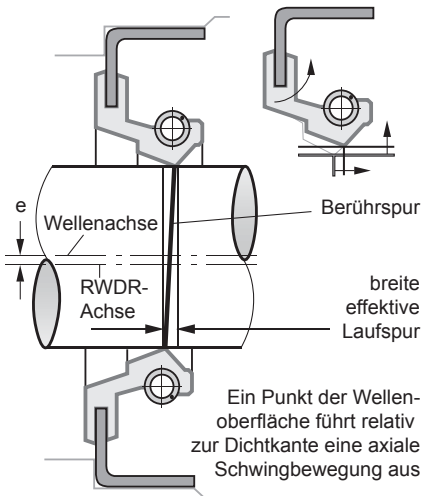


Bild 2.5 Flüssigkeitsförderung nach der Wischkantenhypothese [40]

Die Wischbewegung führt dazu, dass die effektiv von der Dichtkante bei Wellenrotation überstrichene Fläche breiter als die eigentliche Berührbreite des Dichtsystems ist. Dies bringt große Vorteile bei der Wärmeleitung, da die Wärme auf einen größeren Bereich der Wellenoberfläche abgeleitet wird. Zusätzlich zur Fluidförderung wird dadurch eine Verringerung der Dichtkantentemperatur erreicht. [41] Auch bei koaxial und rechtwinklig eingebauten Dichtelementen lässt sich dieser Effekt stark abgeschwächt beobachten, da die Dichtkante nie genau in einer Ebene liegt und sich somit immer etwas „schlängelt“. [16]

Alle drei Hypothese beschreiben die Förderwirkung als unterschiedliche physikalische Vorgänge. Welche Hypothese den hydrodynamischen Dichtmechanismus zutreffend beschreibt, ist nicht bekannt. Vieles spricht dafür, dass alle Mechanismen gleichzeitig gelten und in ihrer Gesamtheit mal mehr, oder mal weniger wirksam sind. [40]

2.2 Schmierfette

Schmierfette werden in vielen Bereichen des Maschinenbaus eingesetzt. Gut 90 % aller Wälzlager sind heutzutage fettgeschmiert. [42, 43] Als Vorteil von Fett gegenüber Ölschmierung wird oft aufgeführt, dass Fette einfacher abdichtbar seien, [4, 44] bzw. statt Öl eingesetzt werden könnten, wenn Dichtungsprobleme aufgetreten sind

[45, 46]. Dem steht entgegen, dass gut 30 % aller Wälzlagerschäden auf mangelhafte Abdichtung, bzw. auf durch Dichtungsprobleme verursachte Mangelschmierung zurückzuführen sind [47].

In diesem Kapitel wird auf den Aufbau und die Eigenschaften von Schmierfetten sowie auf deren Einteilung und Kennzeichnung eingegangen. Die Ausführungen sind allgemein gehalten. Ein Bezug auf die Abdichtung von Schmierfetten erfolgt in Kapitel 2.4.

2.2.1 Aufbau und Eigenschaften

Ein Schmierfett ist nach physikalischer Definition eine kolloidale Dispersion, also eine Suspension einer festen Phase in einer flüssigen. Nach DIN 51825 [48] sind Schmierfette konsistente Schmierstoffe, die aus Grundöl und Verdicker bestehen. Als Grundöle kommen sowohl Mineralöle als auch synthetische Öle, wie Polyalphaolefine, Polyglykole oder Esteröle, zum Einsatz. Handelsübliche Schmierfette enthalten zudem eine Reihe von Additiven und können zusätzlich Festschmierstoffe enthalten [48]. Folglich bestehen Schmierfette aus den drei Komponenten Grundöl, Verdicker und Additiven. Grundöl und Verdicker bilden zusammen das sogenannte Grundfett. Jeder der drei Bestandteile kann die Eigenschaften des Schmierfettes abhängig von Art und Menge beträchtlich verändern.

In der Anwendung sind Verdicker in Form von einfachen oder komplexen Metallseifen am weitesten verbreitet. Dies sind Salze von Fettsäuren mit den Oxiden bzw. Hydroxiden des jeweiligen Metalls [49]. Nach der Herstellung liegen diese als Kation im Schmierfett vor. Die Anlagerung der Grundölmoleküle an den Verdicker basiert neben rein mechanischer Fixierung hauptsächlich auf intermolekularen Wechselwirkungen wie van der Waalsche und elektrostatische Kräfte.

Bild 2.6 zeigt schematisch den Aufbau handelsüblicher Schmierfette, den Massenanteil der jeweiligen Komponente sowie den Weltmarktanteil unterschiedlicher Verdickerarten. Den größten Anteil am Schmierfett hat das Grundöl. Über den Anteil des Verdickers wird bei der Herstellung die Konsistenz des Schmierfettes eingestellt. Die jeweils benötigte Menge ist von der Art des Verdickers und des Grundöls abhängig. Wie der Weltmarktanteil von Schmierfettverdickerarten zeigt, ist der

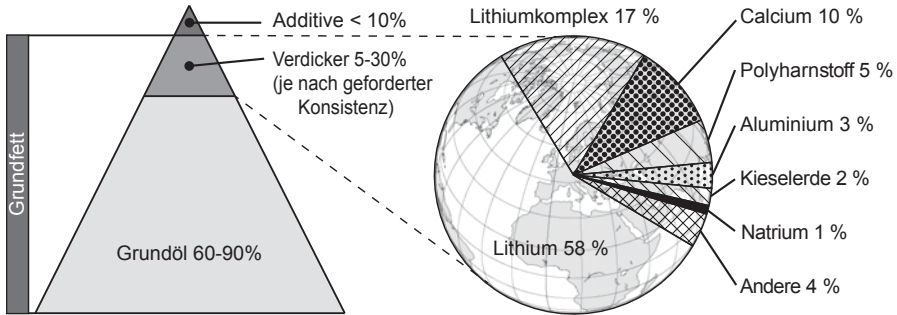
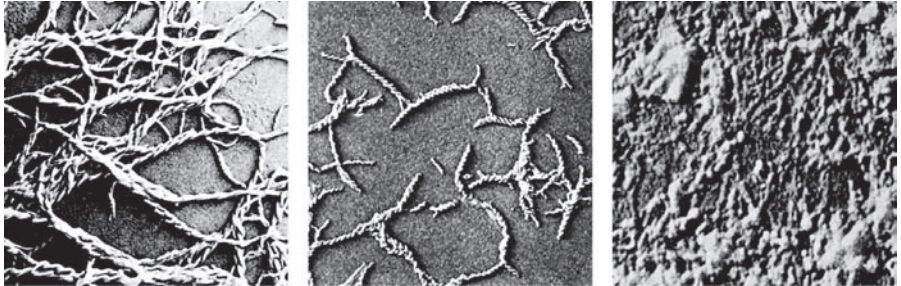


Bild 2.6 Schematischer Aufbau handelsüblicher Schmierfette [50] und Weltmarktanteil von Schmierfettverdickerarten im Jahr 2010 [51]

Großteil der Schmierfette mit Lithium- bzw. Lithiumkomplexseifen verdickt. Weitere gängige Verdickerarten sind Calciumseife, Polyharnstoff und Aluminiumseife. Die rheologischen Eigenschaften eines Schmierfetts werden hauptsächlich vom Verdicker bestimmt. Additive werden eingesetzt, um Eigenschaftsmerkmale zu erzielen, die das Grundfett nicht besitzt, bzw. um positive zu verstärken. Als Additive kommen hauptsächlich Antioxidantien, Metalldesaktivatoren, Korrosionsinhibitoren, Verschleißschutzzusätze und weitere Zusätze wie Entschäumer, Haftverbesserer und Farben zum Einsatz. [52]

Bild 2.7 zeigt Aufnahmen mit einem Raster-Elektronen-Mikroskop (REM) verschiedener aus dem Grundöl ausgewaschener Verdickerstrukturen. Zusätzlich ist die Größenordnung der Verdickerstrukturen nach Boner [53] angegeben. Im Gegensatz zu Lithiumseife, mit langen faserartigen Verdickerstrukturen, liegt Aluminiumseife eher klumpchenartig vor. Die Verdickerstrukturen der Calciumseife sind deutlich kleiner als die der Lithiumseife und sind weniger verknäult. Diese voneinander abweichenden Verdickerstrukturen führen zu unterschiedlichen Schmiereigenschaften der Schmierfette.

Schmierfette weisen im Gegensatz zu Ölen eine Fließgrenze auf. Sie verhalten sich im Bereich niedriger Schub- oder Scherspannungen wie elastische Körper. Nach Überschreiten einer Grenzscherbeanspruchung beginnen sie zu fließen. Bei hoher Scherbeanspruchung ist ihr Verhalten dem von Flüssigkeiten ähnlich. In Bild 2.8 wird ein vereinfachtes System nach [54] dargestellt, in dem sich Fluid in einem Spalt zwi-



a)

b)

c)

Bild 2.7 REM-Aufnahmen ausgewaschener Metallseifenverdicker [53]

- a) Lithiumseife, Strukturgröße ca. $0,2 \times 25 \mu\text{m}$
- b) Calciumseife, Strukturgröße ca. $0,1 \times 1 \mu\text{m}$
- c) Aluminiumseife, Strukturgröße ca. $\varnothing 0,1 \mu\text{m}$

schen zwei Platten befindet. Die untere Platte ist feststehend und die obere Platte wird mit einer konstanten Kraft gezogen. Betrachtet man einen einzelnen Ausschnitt mit der Plattenkontaktfläche A und der wirkenden Kraft F_x , so wird dabei die Schubspannung τ auf das Fluid übertragen.

$$\tau = \frac{F_x}{A} \tag{2.1}$$

Für Newtonsche Fluide gilt unter Vernachlässigung von Randschichteffekten, dass

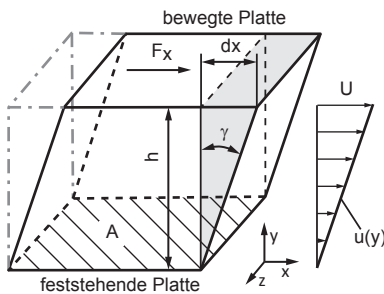


Bild 2.8 Übertragung von Schubspannung durch Fluide [54]

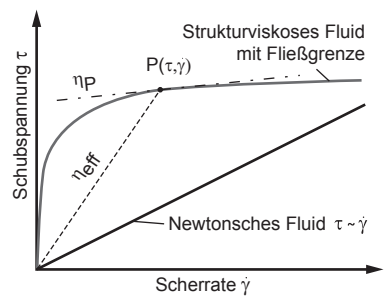


Bild 2.9 Fließfunktionen für Newtonsche und strukturviskose Fluide [36]

die Fließgeschwindigkeit u linear mit der Koordinate y ansteigt.

$$u(y) = U \frac{y}{h} \quad (2.2)$$

Die Geschwindigkeit U ist die Verschiebung dx der oberen Platte pro Zeit.

$$U = \frac{dx}{dt} \quad (2.3)$$

Die Verschiebung dx lässt sich mittels der Spalthöhe h und der differenzialen Winkeländerung $d\gamma$ ausdrücken.

$$dx = h \cdot d\gamma \quad (2.4)$$

Daraus folgt der Zusammenhang zwischen Geschwindigkeit U und Scherrate $\dot{\gamma}$.

$$U = h \frac{d\gamma}{dt} = h \cdot \dot{\gamma} \quad (2.5)$$

Für Newtonsche Fluide ist der Zusammenhang zwischen der Schubspannung τ und der Scherrate $\dot{\gamma}$ linear.

$$\tau = \frac{F_x}{A} \sim \dot{\gamma} = \frac{U}{h} \quad (2.6)$$

Der Proportionalitätsfaktor zwischen der Schubspannung τ und der Scherrate $\dot{\gamma}$ ist die dynamische Viskosität η .

$$\tau = \eta \frac{U}{h} = \eta \cdot \dot{\gamma} \quad (2.7)$$

Bei dem hier rein für Newtonsche Fluide dargestellten Zusammenhang entspricht die dynamische Viskosität η der Steigung der Ursprungsgerade, Bild 2.9. Bei strukturviskosen Fluiden, wie Schmierfetten, ist die Viskosität von der aktuellen Scherrate $\dot{\gamma}$ abhängig. Eine pauschale Beschreibung mit einem einzigen Kennwert ist daher nicht möglich. Gängige Kennwerte sind die effektive Viskosität η_{eff} , als Steigung der Sekanten vom Ursprung bis zu einem Punkt P der Fließkurve, sowie die örtliche Tangentensteigung η_P der Fließkurve. Bei Newtonschen Fluiden sind beide Kennwerte gleich. [49, 50]

Die Bestimmung von Fließkurven erfolgt typischerweise mit einem Rotationsrheometer. Mezger [55] hat hierzu umfangreich die rheologischen Grundlagen sowie An-

wendungshinweise zusammengestellt. Zuzüglich zur Abhängigkeit von der aktuellen Scherrate, ändert sich die Viskosität von Schmierfetten mit der Temperatur, mit der Vorbelastung (Scherung, Temperatur) sowie mit der Zeit. Diese sehr komplexen Stoffeigenschaften machen eine Berechnung von tribologischen Systemen unter Fettschmierung äußerst schwierig. Schon die Modellierung des strukturviskosen Fließverhaltens des Schmierfettes ist derzeit nur im theoretischen Ansatz möglich. Eine Übersicht existierender Modellgleichungen zeigen Kuhn [49], Balan [56] und Radulescu [57].

2.2.2 Einteilung und Kennzeichnung

Zur Einteilung von Schmierfetten existieren unterschiedlich Ansätze:

- **Zusammensetzung**

Hier wird meist der Verdicker benannt, wobei bei Seifenfetten oft nur das Kation genannt wird. Beispiele: Lithium(seifen)fett, Kalkfett, Betonitfett

- **Eigenschaften**

z. B.: Fließfett, Blockfett ...

- **Anwendung**

z. B.: Getriebefett, Wälzlagerfett ...

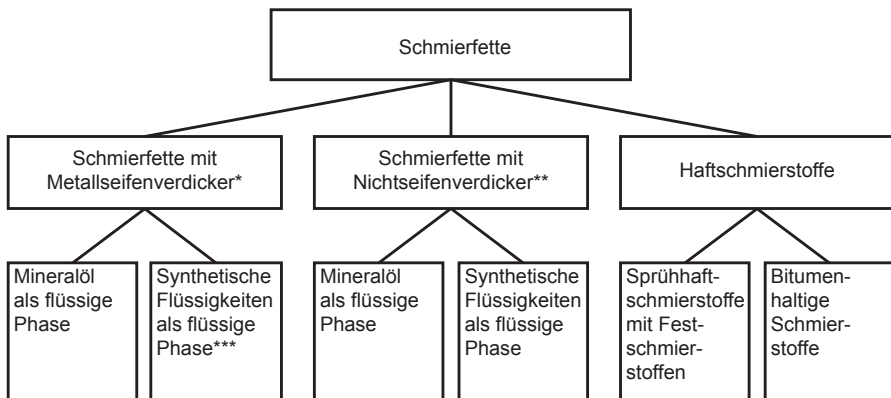
Die Benennung der Fette nach ihrer Zusammensetzung zeigt Bild 2.10. Diese ist den beiden anderen Möglichkeiten vorzuziehen, da ausschließlich über die Zusammensetzung eine eindeutige Charakterisierung des Fettes möglich ist. In der Praxis erfolgt dennoch oft eine Benennung nach der Anwendung. Hierbei können sich jedoch stark unterschiedliche Fette hinter ein und derselben Bezeichnung verbergen.

Ein weiteres Merkmal zur Benennung von Fetten ist die KonsistenzEinstufung in NLGI-Klassen nach DIN ISO 51818 [58], Tabelle 2.1. Hierzu wird das Fett nach 60 Doppelhüben in einem Schmierfettknetter hinsichtlich seiner Walkpenetration nach DIN ISO 2137 [59] vermessen. Dabei wird die nach fünf Sekunden erreichte Eindringtiefe eines genormten Konus unter seinem Eigengewicht in eine vorgegebene Menge Schmierfett ermittelt. Eine Einheit der Konuspenetration entspricht dabei 0,1 mm. Da auch die Herstellung von Schmierfetten Schwankungen unterliegt, hat

Tabelle 2.1 Einteilung von Schmierfetten in NLGI-Klassen nach DIN ISO 51818 [58]

NLGI-Klasse	Walkpenetration [0,1 mm]	Eigenschaft	bes. Benennung
000	445 bis 475	sehr weich, fließend	Fließfett
00	400 bis 430	↑ ↓	Fließfett
0	355 bis 385		Fließfett
1	310 bis 340		-
2	265 bis 295		-
3	220 bis 250		-
4	175 bis 205	-	-
5	130 bis 160		Blockfett
6	85 bis 115	sehr fest	Blockfett

jede NLGI-Klasse einen Spielraum von 30 Einheiten. Aufgrund der auf 14 Einheiten festgelegten Präzision der Penetrationsmessung bezüglich der Vergleichbarkeit verschiedener Beobachter und Geräte beträgt der Abstand zwischen den Klassen 15



* Seifenverdicker:

Einfachseife, Gemischtseife, Komplexseife unterschiedlicher Metallbasen, z.B. Ca, Na, Li, Al usw.

** Nichtseifenverdicker:

Organische und anorganische Feststoffe, z.B. Tonerde (Bentonit, Kieselgel, Polyharnstoff, Ruß und Farbstoffe)

*** Synthetische Flüssigkeiten: Silikone, Ester, Polyglykole, Polyalphaolefine

Bild 2.10 Einteilung von Schmierfetten nach Zusammensetzung aus Grundöl und Verdicker [50]

Einheiten. [50] Schmierfette der NLGI-Klassen 0 bis 000 werden als Fließfette und der NLGI-Klassen 5 und 6 als Blockfette bezeichnet.

Neben den hier aufgeführten Verfahren zur Prüfung und Einteilung von Schmierfetten bestehen hauptsächlich für die Anwendung in Wälzlagern eine Reihe weiterer Verfahren. Für eine Charakterisierung hinsichtlich der Abdichtung von Schmierfetten haben sich diese jedoch als nicht relevant gezeigt.

2.3 Abdichtung von Schmierölen

Die Dichtmechanismen und Rückförderhypothesen für Öl in Kapitel 2.1 beruhen im Wesentlichen auf den Arbeiten von Ott [12], Kammüller [14], Müller [16] und Jenisch [17] in den 80er und 90er Jahren des letzten Jahrhunderts. In nachfolgenden Forschungsarbeiten zu RWDR aus Elastomer wurde weniger der eigentliche Dichtmechanismus, sondern vermehrt der Einfluss einzelner Systemkomponenten untersucht. Die Schwerpunkte aktueller Arbeiten liegen auf der Reibungs- und Verschleißminimierung des Gesamtsystems. In diesem Kapitel sind Arbeiten aufgeführt, deren Themenschwerpunkt bei der Abdichtung von Öl sich mit den Inhalten dieser Arbeit deckt.

Nach Horve [13] hängt die Lebensdauer eines Dichtelements stark von der Temperatur ab. Hohe Temperaturen führen zum Quellen und schnelleren Altern des Elastomers. Durch Verringerung der Ölsumpftemperatur um 14°C lässt sich die Alterungsdauer eines Dichtelements verdoppeln.

Kunstfeld [60] untersuchte den Einfluss des konstruktiven Umfelds auf Radialwellendichtungen. Einen bedeutenden Einfluss auf die Schmierstoffversorgung des Dichtsystems haben Wälzlager im direkten Dichtungs Umfeld. Kegelrollenlager weisen im Vergleich die stärkste Fördercharakteristik auf und führen je nach Einbaurichtung entweder zu Mangelschmierung oder zum Überangebot von Schmierstoff am Dichtsystem. Durch Nutzung der zufördernden Eigenschaft der Kegelrollenlager, in Kombination mit Rücklaufkanälen aus dem Raum zwischen Wälzlager und Dichtsystem, lässt sich die Wellentemperatur am Dichtsystem um bis zu 22 % senken.

In [22] beschreibt Kunstfeld den Einfluss der Dichtungsgegenauflfläche auf öl-

dichtende Dichtsysteme. Der Schwerpunkt seiner Arbeit lag auf gedrehten Dichtungsgegenläufigen. Grundsätzlich sind diese, hart oder weich, als Dichtungsgegenläufige geeignet. Trotz ausgeprägtem periodischen Drall tritt bei längs-hartgedrehten Wellen keine drehrichtungsabhängige Förderung auf. Drall durch gezielt erzeugte Mikrostrukturen zeigt jedoch einen erheblichen Einfluss. Daraus wird abgeleitet, dass die Förderwirkung von Dichtungsgegenläufigen in erster Linie durch deren Mikrostruktur bestimmt wird.

Buhl [23] bestätigte die dominante Förderfähigkeit der Mikrostrukturen nach [22]. Neben der direkten Förderwirkung von Dichtelement und Dichtungsgegenläufige besteht jedoch noch eine indirekte Förderwirkung. Diese basiert auf dem Einfluss der Rauheit der Dichtungsgegenläufige auf die Förderwirkung des Dichtelements. Eine höhere Rauheit führt zu einer verstärkten Förderwirkung. Weiterhin haben die Fluidviskosität, die Drehzahl sowie die Exzentrizität einen indirekten Einfluss auf die Förderwirkung. Um die direkte und indirekte Förderwirkung einer Dichtungsgegenläufige zu beschreiben, seien zweidimensionale Oberflächenparameter nicht ausreichend. Sie erfassen allein die indirekte Förderwirkung durch die Dichtungsgegenläufige. Hier besteht ein dringender Bedarf nach besser beschreibenden Parametern.

Jung [25] verglich das Funktionsverhalten von Radialwellendichtungen bei unterschiedlichen Dichtungsgegenläufigen und Umfangsgeschwindigkeiten. Die indirekte Förderwirkung der Dichtungsgegenläufige nach [23] ist von der Rauheit in Umfangsrichtung abhängig. Jung zeigte, dass diese Förderwirkung unabhängig vom Fertigungsverfahren mit der Umfangsrauheit ansteigt. Dichtsysteme mit glatten Wellenoberflächen gehen schon bei geringeren Umfangsgeschwindigkeiten in die Fluidreibung über als solche mit rauen Wellenoberflächen. Dichtsysteme mit rauen Oberflächen haben geringere Reibzahlen und bleiben bei Drehzahlanstieg länger im reibungsgünstigeren Mischreibungsbereich. Als beschreibenden Parameter wird der flächenhafte Materialanteil S_{mr} herangezogen. Die größte Reibung entstand bei Dichtungsgegenläufigen mit einem hohen Materialanteil bei einer Höhe von $1 \mu\text{m}$ unterhalb der Referenz von $5 \% S_{mr}$.

2.4 Abdichtung von Schmierfetten

Im Gegensatz zur Abdichtung von Ölen liegt über schmierfettabdichtende Dichtelemente sehr wenig veröffentlichtes Wissen vor. Von den veröffentlichten Arbeiten handeln die meisten von Dichtungen in Wälzlager, welche mit Schmierfetten höherer Konsistenz als Fließfette geschmiert werden.

Zur Abdichtung von Schmierfetten mit Radialwellendichtungen erarbeitete Dürnegger [36] in einem öffentlich geförderten Forschungsvorhaben erste Erkenntnisse. Dabei wurden Schmierfette der NLGI-Klassen 00 bis 2 eingesetzt. Den größten Einfluss auf die Temperatur im Dichtsystem hat die Umfangsgeschwindigkeit. Durch ein in die Welle eingearbeitetes Thermoelement wurde die Temperaturdifferenz zwischen Wellentemperatur nahe der Dichtkante und Dichtspalttemperatur ermittelt. Diese sogenannte Übertemperatur wurde für Wellendurchmesser von 40 bis 80 mm bei Umfangsgeschwindigkeiten von 2 bis 11 m/s ermittelt. Durch Rückschluss auf die Dichtspalttemperatur wird die Umfangsgeschwindigkeit zur Definition einer Einsatzgrenze für Dichtelemente aus Werkstoffen mit geringer Dauereinsatztemperatur herangezogen. Verallgemeinerte Einsatzgrenzen in Abhängigkeit der Dichtsystemkomponenten konnten jedoch nicht abgeleitet werden.

Sommer [61] baute im Folgevorhaben auf den Erkenntnissen aus [36] auf. Inhalt waren Grundlagenuntersuchungen zur Abdichtung von Schmierfetten an einem Ring-Scheibe-Tribometer. Großen Einfluss auf das Betriebsverhalten hat die makrorheologische Fähigkeit des Schmierfettes, den Reibkontakt mit Schmierstoff zu versorgen. Im verwendeten Versuchsaufbau wirkt sich dieser Einfluss stärker aus, als im realen Dichtsystem. Dort bewirkt die Förderwirkung des RWDR eine aktive Schmierstoffversorgung. Am Ring-Scheibe-Tribometer führen Schmierfette hoher NLGI-Klassen bzw. Schmierfette mit hohem Verdickeranteil, zu einer schlechten Schmierstoffversorgung des Tribokontakts und damit zu hohen Reibmomenten. Gemindert wurde das Reibmoment durch in den Dichtkontakt fördernde makroskopische Strukturen im Elastomer. Zum Einfluss der Dichtungsgegenauflfläche wird gezeigt, dass das Reibmoment mit steigender Oberflächenrauheit deutlich sinkt.

Weitere Forschungsaktivitäten befassen sich mit berührenden Schutzdichtungen fettgeschmierter Wälzlager. Die Hauptaufgabe einer Wälzlagerschutzdichtung ist es,

Eindringen von Schmutz zu verhindern. Deren Dichtkantenwinkel sind daher meist so ausgelegt, dass entweder kein Förderverhalten entsteht (die Winkel sind gleich) oder so, dass das Dichtelement tendenziell nach außen fördert.

Wennehorst [62] und Ottink [63] untersuchten berührende Wälzlagerdichtungen aus Elastomer im fettgeschmierten Gesamtsystem einer abgedichteten Wälzlageinheit. Hierbei wurde festgestellt, dass sich nach einem Aufheiz- gefolgt von einem Abkühlvorgang ein Unterdruck von bis zu 240 mbar im Wälzlager aufbauen kann. Daraus entsteht eine durch die Geometrie des Dichtelements bedingte erhöhte Anpressung der Dichtkante an die Dichtungsgegenlauffläche. Dies führt zu höherer Reibung und höherem Verschleiß. Zum anderen kommt es ab einem Grenzdruck zu einem schlagartigen Umklappen der Dichtkante, was zum Ansaugen von Fluid und Schmutzpartikeln aus der Umgebung führt.

Baart [64] vermutet einen die Dichtkante entlastenden Einfluss des Normalspannungseffekts bei der Abdichtung fettgeschmierter Wälzlager. Der Effekt ist bei den sehr hohen Scherraten im Dichtspalt und an den Flanken der Dichtkante wirksam. Die resultierende Abhebekraft wird in Abhängigkeit der Schmierfilmhöhe, der Temperatur sowie der Dichtkantenwinkel α und β angegeben. Die Abhebekraft kann bis zu 60 % der Radialkraft des von Baart betrachteten Dichtelements betragen. Die Ergebnisse stammen aus einer Modellrechnung und sind durch Rheometerversuche teilweise bestätigt.

Weiterhin beschreibt Baart [65] ein Modell zur Schmierstoffversorgung von fettgeschmierten Wälzlagerdichtungen. Dies beruht auf der Theorie, dass Schmieröl unter dem Einfluss der Zentrifugalkraft im Wälzlager aus der Verdickerstruktur ausblutet. Wirksam ist hierbei eine sich einstellende Druckdifferenz im Schmierfett. Die Untersuchungen wurden mit lithiumverseiftem Schmierfett durchgeführt. Die Ausblutung basiert auf den Gesetzmäßigkeiten eines viskosen Fließens durch poröse Medien nach Darcy [66]. Der Massenstrom ist proportional zu Querschnittsfläche und Druckdifferenz und invers proportional zu Viskosität und Länge der zu durchströmenden Strecke. Das Modell sagt aus, dass der Grad der Ausblutung von der Anisotropie der Verdickerstruktur abhängt. Baart berechnet die Ausblutung von Grundöl über eine Dauer von bis zu 25 Stunden bei Temperaturen zwischen 40 und 120 °C. Es wird angenommen, dass die Verdickermatrix mit der Ausblutung an Volumen

verliert und deren Dichte zunimmt. Dies verringert die Permeabilität und verhindert das weitere Ausbluten, sodass dieser Vorgang gegen einen Grenzwert strebt. Im Versuch zeigt Baart, dass Schmierfette bis zu 60 % ihres Grundöls ausbluten können. Darüber hinaus wendet Baart das Modell der Ausblutung an, um auf die Schmier-spalthöhe zu schließen. Nach seinem Ansatz befindet sich der Dichtkontakt so lange in Vollschmierung, wie ein Fettreservoir in der Lage ist Grundöl abzugeben. Mischreibung wird erreicht, wenn der Dichtkontakt das ausblutbare Grundöl aus dem System heraus gefördert hat. Hierbei wird von einer hydrodynamischen Pumpwirkung nach Kammüller [14] ausgegangen. Die Schmierfilmhöhe berechnet Baart aus dem geförderten Volumenstrom und dem dafür nötigen Gesamtquerschnitt im Ringspalt zwischen Dichtkante und Welle.

Baart [67] beschreibt eine Abdichtwirkung des Schmierfetts selbst. Schmierfett, das sich zwischen Dichtkante und Schutzlippe oder zwischen zwei Dichtkanten einer Kassettendichtung befindet, kann abdichtend wirken. Er analysierte hierzu die Ausbreitung von Partikeln in vergleichsweise kleinen und großen sogenannten Schmierstofftaschen. Im Fall kleiner Schmierstofftaschen hat die NLGI-Klasse des Schmierfetts einen großen Einfluss auf die Ausbreitung der Partikel beim Nachschmieren. Schmierfette mit hohen NLGI-Klassen sind von Vorteil.

Ähnliche Erkenntnisse erlangte Kümmel [68] bei Untersuchungen zu fettgefüllten Dichtspalten als Schmutzabdichtung. Um die Migration von Partikeln zu verhindern, sind Schmierfette der NLGI-Klasse 2 besser geeignet als Fließfette. Im System bildet sich zwischen den an Rotor und Stator anhaftenden Fettschichten ein dünner Luftspalt, auf den die Abdichtwirkung zurückgeführt wird. Bei Fließfetten kommt es zu Zirkulationsströmungen in den Spalten, welche die Partikelmigration begünstigen.

Die in [69] zusammengefassten Arbeiten von Baart basieren auf der Annahme, dass allein das Grundöl den Dichtkontakt schmiert und dass der Verdicker eine matrixartige Struktur aufweist. Bei Fließfetten ist der Verdickeranteil jedoch viel geringer als bei Wälzlagerfetten, die typischerweise eine NLGI-Klasse von 1 oder 2 aufweisen. Eine direkte Übertragung seiner Ansätze auf fließfettbeaufschlagte Dichtsysteme dieser Arbeit ist daher nicht möglich.

Wangenheim [70, 71] zeigt anhand von fettgeschmierten Pneumatikdichtungen, dass

durch gezieltes Erzeugen einer geeigneten Oberfläche Stick-Slip Effekte vermieden werden können. Weiterhin erhöht sich durch das Aufrauen von Oberflächen deren Schmiermittelhaltevermögen. Dies mindert die Reibung des Dichtsystems deutlich. Durch einen zusätzlichen „Schleifprozess“ zum Abtrag der Rauheitsspitzen bei sehr rauen Oberflächen lässt sich ein Ansteigen der Abrasivität verhindern.

2.5 3D Oberflächenparameter

Die Entwicklung von Geräten zur dreidimensionalen Oberflächenmessung schreitet stetig voran. Auch deren Einsatz in der Industrie als Mittel der Qualitätssicherung setzt sich mehr und mehr durch. Im Gegensatz zu Tastschnittgeräten, die einen zweidimensionalen Profilschrieb erzeugen, wird beim dreidimensionalen Messen ein kompletter Oberflächenausschnitt erfasst. Die Messdaten beinhalten dadurch mehr Informationen und darüber hinaus eine Aussage über die Strukturrichtung der Oberfläche. Daraus entwickelte sich ein Bedarf nach Parametern, welche diese Mehrinformation gegenüber zweidimensionalen Messungen nutzbar machen. Basierend auf verschiedenen Forschungs- und Entwicklungsarbeiten seit Anfang der 1990er Jahre [72–74] wurde 2012 die DIN EN ISO 25178 [9] als Norm für flächenhafte Oberflächenparameter veröffentlicht. Die Norm definiert sechs Parametergruppen: Höhenparameter, räumliche Parameter, Mischparameter, Hybridparameter, Funktionsparameter und Elementparameter. Die Parameter und Parametergruppen sind in dieser Arbeit gemäß der gültigen Norm benannt.

2.5.1 Höhenparameter

Die Gruppe der Höhenparameter ist an die Amplitudenparameter der zweidimensionalen Oberflächenkennwerte nach DIN EN ISO 4287 [75] angelehnt. Diese Amplitudenparameter sind seit Jahrzehnten in allen Bereichen des Maschinenbaus verbreitet. Über deren Interpretation liegen demnach viele Erfahrungswerte vor. Die Empfehlungen und Grenzwerte für die Rauheit von Dichtungsgegenläufigen sind nach dem aktuellen Stand der Technik und den entsprechenden Normen ausschließlich anhand dieser Parameter festgelegt [10, 11, 76]. Vorgegeben sind die arithmetisch

gemittelte Rautiefe ($R_a = 0,2 \dots 0,8 \mu\text{m}$), die gemittelte Rautiefe ($R_z = 1 \dots 5 \mu\text{m}$) sowie die maximale Einzelrautiefe ($R_{max} \leq 6,3 \mu\text{m}$). Analog zu den Amplitudenparametern beschreiben die dreidimensionalen Höhenparameter die Rauheit anhand von Höhendifferenzen der Topografie. Diese werden je nach Parameter entweder als maximaler Wert (S_p, S_v, S_z) oder gemittelt über den Messbereich berechnet. Die Mittelung erfolgt arithmetisch (S_a) oder quadratisch (S_q). Weiterhin kann analog zur DIN EN ISO 4287 durch die Schiefe S_{sk} und den Kurtosis S_{ku} eine Aussage über die Profilform (plateauartig oder spitz) getroffen werden. Zu beachten ist, dass die maximale Höhe S_z und die gemittelte Rautiefe R_z unterschiedlich gebildet werden. Sie sind nicht das jeweilige Äquivalent in den 2D- bzw. 3D-Parametern. Die maximale Höhe S_z ist das Äquivalent zur Rautiefe R_t und ist immer größer als die gemittelte Rautiefe R_z . Die Höhenparameter sind vorzeichenlose Kenngrößen. Da sich dadurch keine Strukturausrichtung erkennen lässt, ist mit Höhenparametern allein keine Bewertung des Funktionsverhaltens möglich. [77]

2.5.2 Räumliche Parameter und Mischparameter

Grundlage der räumlichen Parameter ist die Autokorrelationsfunktion und die daraus gewonnene Autokorrelationsfläche. Hierbei wird die Topografie gegen sich selbst in X- und Y-Richtung verschoben. An jedem Verschiebungspunkt wird durch die Korrelation ein Maß für die Gleichheit der verschobenen Topografie mit der ursprünglichen gebildet. Zur Berechnung der Parameter wird die Form des Hauptmaximums in der Mitte ($X = Y = 0$) der Autokorrelationsfläche ausgewertet, Bild 2.11. Das

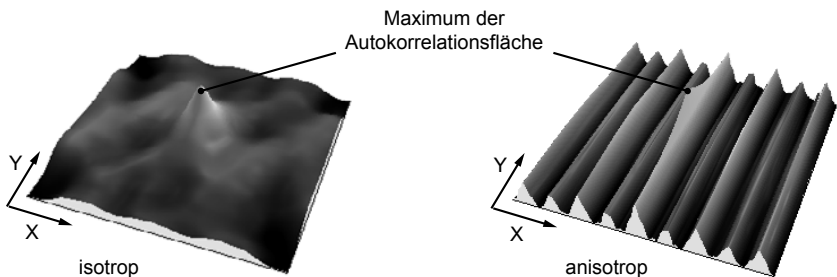


Bild 2.11 Autokorrelationsfläche einer isotropen und einer anisotropen Topografie

Textur-Aussehenverhältnis S_{tr} gibt an, ob die Topografie eine Vorzugsrichtung aufweist.

Für $0,5 < S_{tr} < 1$ gilt die Topografie als isotrop, sie weist in allen Richtungen dieselben Eigenschaften auf. Besteht eine Vorzugsrichtung oder periodisch wiederkehrende Strukturen, so ist $0 < S_{tr} < 0,5$. Die Topografie wird als anisotrop bezeichnet. Bei anisotropen Topografien gibt der Mischparameter Texturrichtung S_{td} den Hauptwinkel der Vorzugsrichtung an. Die Autokorrelationslänge S_{al} beschreibt die in der Topografie enthaltenen Wellenlängen. Ein hoher Wert gibt an, dass das Spektrum zum größten Teil aus periodischen Anteilen mit großen Wellenlängen besteht.

2.5.3 Hybridparameter

Die Hybridparameter werden sowohl aus vertikalen Höheninformationen als auch aus lateralen Informationen der Topografie gebildet. Der RMS¹-Gradient S_{dq} gibt die mittlere Neigung wieder. Topografien mit steilen Flankenwinkeln, wie etwa bei Oberflächen mit vielen Ausbrüchen, führen zu hohen Gradienten. Der Parameter S_{dr} ist das gestreckte Aussehensverhältnis der Topografie. Dafür wird die reale Fläche berechnet, die sich durch Addition aller Flankenflächen ergibt. Bei einer ideal glatten Topografie entspräche diese genau der durch den Messbereich definierten projektierter Fläche. Bei Topografien mit sehr steilen Flanken ist die reale Fläche größer. S_{dr} gibt die prozentuale Differenz zwischen realer und projezierter Fläche an.

2.5.4 Funktionsparameter

Die Gruppe der Funktionsparameter basiert auf der flächenhaften Materialanteilskurve, auch Abbottkurve genannt. Sie ist der Verlauf des Materialanteils über der Höhe der Oberfläche. Anschaulich durchläuft hierzu eine parallele Schnittebene die Oberfläche vom höchsten zum tiefsten Punkt. An jeder Höhe c wird die geschnittene Fläche ins Verhältnis zur Fläche des Messbereichs gesetzt und als Wert $S_{mr}(c)$ in % angegeben, Bild 2.12. Umgekehrt kann der Wert $S_{mc}(mr)$ als Höhe bei einem vorgegebenen Materialanteil mr gebildet werden. Durch integrieren der Materialanteils-

¹RMS = Quadratischer Mittelwert (Engl.: Root Mean Square)

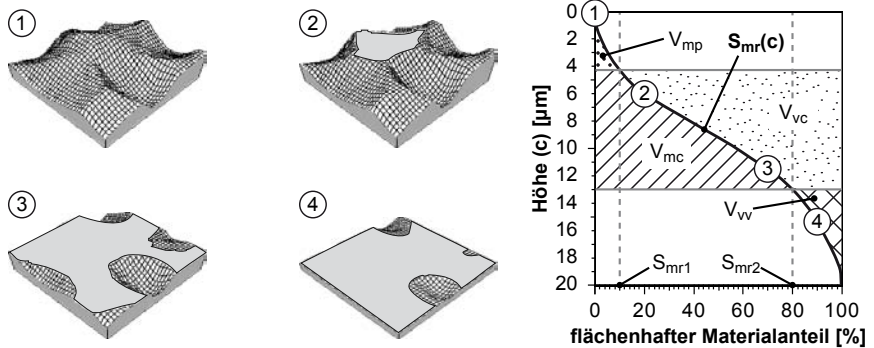


Bild 2.12 Vorgehen zur Berechnung der flächenhaften Materialanteilskurve (Abbottkurve) und der Volumen-Funktionsparameter nach DIN EN ISO 25178-2 [9]

kurve über der Höhe und multiplizieren mit einer Proportionalitätskonstante werden Volumenparameter berechnet. Die Oberfläche wird hierzu in einen Spitzen-, einen Kern- und einen Talbereich aufgeteilt. Die Grenze zwischen Spitzen- und Kernbereich sowie zwischen Kern- und Talbereich werden nach DIN EN ISO 25178-2 [9] über den Materialanteil definiert und als S_{mr1} bzw. S_{mr2} bezeichnet. Deren zugehörige Höhe c wird über die Materialanteilskurve bestimmt.

Durch dieses Vorgehen berechnen sich das Spitzenmaterialvolumen V_{mp} , das Kernmaterialvolumen V_{mc} , das Kernleervolumen V_{vc} und das Talleervolumen V_{vv} , Bild 2.12. Durch aufsummieren lassen sich darüber hinaus das Materialvolumen V_m und das Leervolumen V_v berechnen.

$$V_m = V_{mp} + V_{mc} \quad (2.8)$$

$$V_v = V_{vc} + V_{vv} \quad (2.9)$$

Angelehnt an die Auswertung einer mit zweidimensionalen Tastschnittverfahren ermittelten Materialanteilskurve nach DIN EN ISO 13565-2 [78] sind die Sk-Funktionsparameter definiert. Ein wesentlicher Unterschied gegenüber den Volumen-Funktionsparametern besteht darin, dass die Grenzen zwischen Spitzen-, Kern- und Talbereich hierbei aus dem Verlauf der Kurve ermittelt werden, Bild 2.13. Die Norm

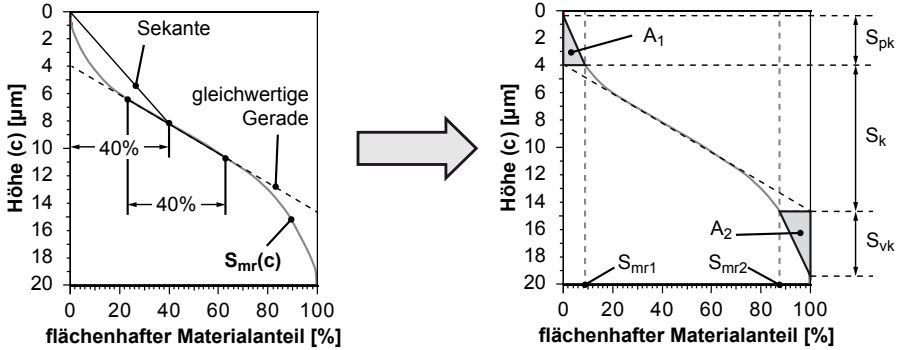


Bild 2.13 Vorgehen zur Berechnung der Sk-Funktionsparameter nach DIN EN ISO 25178-2 [9]

setzt dabei einen S-förmigen Verlauf der Kurve mit nur einem Wendepunkt voraus. Während dies bei geschliffenen Oberflächen meist der Fall ist, weicht der Verlauf der Materialanteilskurve bei vielen alternativen Herstellungsverfahren davon ab [79]. Die Auswertung der flächenhaften Materialanteilskurve hat daher den Vorteil, dass zum einen alle technischen Oberflächen nach Norm ausgewertet können. Zum anderen ermöglichen die frei wählbaren Grenzen S_{mr1} und S_{mr2} eine für die jeweilige Auswertung optimale Bereichseinteilung. Darüber hinaus stehen nach einer dreidimensionalen Vermessung mehr Oberflächendaten zur Verfügung. Dies führt zu einer höheren statistischen Aussage der aus der Materialanteilskurve berechneten Kennwerte.

2.5.5 Elementparameter

Die Gruppe der Elementparameter ist eine wirkliche Neuerung gegenüber den 2D-Kennwerten. Mit ihr wird die Topografie anhand ihrer Flächenelemente, Hügel und Täler, beschrieben und ausgewertet. Die Definition der Elemente stammt aus der Geografie [80] und beruht auf Punkt-, Linien- und Flächenelementen, Bild 2.14. Jeder Hügel hat einen höchsten Punkt, die Spitze. Analog dazu ist der tiefste Punkt eines Tals als Senke definiert. Spitzen und Senken sind Punktelemente. Verbindet man eine Spitze mit der nächstliegenden Spitze eines angrenzenden Hügels auf dem

kürzesten Weg, so bildet sich eine Kammlinie. Verbindet man analog zwei Senken, so entsteht eine Abflaulinie. Überträgt man dies auf ein Gebirge, wäre die Abflaulinie die Linie, an der das Regenwasser ins Tal läuft. Die Kammlinie entspräche einem Bergkamm. Anhand der Linienelemente lassen sich die Flächenelemente voneinander abgrenzen. Hügel sind über Abflaulinien und Täler über Kammlinien voneinander getrennt. Dort wo sich eine Abflaulinie mit einer Kammlinie kreuzt, ist ein Sattelpunkt definiert. Die Höhe eines Berges ist als Höhendifferenz zwischen seiner Spitze und dem zugehörigen Sattelpunkt definiert. Analog dazu wird die Taltiefe zwischen Senke und zugehörigem Sattelpunkt bestimmt.

Zur Auswertung wird die Topografie in ihre Flächenelemente segmentiert. Als am besten geeignetes Verfahren hat sich hierzu die Wasserscheidentransformation [81–83] erwiesen. Anschaulich wird die Oberfläche dabei nach und nach mit Wasser geflutet. An der tiefsten Senke beginnt der Wasserpegel und steigt an. Erreicht der virtuelle Wasserpegel weitere höher liegende Senken, werden auch diese geflutet. Ab einer gewissen Pegelhöhe ist ein Tal voll geflutet und verbindet sich mit einem angrenzenden Tal. Der Punkt am dem diese beiden Seen sich das erste Mal berühren ist ein Sattelpunkt. Verfolgt man beim weiteren Ansteigen des Pegels den Grenzverlauf zwischen den beiden Seen, so erhält man eine Kammlinie, die sogenannte Wasserscheide. Der Algorithmus wird so lange durchgeführt, bis der Wasserpegel die höchste Spitze erreicht hat und die Topografie voll segmentiert ist. Bei der Berechnung entstehen folglich die Senken, die Täler, die Sattelpunkte sowie die Kammlinien, Bild 2.15. Um die Hügel, die Spitzen und die Abflaulinien zu erhalten, wird

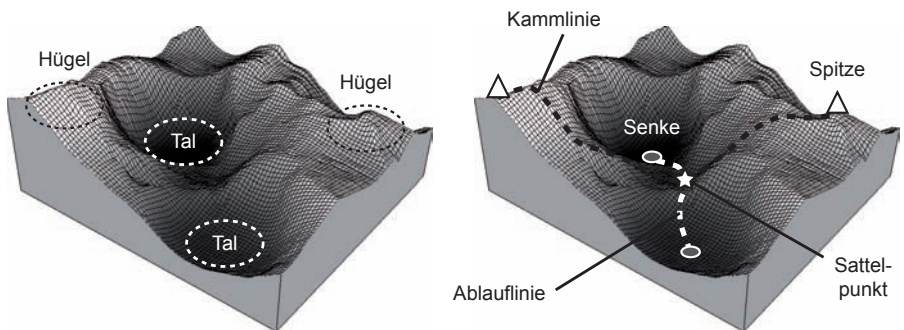


Bild 2.14 Flächen- Linien- und Punktelemente nach DIN EN ISO 25178-2 [9]

die Topografie invertiert und die Segmentierung wird erneut durchgeführt, Bild 2.16. Eine Topografie hat demnach immer zwei Segmentierungsergebnisse, nach Hügeln und nach Tälern. Gemeinsam haben beide die Anzahl und die Positionen der Sattelpunkte.

Bei der Segmentierung führt jedes lokale Minimum zu einem eigenständigen Tal und jedes lokale Maximum zu einem Hügel. Auch zu kleine, bedeutungslose Täler und Hügel werden als Flächenelemente gewertet. Man spricht von einer Übersegmentierung der Topografie. Eine Auswertung dieses Zwischenergebnisses ist nicht sinnvoll und zudem durch die hohe Anzahl an Elementen mit hohem Rechenaufwand verbunden. Um die Segmentierungsergebnisse auswertbar zu machen, müssen zu kleine Täler mit angrenzenden Tälern zu größeren zusammengefasst werden. Gleiches gilt für die Hügel. Sich dabei auflösende Sattelpunkte müssen entfernt und die Beziehungen zwischen Spitzen und Sattelpunkten bzw. Senken und Sattelpunkten neu definiert werden.

Spitzen und Senken stehen über die Sattelpunkte miteinander in Beziehung. Diese Information wird aus beiden Segmentierungsergebnissen gewonnen. Eine übliche Darstellungsform dieser Beziehungsverhältnisse sind sogenannte Änderungsbäume (Engl.: decision tree). Diese Methode wurde erstmals zur Extraktion von Kennwer-

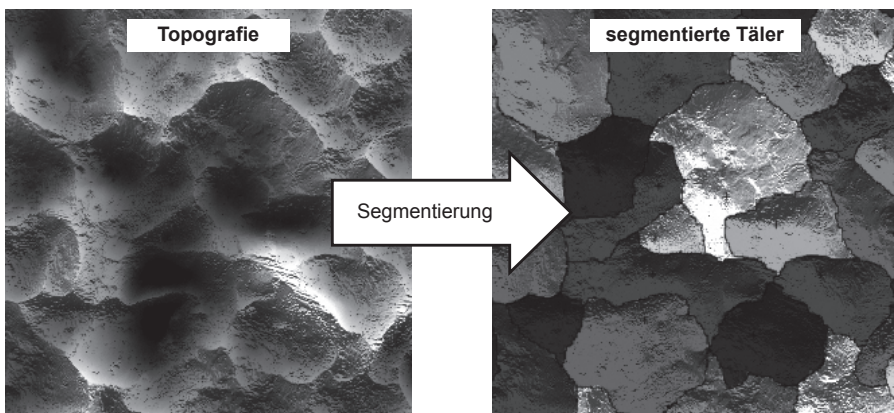


Bild 2.15 Ausgangstopografie und segmentierte Täler; Segmentierungsergebnis mit Ausgangstopografie überlagert

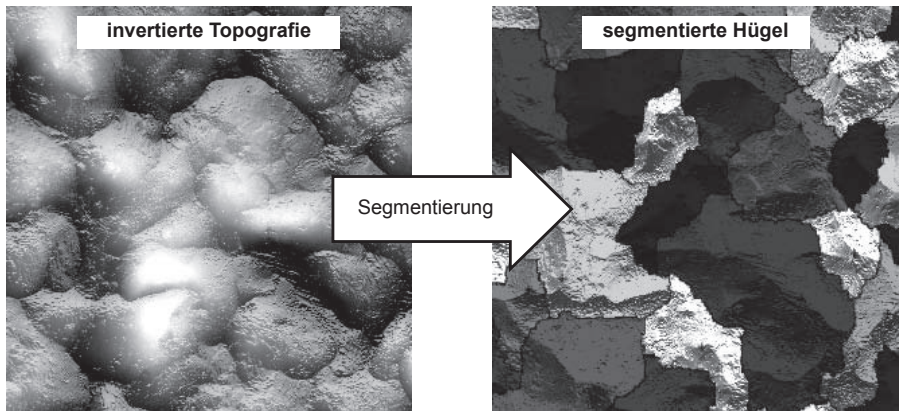


Bild 2.16 Invertierte Topografie und segmentierte Hügel; Segmentierungsergebnis mit Ausgangstopografie überlagert

ten aus geografischen Höhenlinienkarten angewendet [84]. Werden ein Tal zu einem anderen hinzugefügt und die Sattelpunkte neu verknüpft, werden auch Beziehungen aus dem Änderungsbaum gelöscht und neue hinzugefügt. Man spricht hierbei von Beschneidung (Engl.: pruning) des Änderungsbaums. Als geeigneter Algorithmus wird in DIN EN ISO 25178-2 das Verfahren nach Wolf (Engl.: wolf pruning) [85] genannt. Dem Algorithmus muss hierzu eine Grenze als Abbruchkriterium definiert werden. Üblicherweise ist dies die Mindesthöhe die ein Hügel, bzw. ein Tal, haben muss, um nicht zu einem anderen hinzugefügt zu werden. Diese Beschneidungsgrenze kann entweder absolut oder relativ zu einem anderen Parameter definiert sein. Nach DIN EN ISO 25178-3 [86] ist die Grenze relativ zur absoluten Höhe S_z der Oberfläche anzugeben. Als Anhaltswert werden 5 % empfohlen.

Aus der segmentierten und beschnittenen Topografie werden anschließend die Kennwerte ermittelt. Hierzu werden von jedem Hügel und jedem Tal die lokale Höhe, die Fläche und das Volumen bestimmt. Die lokale Höhe ist als Höhendifferenz zwischen Spitze bzw. Senke und dem nächstliegenden Sattelpunkt im Änderungsbaum definiert. Die durchschnittliche lokale Höhe der fünf größten Hügel ergibt die Fünf-Punkt-Spitzenhöhe S_{5p} . Analog dazu ist die Fünf-Punkt-Senkenhöhe S_{5v} der Täler definiert. Der Parameter Zehn-Punkt-Höhe S_{10z} ergibt sich aus der Summe von Fünf-

Punkt-Spitzenhöhe und Fünf-Punkt-Senkenhöhe.

$$S_{10z} = S_{5p} + S_{5v} \quad (2.10)$$

Die Anzahl und Art der Hügel werden mit der Spitzendichte S_{pd} und dem arithmetischen Mittelwert der Spitzenkrümmung S_{pc} beschrieben. Auf die genaue Methode zur Berechnung der Spitzenkrümmung geht die DIN EN ISO nicht ein. In [72] wird diese über die acht Nachbarpunkte der Spitze berechnet. Der Parameter S_{pc} wird daher stark von der lateralen Auflösung der Topografie sowie von Messfehlern beeinflusst.

2.6 Oberflächenanalyse der Dichtungsgegenlauffläche

Die Dichtungsgegenlauffläche ist in der Praxis meist die kritische Komponente im Dichtsystem. Im Gegensatz zum Dichtelement ist die Welle kein Zukaufteil. Sie wird vom jeweiligen Produkthersteller meist selbst gefertigt oder mit eigenen Vorgaben extern beauftragt. Mangelndes Wissen über die Anforderungen an die Dichtungsgegenlauffläche ist oft die Ursache für Dichtungsprobleme. Die wesentlichen Anforderungen beziehen sich auf die Formgenauigkeit, die Rauheit sowie die Drallfreiheit und sind Bestandteil nationaler [10, 11] und internationaler Normen [87, 88] zu Radialwellendichtungen. Der Forderung nach Formgenauigkeit kann üblicherweise mit allen gängigen Fertigungsverfahren und antastenden Prüfmethoden prozesssicher nachgekommen werden. Die Vorgaben für die Rauheit sind in allen Normen anhand von zweidimensionalen Kennwerten definiert. Führt die Dichtungsgegenlauffläche im Dichtsystem eine drehrichtungsabhängige Fluidförderung aus, so ist sie drallbehaftet. Auf die Methode zur messtechnischen Überprüfung der Drallfreiheit geht keine der gültigen Normen ein. Ohne weiteres fertigungstechnisches Know-how sind geeignete Dichtungsgegenlaufflächen auf Grundlage der Vorgaben nach Norm in der Regel nicht prozesssicher herstellbar. Der Oberflächen- und insbesondere der Drallanalyse von Dichtungsgegenlauffläche kommt daher eine hohe Bedeutung zu. Nach aktuellem Stand der Technik existiert jedoch keine einzelne Messmethode, um eine ausreichende Drallfreiheit einer Dichtungsgegenlauffläche nachzuweisen. [89]

Kersten [90] analysierte den Entstehungsprozess von periodischem Drall beim Schleifen im Einstich. Die beim Abrichten mit einem Einkorndiamanten oder einer Abrichtfliese entstandene eingängige Wendel auf der Schleifscheibe überträgt sich beim Schleifen kinematisch verzerrt auf das Werkstück. In Abhängigkeit des Drehzahlverhältnisses von Schleifscheibe und Welle entsteht so ein mehrgängiger periodischer Drall auf der Dichtungsgegenlauffläche. Dieser wird beim Schleifen umso stärker eingebnet, je kleiner die radiale Zustellung ist. Dies gilt jedoch nur unter der Voraussetzung eines nicht ganzzahligen Drehzahlverhältnisses. Ein Verhältnis mit einem gebrochenen Anteil von $1/3$ hat sich nach Kersten als optimal gezeigt. Weitere Ursache für die Entstehung von periodischem Drall sind zu kurze Ausfeuern, Schwingungen beim Schleifen, eine Schränkung der Achsen von Schleifscheibe und Werkstück sowie Spuren von Vor- oder Nachbearbeitungsprozessen. Zur messtechnischen Quantifizierung des Dralls werden optische und taktile Methoden vorgestellt. Die optische Messung basiert auf der Auswertung des Streulichts bei streifenförmiger Beleuchtung der Dichtungsgegenlauffläche. Diese Methode wurde anschließend weiterentwickelt und in Form von Streulichtsensoren für die fertigungsbegleitende Drallmessung vermarktet [91–93]. Zur taktilen Drallmessung werden mehrere parallel verlaufende, axiale Tastschriebe mit einem Abstand von 0,01 mm aufgenommen. Periodischer Drall zeigt sich hier in deterministischen Strukturanteilen, die sich von Tastschnitt zu Tastschnitt in axialer Richtung versetzt wiederholen. Durch eine auf der Kreuzkorrelation basierende Auswertung kann bestimmt werden, ob periodischer Drall vorliegt. Eine Berechnung des Drallwinkels ist mit dieser Methode jedoch nicht möglich. Aufbauend auf diesem Ansatz wurde später die im weiteren Verlauf beschriebene CARMEN-Methode entwickelt. Nach Kersten entstehen beim Schleifen zwei Strukturanteile auf der Welle. Der bereits beschriebene periodische Drall wird einer deterministischen Grobstruktur zugeordnet, welcher eine Feinstruktur überlagert ist. Die Feinstruktur ist die Summe der einzelnen Schleifriefen und wird als rein stochastisch angenommen. Mikrodrall, der durch die von der Umfangrichtung abweichende Winkellage dieser Schleifriefen verursacht ist, bleibt unberücksichtigt.

In der Praxis weit verbreitet und in vermarkteter Messtechnik umgesetzt ist die Drallmessung nach der CARMEN¹-Methode. Das Verfahren ist patentiert [94] und

¹CARMEN = Computer Aided Roughness Measurement and Evaluation

hat in die Mercedes-Benz-Werksnorm MBN 31007-7 [95] Einzug gefunden. Die CARMEN-Methode basiert auf der in [90] vorgestellten Auswertung achsparalleler Tastschriebe. Hierzu werden 72 um den Umfang verteilte Normtastschriebe nach [75] unter Verwendung eines Rotationsvorschubs erstellt. Je nach erwarteter Steigung des Drallprofils haben diese einen äquidistanten Abstand von $0,5^\circ$ (36° Messung) oder 5° (360° Messung). In den letzten Jahrzehnten wurde die CARMEN-Methode immer wieder überarbeitet und verbessert [96–99]. Die anfänglichen Auswertung anhand der Korrelationsfunktion wurde durch eine Frequenzanalyse ersetzt. Diese wendet die Fast Fourier Transformation (FFT) auf die aus den Tastschnitten zusammengesetzten Pseudotopografie an. Die Topografie wird dabei in ihre periodischen Bestandteile zerlegt und ausgewertet. Die wichtigsten daraus gewonnenen Messgrößen sind die Gängigkeit DG , die Dralltiefe D_t und der Drallwinkel D_γ , siehe Kapitel 3.5. Eine Sonderform ist der sogenannte Nulldrall mit $D_\gamma = 0$. Als Bewertungskriterium wird die maximal zulässige Dralltiefe herangezogen. Die MBN 31007-7 [95] gibt Hinweise für Zeichnungseintragungen mit zulässigen Drallparametern. Die zulässige Dralltiefe für geschliffene Oberflächen wird mit $0,5 \mu\text{m}$ für $D_\gamma \neq 0$ und $0,8 \mu\text{m}$ für Nulldrall mit $D_\gamma = 0$ angegeben. In der Praxis haben sich diese Hinweise als Grenzwerte durchgesetzt. Der aktuelle Stand der Auswertung nähert die Form des Dralls anhand von einer Reihe überlagerter Exponentialfunktionen an. Im Gegensatz zur simplen Sinusfunktion der ersten Auswertungen wird die Dralltiefe DG dadurch genauer berechnet. [100, 101] Nachteilig bei der CARMEN-Methode ist, dass immer nur ein einziger periodischer Anteil der Topografie bewertet wird. Dichtungsgegenauflähen beinhalten oft mehrere überlagerte periodische Drallanteile. Der Anwender muss mit viel Erfahrung entscheiden, ob der jeweilige Anteil relevant ist und ob die maximal zulässige Dralltiefe überschritten ist. In den meisten kommerziellen Auswerteprogrammen der Messgeräte hat der Anwender diese Möglichkeit nicht. Hier bewertet ein Algorithmus die Drallanteile und gibt die Drallparameter eines einzelnen Anteils an. Die Erfahrung im wissenschaftlichen Umgang mit der Methode zeigt jedoch, dass oft andere Drallanteile als die vom Algorithmus ausgewählten funktionsrelevant sind.

In der Topografie von Dichtungsgegenauflähen ist dem makroskopischen, periodischen Drall oft eine weitere Drallform überlagert, die als Mikrodrall bezeichnet wird. Dieser Drall entsteht durch die von der Umfangsrichtung abweichende Winkella-

ge der Schleifriefen im Einstich geschliffener Dichtungsgegenläufigkeiten. Relevant sind hier nicht einzelne Strukturen, sondern die statistische Verteilung der Winkellagen aller Strukturen. Baitinger [27, 102] entwickelte eine Methode zur Bestimmung von Mikrodrall. Grundlage der Auswertung ist eine Topografiemessung der Dichtungsgegenläufigkeit mit einer möglichst genauen Ausrichtung der Wellenachse zur Messachse. Die Topografie wird anschließend mit robusten Gaußfiltern nach Seewig [103] in ihre Gestaltabweichungen zerlegt. Zur Separierung der Schleifriefen wird ein dynamisches Schwellwertverfahren nach Calvard [104] auf den Rauheitsanteil der Topografie angewendet. Ein aus der digitalen Bildverarbeitung stammender Algorithmus segmentiert das binäre Ergebnis der Schwellwertoperation und vermisst laterale Lage, Größe und Winkellage jeder einzelnen Schleifriefe. Zusätzlich werden Riefentiefen und Riefenvolumina mit Kenntnis der lateralen Lage aus dem Rauheitsanteil der Topografie bestimmt. Aus der statistischen Verteilung der Riefenanzahl über deren Winkel lässt sich Mikrodrall darstellen. Sind beispielsweise mehr rechts- als linksgerichtete Strukturen im Messbereich, ist die Verteilungskurve unsymmetrisch und der Schwerpunkt der Fläche unterhalb der Kurve befindet sich auf der rechten Seite. Eine weitere Form der Auswertung ist die Darstellung der aufsummierten Riefenvolumina über deren Riefenwinkel. Diese zeigte in [27] eine gute Korrelation zum Förderwert der Dichtungsgegenläufigkeit.

Marquart [105] zeigt, dass der Informationsgehalt eines einzelnen Tastschriebs nicht ausreicht, um eine Dichtungsgegenläufigkeit funktionsgerecht zu charakterisieren. Eine dreidimensionale Auswertung von Dichtungsgegenläufigkeiten ist hierfür notwendig. Dies gilt insbesondere für anisotrope oder drallbehaftete Dichtungsgegenläufigkeiten. Bei Oberflächen mit steilen Flanken kommt es zudem oft zum Verrutschen der Tastnadel und damit zu Fehlstellen im Tastschrieb. Als Beispiel der Auswertung dient eine tangentialegedrehte Oberfläche mit Rattermarken. Diese bilden ein Wabenmuster mit einem diagonal gerichteten Verlauf ähnlich den in Kapitel 7.2.1 vorgestellten achsparallel drehgefrästen Oberflächen. Stichversuche haben gezeigt, dass die Dichtungsgegenläufigkeit mit Rattermarken abdichtbar ist und darüber hinaus trotz höherer Rauheit zu geringem Verschleiß des Dichtelements führt.

Jung [106] nutzte erstmalig 3D Oberflächenparameter nach DIN EN ISO 25178-2 [9] zur funktionsgerechten Bewertung von Dichtungsgegenläufigkeiten. Dargestellt

ist die Korrelation zwischen dem mittleren Talvolumen S_{dv} und dem Förderwert. Der Förderwert ist ein experimentell ermittelter Kennwert zur Beschreibung der Dichtgüte. Im Versuch wird dabei das Dichtelement falsch herum montiert, sodass die eigentliche Luftseite mit Öl beaufschlagt ist und das System nach außen fördert. Die vom Dichtsystem geförderte Ölmenge wird aufgefangen und gewogen. Durch Abwechslung der Drehrichtung im Versuch kann der daraus ermittelte Förderwert in einen Dichtelement- und einen Dichtungsgegenläufigkeitsanteil aufgeteilt werden. Für eine hohe Dichtgüte ist ein hoher Förderwert des Dichtelements bei keiner Fluidförderung durch die Dichtungsgegenläufigkeitsfläche anzustreben. Jung zeigt, dass der Förderwert der Dichtungsgegenläufigkeitsfläche mit dem mittleren Talvolumen S_{dv} ansteigt. Gegenstand der Untersuchungen waren zwölf im Einstich geschliffenen Wellen. S_{dv} wird allerdings einheitenlos und ohne Aussage zum Grenzwert der Beschneidung angegeben. Die Berechnung des Parameters kann daher nicht nachvollzogen werden, sodass die Ergebnisse einen rein qualitativen Charakter haben.

3 Prüfeinrichtungen und Messverfahren

Die Datenbasis für die Ergebnisse dieser Arbeit ist durch eine Vielzahl experimenteller Versuche an mehreren Prüfständen erarbeitet worden. In den folgenden Abschnitten werden die dafür verwendeten Prüfeinrichtungen sowie die zur Vor- und Nachuntersuchung von Dichtelement und Dichtungsgegenlauffläche eingesetzten Messgeräte erläutert.

3.1 Experimentalgetriebe

Das Experimentalgetriebe ist ein einstufiges Stirnradgetriebe und wurde im Rahmen dieser Arbeit entwickelt, Bild 3.1. Es wird über einen Adapterflansch und eine Elastomerausgleichskupplung von einem Prüfstand für Industriegetriebe angetrieben. Für die Versuche stehen ein gerad- und ein schrägverzahntes Zahnradpaar zur Verfügung. Ritzel und Großrad können beide auf der Antriebs- und auf der Abtriebswelle montiert werden, um die radiale Position des Zahneingriffs zu ändern. Durch Distanzscheiben lässt sich die axiale Position der Zahnräder anpassen. Das untersuchte Dichtsystem befindet sich an der Abtriebswelle. Die Sekundärdichtungen der An- und Abtriebswelle sind als Radialwellendichtung ausgeführt und haben mit 35 mm einen geringeren Abdichtdurchmesser als das untersuchte Dichtsystem. Deren Einfluss auf den Getriebedruck ist bei allen Versuchen gleich und wird in der Auswertung nicht berücksichtigt. Um am untersuchten Dichtsystem eine schnelle Austauschbarkeit des Dichtelements zu ermöglichen, ist es in einen Adapterdeckel eingepresst, der mit dem Lagertopf verschraubt ist. Die Dichtungsgegenlauffläche ist als Wellenhülse ausgeführt, die auf die Abtriebswelle gepresst wird. Dadurch ist ebenfalls ein schneller Austausch sowie die Verwendung gleicher Wellenhülsen an mehreren Prüfständen gewährleistet. Um verschiedenste Bauformen von Wälzlagern im konstruktiven Dichtungsumfeld zu ermöglichen, kann die Abtriebswelle sowohl

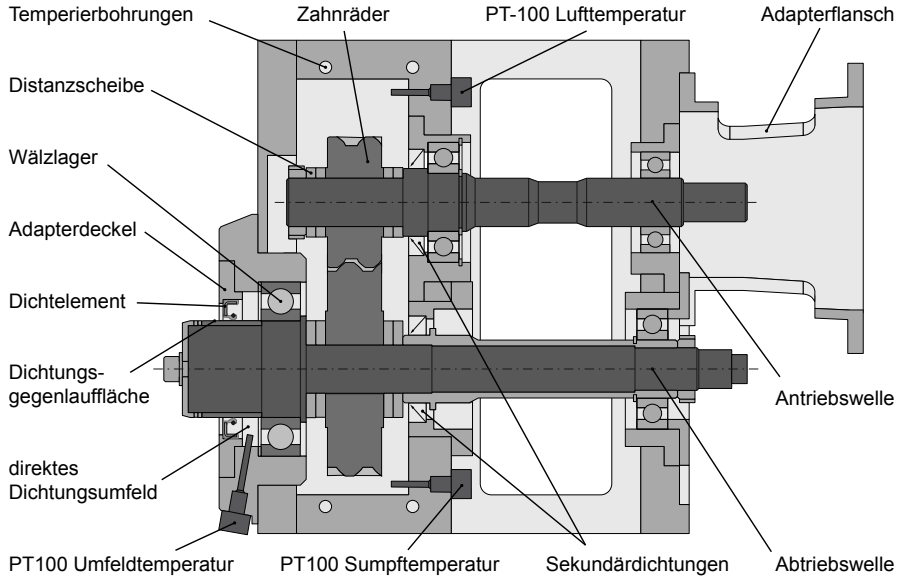


Bild 3.1 Stilisierte Schnittdarstellung des Experimentalgetriebes

in X- wie auch in O-Anordnung gelagert werden. Da während der Versuche an der Abtriebswelle keine mechanische Last beaufschlagt wird, ist das Experimentalgetriebe aktiv temperiert. Dadurch entspricht die Temperatur einer realen Anwendung eines Industriegetriebes. Zum Einsatz kommt ein externes Aggregat, welches temperiertes Wasser unter Überdruck durch Temperierbohrungen im Gehäuse des Experimentalgetriebes leitet. Zur Beurteilung der Strömungen des Fließfettes im Gehäuse ist das Experimentalgetriebe mit Sichtfenstern aus temperaturbeständigem Acrylglas ausgestattet. Als versuchsbegleitende Messgrößen werden innerhalb des Experimentalgetriebes die Temperatur im direkten Dichtungsumfeld, die Fettsumpftemperatur und die Lufttemperatur mittels PT-100 Temperatursensoren erfasst. Weiterhin werden der Getriebedruck über einen Druckaufnehmer und die Wellentemperatur luftseitig, mit geringem Abstand zur Dichtkante, mit einem Laserpyrometer gemessen. Um unabhängig von der Oberflächenbeschaffenheit der Wellenhülsen vergleichbare laserpyrometrische Messungen durchführen zu können, sind alle Wellenhülsen bis knapp vor der Position der Dichtkante mit matter Sprühfarbe geschwärzt. Der Emissionskoeffizient der geschwärzten Oberfläche wurde als $\epsilon = 0,95$ bestimmt.

3.2 Einzeldichtungsprüfstand

Der Einzeldichtungsprüfstand ermöglicht Reibmomentmessungen an einem einzelnen Dichtsystem, Bild 3.2. Der Prüfstand verfügt über eine inntemperierte Welle, welche durch einen Servomotor über einen Vielkeilriemen angetrieben wird. Die Temperierung erfolgt mittels eines externen Aggregats und einem Drehübertrager an der Rückseite der Welle. Das Temperiermedium ist Hydrauliköl. Analog zum Experimentalgetriebe kommen Dichtungsgegenlaufflächen in Form von Wellenhülsen zum Einsatz. Die Aufnahme des Dichtelements ist über Führungsstangen mit einem aerostatischen Lager verbunden. An der Aufnahme ist ein entlüfteter Acrylglastopf montiert, in dem sich Fließfett befindet. Der Acrylglastopf ermöglicht die Sicht auf das Dichtsystem während des Versuchs. Das Dichtelement wird mit der Stirnseite zum Fließfett in der Aufnahme montiert. Das im Dichtsystem entstehende Reibmoment wird über einen Kraftsensor abgestützt und dadurch bestimmt. Der Acrylglastopf wird soweit mit Fließfett gefüllt, dass das Dichtelement gerade unter Vollschmierung läuft, aber sich kein überschüssiges Fließfett in der Fettkammer befindet. Dadurch werden zusätzliche Schlepströmungsverluste verringert.

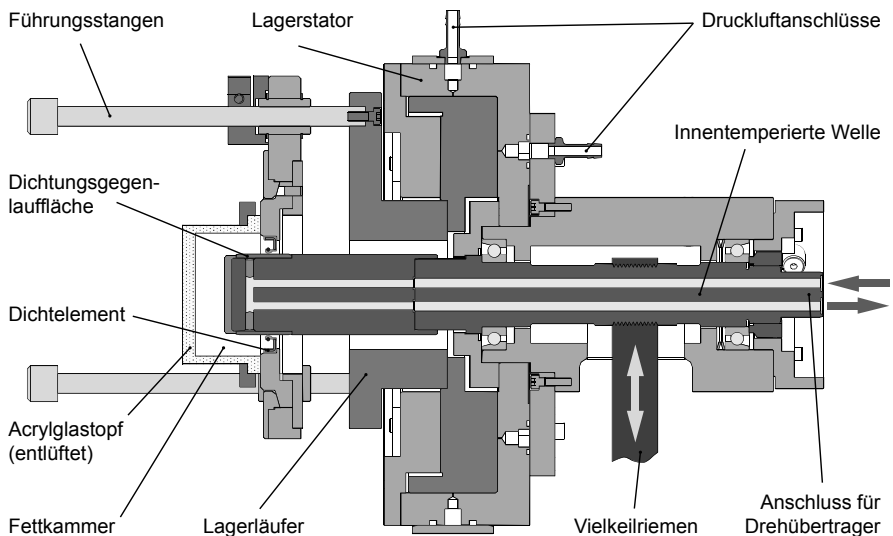


Bild 3.2 Stilisierte Schnittdarstellung des Einzeldichtungsprüfstands

3.3 Prüfaufbau für statische Dichtheitsuntersuchungen

Mit diesem für diese Arbeit entwickelten Prüfaufbau ist es möglich, die statische Dichtheit von RWDR auch bei Druckbeaufschlagung zu untersuchen. Bild 3.3 zeigt die Prüfkammer. Auf den Wellenstumpf eines Sockels werden die Versuchshülsen aufgespresst. Zwischen Wellenstumpf und Hülse befindet sich ein O-Ring als Nebenabdichtung. Der RWDR wird in einer axial verschiebbaren Halterung montiert, die mit Stangen geführt ist. Die RWDR-Halterung wird an den Führungsstangen kraftschlüssig fixiert. Das Dichtsyste ist vertikal ausgerichtet, sodass das Fließfett gleichmäßig über den Umfang an der Stirnseite des RWDR appliziert werden kann. Die Kammer ist mit einem Acrylglastopf luftdicht verschlossen. Über eine geregelte Druckluftversorgung wird der Innendruck in der Kammer gesteuert. Bild 3.4 zeigt den Aufbau der Druckluftversorgung als Schaltbild.

Der Versorgungsdruck wird mit einem Druckbegrenzungsventil zunächst auf 4 bar verringert. Zur Steuerung des Drucks in der Kammer dient ein geregeltes Proportionalventil. Der in die Kammer strömende Volumenstrom wird durch ein Durchflussmengenmessgerät erfasst. Ein Drucksensor knapp vor der Kammer misst den Kammerdruck. Kommt es am Dichtsyste zu statischer Leckage, so strömt Luft aus

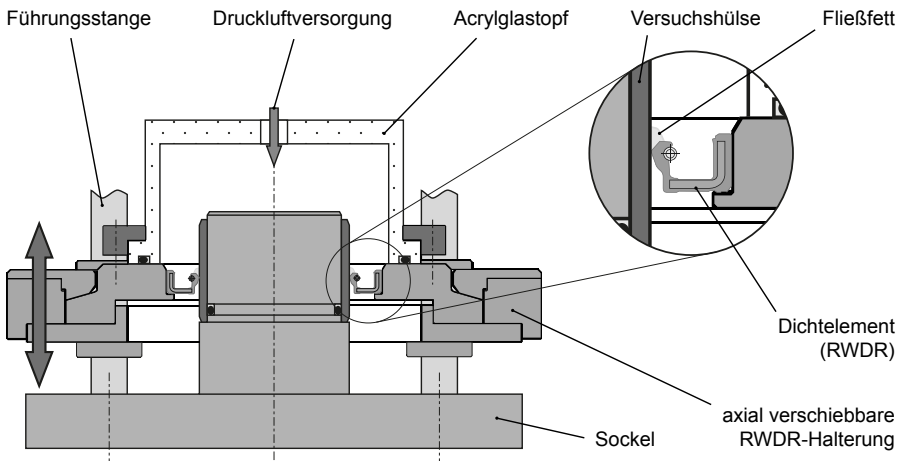


Bild 3.3 Prüfaufbau für statische Untersuchungen, Prüfkammer

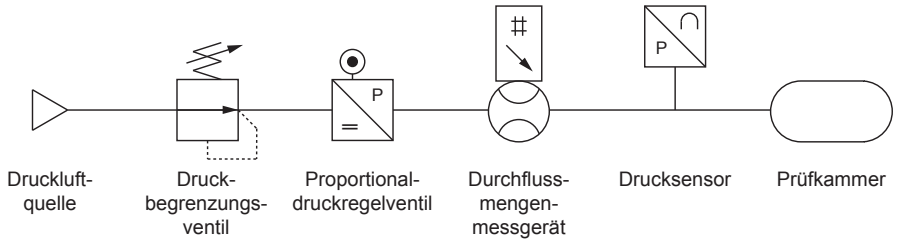


Bild 3.4 Prüfaufbau für statische Untersuchungen, Schaltbild der Druckluftversorgung

der Druckluftversorgung nach, um den Sollinnendruck in der Kammer zu halten. Die nachströmende Luft wird mit dem Durchflussmengenmessgerät erfasst und der maximal abdichtbare Druck kann bestimmt werden.

3.4 Rauheitsmessgerät

Zur taktilen Vermessung von Dichtungsgegenläufigen wurde ein Tastschnittmessgerät Hommel T8000 verwendet, Bild 3.5. Aufbau und Messprinzip entsprechen der DIN EN ISO 3274 [107]. Die Prüfwellen wird in ein Backenfutter mit Rotationsvorschub gespannt. Ein axial verfahrbarer Messtaster mit einer Diamantspitze erfasst normgerechte [75] zweidimensionale Tastschriebe der Oberfläche. Durch den Rota-

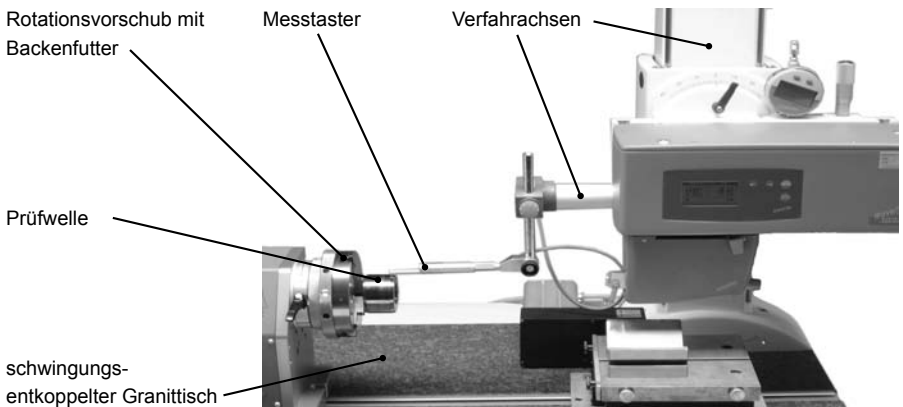


Bild 3.5 Rauheitsmessgerät Hommel T8000

tionsvorschub ist das Messgerät in der Lage, die Welle für eine Auswertung nach der CARMEN-Methode zu vermessen. Hierzu werden 72 äquidistant um den Umfang verteilte Einzeltastschriebe automatisiert angefertigt. Zur Verringerung von Störeinflüssen aus der Umgebung ist das Messgerät auf einem schwingungsentkoppelten Granittisch montiert.

3.5 Drallmessung nach der CARMEN-Methode

Die periodischen Drallstrukturen der Wellenoberfläche werden nach MBN 31007-7 [95] ermittelt. Die Beschreibung erfolgt über die in Bild 3.6 dargestellten Parameter. Der Drallwinkel $D\gamma$ ist der Winkel zwischen der Drallstruktur und der Wellenumfangsrichtung. Bildet die Drallstruktur ein Rechtsgewinde, wie in Bild 3.6 dargestellt, ist der Winkel als positiv definiert. Die Strukturausrichtung in der abgewickelten Mantelfläche zeigt dafür von rechts unten nach links oben. Entsprechend wird der Winkel eines Linksgewindes negativ angegeben. Das Vorzeichen der Drallsteigung entspricht dem des Drallwinkels. Die Steigung ist der axiale Weg, den ein Gang bei einer Drehung von 360° zurücklegt. Die Gängigkeit DG , auch Gangzahl genannt, wird in Achsrichtung gemessen. Sie beschreibt die Anzahl an Perioden innerhalb ei-

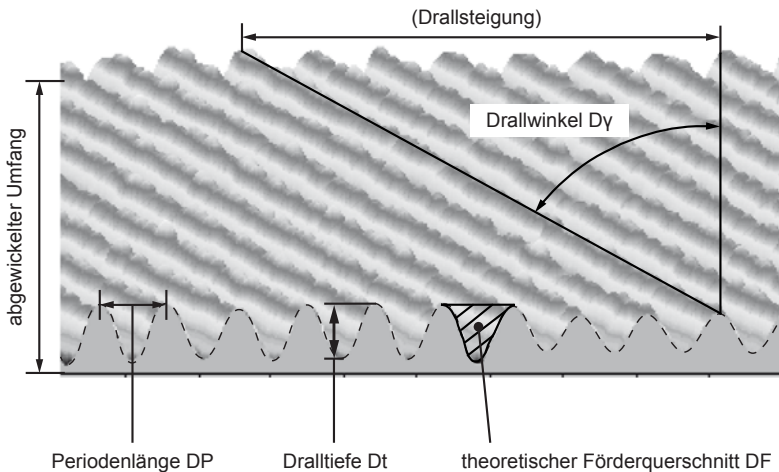


Bild 3.6 Drallparameter der CARMEN-Methode nach MBN 31007-7 [95]

ner Strecke mit der Länge der Drallsteigung. Als Periodenlänge DP wird der axiale Abstand der Drallgänge bezeichnet. Bei eingängigen Drallstrukturen sind Periodenlänge und Drallsteigung gleich. Der vertikale Abstand von Wellental zu Wellenberg ist die Dralltiefe Dt . Als theoretischer Förderquerschnitt DF wird die materialfreie Querschnittsfläche eines Axialschnitts durch eine Drallstruktur bezeichnet. Eine spezielle Drallart ist der Nulldrall, mit einem Drallwinkel von 0° und keiner Drallsteigung. Die Drallstrukturen sind umlaufend und in sich geschlossen.

3.6 Laserscanningmikroskop

Zur hochauflösenden dreidimensionalen Oberflächenvermessung wird ein konfokales Laserscanningmikroskop vom Typ Keyence VK-9710 verwendet, Bild 3.7. Die Topografie wird mit einem kurzwelligigen, violetten Laserstrahl aus einer Punktquelle vermessen. Dieser wird von einer X-Y Abtastoptik im Strahlengang gesteuert abgelenkt, sodass das Messobjekt über 1024×768 Pixel vom Laser abgerastert wird. Das vom Messobjekt reflektierte Licht wird mit einer Kondensorlinse durch eine Lochblende auf ein Lichtempfangselement fokussiert. Für jeden Pixel des reflektierten Lichts wird so die aktuelle Intensität gemessen. Durch Verschieben des Objektivs entlang des Strahlengangs und erneutes Messen wird für jede vertikale Position die Intensität des reflektierten Lichts erfasst. Die Intensität eines jeden Pixels ist maxi-

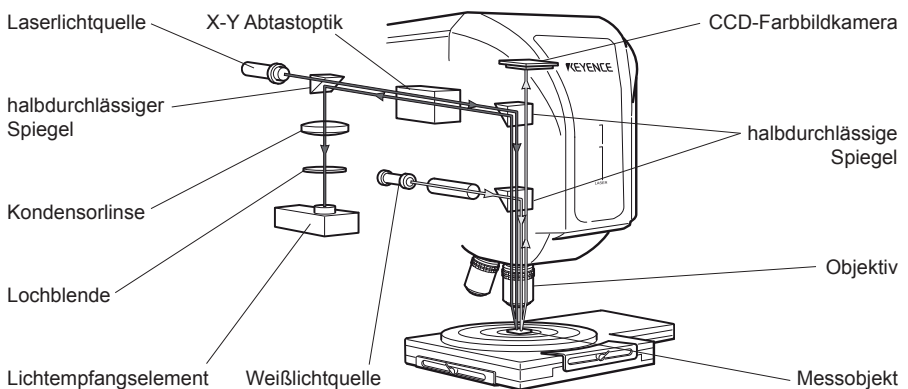


Bild 3.7 Laserscanningmikroskop Keyence VK-9710, Funktionsprinzip [108]

mal, wenn sich dieser bei der aktuellen Position im Fokus des Objektivs befindet. Über die Auswertung des Intensitätsverlaufs kann daraus für jeden Pixel die Höhe in der Topografie berechnet werden. Mit einer zusätzlichen Weißlichtquelle und einer CCD-Farbkamera liefert das Mikroskop darüber hinaus ein Bild der Oberfläche in Echtfarben.

Mit dem für diese Arbeit verwendeten Objektiv ($50\times$, $NA^1 = 0,95$) hat das Mikroskop eine laterale Auflösung von $0,3\ \mu\text{m}$ sowie eine theoretische Höhenauflösung von $1\ \text{nm}$. Der Messbereich einer Einzelmessung beträgt $280 \times 210\ \mu\text{m}$. Die Versuchswellen dieser Arbeit wurden durch Zusammenfügen (Engl.: Stitching) von sich überlappenden Einzelmessungen über den jeweiligen Gesamtmessbereich vermessen. Das Laserscanningmikroskop hat den Vorteil, dass Oberflächen mit vergleichsweise hohen Flankensteigungen fehlerfrei vermessen werden können. Weiterhin ist die Messzeit im Vergleich zu anderen 3D-Messgeräten kurz.

3.7 Digitalmikroskop

Für Bildaufnahmen mit durchgehender Tiefenschärfe wurde ein Digitalmikroskop vom Typ Keyence VHX-1000D verwendet. Das Mikroskop verfügt über einen lichtempfindlichen CCD-Sensor mit einer Auflösung von 54 Megapixeln. Durch das in vertikaler Richtung verfahrbare Objektiv lassen sich aus mehreren Einzelaufnahmen tiefscharfe zweidimensionale sowie auch dreidimensionale Oberflächenaufnahmen erstellen. Mittels in der Auswertesoftware integrierter Messfunktionen können die Bildaufnahmen vermessen werden. Das Digitalmikroskop wur-



Bild 3.8 Digitalmikroskop Keyence VHX-1000D, nach [109]

¹NA = Numerische Apertur - Maß für die Fähigkeit eines Objektivs, zwei benachbarte Punkte einzeln aufzulösen. Mit steigender NA steigt das Auflösungsvermögen.

de in dieser Arbeit zur Vermessung der Verschleißbreite von Dichtkanten sowie zur Begutachtung der Dichtsysteme nach den Versuchen eingesetzt.

3.8 Radialkraftmessgerät

Zur Ermittlung der Radialkraft von Radialwellendichtringen wurde ein Radialkraftmessgerät nach DIN ISO 3761 [11] eingesetzt, Bild 3.9. Das Dichtelement wird auf zwei halbrunde, voneinander getrennte Messbacken gezogen. Die Radialkraft des Dichtelements wird über den Verformungsweg einer im Messgerät integrierten Blattfeder ermittelt. Als Einzelmesswert wird der Momentanwert der Kraft nach Ablauf einer Messzeit von 10 Sekunden herangezogen. Pro Dichtelement erfolgen fünf Messungen an vier je 90° verdrehten Messstellen. Die erste und letzte Messstelle ist damit identisch. Um die Relaxation des Elastomerwerkstoffs zu berücksichtigen, wird die Radialkraft aus dem Mittelwert der vier letzten Einzelmessungen bestimmt. Der erste Einzelmesswert wird nicht berücksichtigt.

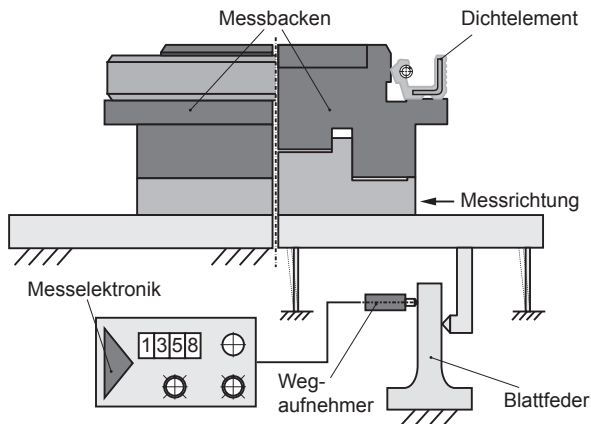


Bild 3.9 Radialkraftmessgerät nach DIN 3761 - RKD [11]

4 Funktionsuntersuchungen

Die Funktionsuntersuchungen wurden am Experimentalgetriebe über eine Versuchsdauer von je 20 Stunden durchgeführt. Das untersuchte Dichtsystem ist damit in ein reales konstruktives Dichtungsumfeld integriert. Dadurch lassen sich Wechselwirkungen zwischen dem Dichtsystem und den Maschinenelementen wie Wälzlagern oder Zahnrädern untersuchen. Wie bei Industriegetrieben üblich, wird das Versuchsgetriebe unentlüftet betrieben. Dadurch baut sich während des Versuchs ein Innendruck auf. Dieser entsteht zum einen durch thermische Ausdehnung des Fließfetts und der Luft im Getriebe. Zum anderen tragen die Dichtsysteme dazu bei. Durch ihr Rückfördivermögen pumpen diese im Betrieb zusätzliche Luft in das Getriebe. Es besteht dadurch eine weitere Wechselwirkung zwischen der Luftförderung des Dichtsystems, dem resultierenden Druck und der effektiven Anpressung des Dichtelements an die Dichtungsgegenläufigkeit. Durch die praxisnahe Versuchsumgebung des Experimentalgetriebes werden beide Wechselwirkungen berücksichtigt.

4.1 Begriffsdefinition

Zur Definition und Beschreibung sind die Versuchparameter, wie in Bild 4.1 exemplarisch dargestellt, eingeteilt. Auf oberster Ebene stellen die vier Komponenten des Dichtsystems die Einflussgrößen EG1 bis EG4 dar. Pro Einflussgröße ergibt sich ein Versuchsblock mit unterschiedlichen Kategorien. In EG2 sind dies beispielsweise die unterschiedlichen Fertigungsverfahren der Dichtungsgegenläufigkeit. Auf unterster Definitionsebene sind die Ausprägungen innerhalb der Kategorien definiert. Jede Ausprägung innerhalb einer Kategorie stellt eine Variante der Einflussgröße dar. Durch Kombination von vier Varianten, je eine pro Einflussgröße, ist das Dichtsystem des Versuchs definiert.

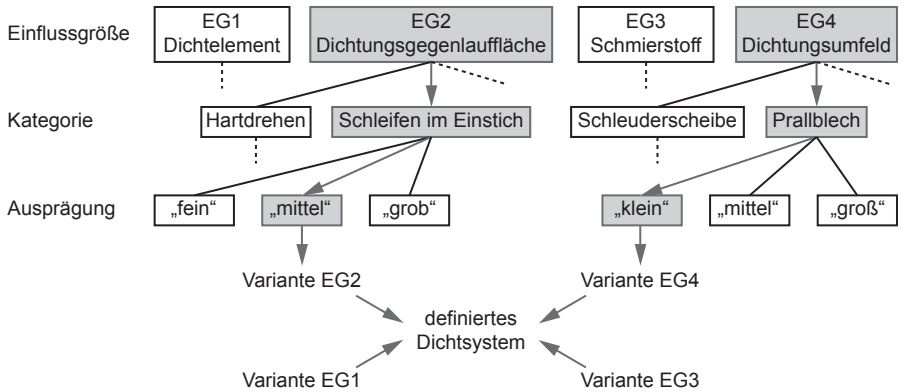


Bild 4.1 Begriffsdefinitionen zur Beschreibung der Parameter im Versuchsraum

4.2 Versuchsdurchführung und Auswertung

Vor den Versuchsläufen wird das Experimentalgetriebe entlüftet, bis zur Wellenmitte mit Fließfett gefüllt und auf 20 °C temperiert. Vorversuche haben gezeigt, dass zusätzlich eine Befüllung des direkten Dichtungsmediums mit Fließfett nötig ist, um während der ersten Versuchsphase eine Vollschmierung des Dichtsystems zu gewährleisten. Hierzu werden vor der Montage des Dichtsystems mit einer Spritze 30 ml Fließfett vor das Wälzlager appliziert. Für die Messung der Wellentemperatur mit dem Laserpyrometer wird vorab jede Wellenhülse bis knapp vor die Dichtkante mit temperaturbeständiger Sprühfarbe geschwärzt, Bild 4.2. Dies gewährleistet ein von Versuch zu Versuch gleiches Emissionsverhalten der Oberfläche unabhängig ih-

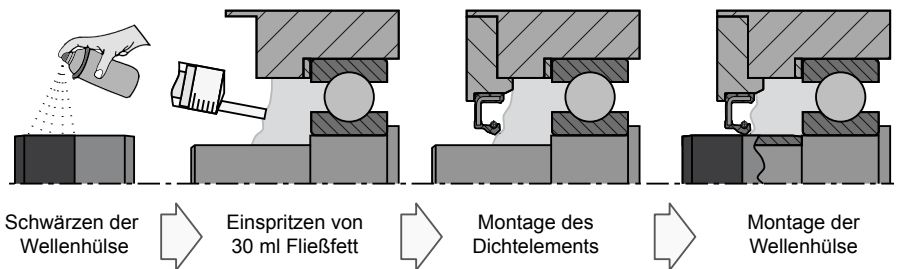


Bild 4.2 Versuchsvorbereitung Experimentalgetriebe - Montagevorgang des Dichtsystems

rer Oberflächenstruktur. Das Dichtelement wird mit einem bauformspezifischen Adapter mit der Lagerschale verschraubt. Vorher erfolgt die Messung der Radialkraft, Kapitel 3.8. Abschließend wird die Wellenhülse montiert und die Entlüftung des Experimentalgetriebes geschlossen. Vor jedem Versuch entspricht der Getriebedruck damit dem der Umgebung. Die Versuche erfolgen bei konstanter Drehrichtung mit dem in Bild 4.3 dargestellten Drehzahlkollektiv. Das Drehzahlkollektiv beginnt mit

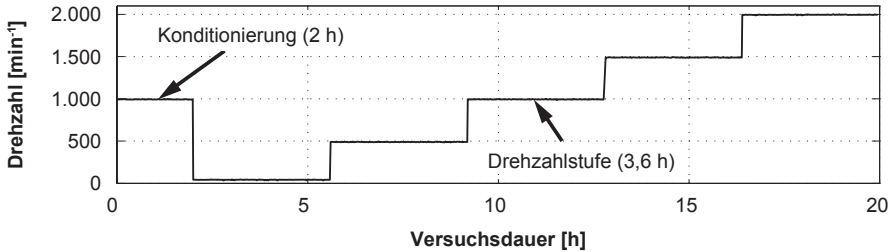


Bild 4.3 Drehzahlkollektiv der Funktionsuntersuchungen

einer Konditionierungsphase des Dichtsystems bei 1.000 min^{-1} über zwei Stunden. Anschließend folgen fünf Drehzahlstufen bei 50 , 500 , 1.000 , 1.500 und 2.000 min^{-1} mit einer Dauer von je $3,6$ Stunden. Vorversuche haben ergeben, dass diese Dauer nötig ist, damit sich das System in einem stationären Zustand befindet. Die Temperierung des Gehäuses auf 80 °C startet mit Beginn des 20 -stündigen Drehzahlkollektivs.

4.2.1 Versuchsbegleitende Messungen

Alle versuchsbegleitenden Messgrößen werden wie in Bild 4.4 beispielhaft dargestellt ausgewertet. Die bei der zweistündigen Konditionierung erfassten Messwerte werden nicht berücksichtigt. Anschließend wird pro Drehzahlstufe der Mittelwert der letzten Stunde berechnet und als Messwert zur Auswertung herangezogen. Betrachtet werden die Wellentemperatur, die Umfeldtemperatur und der Getriebedruck. Diese Zustandsgrößen wirken sich direkt auf das Dichtsystem aus. Trotz konstanter Gehäusetemperatur von 80 °C sind die Fettsumpf- und Lufttemperatur ganz wesentlich von der Wahl des Fließfetts abhängig. Sie beeinflussen die Umfeldtemperatur und den Getriebedruck und werden in der Auswertung daher indirekt erfasst. Die

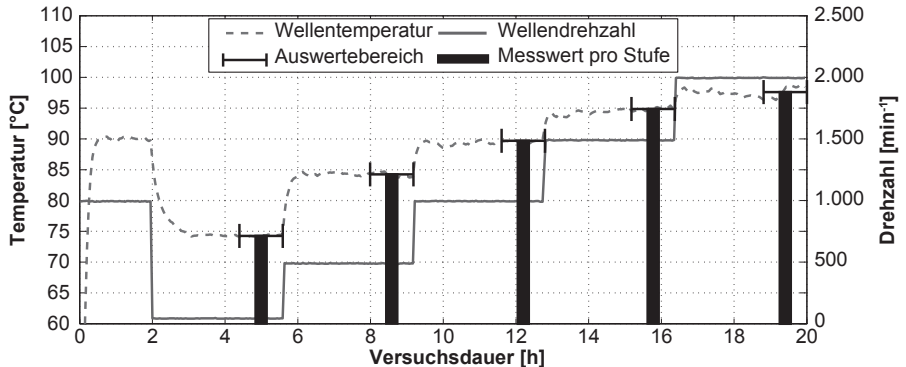


Bild 4.4 Auswertung der versuchsbegleitenden Messgrößen der Funktionsuntersuchungen

Auswirkung vom Getriebedruck auf das Dichtsystem wird in Kapitel 4.7 ausführlich diskutiert. In diesem Kapitel werden die Fettsumpf- und die Lufttemperatur nicht dargestellt.

4.2.2 Verschleißmessungen

Zur Beurteilung des Verschleißes sind die Laufspurtiefe der Dichtungsgegenläufigkeit sowie die Verschleißbreite und der Radialkraftverlust des Dichtelements als Verschleißkenngrößen definiert. Zur Ermittlung der Laufspurtiefe werden die Dichtungsgegenläufigkeiten nach den Funktionsuntersuchungen mit einem Laserscanningmikroskop über einen Bereich von $500 \times 500 \mu\text{m}$ vermessen, Kapitel 3.6. Die Laufspurtiefe wird anhand eines daraus extrahierten Profilschriebs in axialer Richtung bestimmt. Sie ist der Höhenunterschied zwischen dem Mittelwert des Rauheitsprofils der ursprünglichen Oberfläche und dem tiefsten Punkt der Laufspur.

Zur Bestimmung der Verschleißbreite kam ein Digitalmikroskop zum Einsatz, Kapitel 3.7. Hierzu wurde eine Probe der Dichtlippe aus dem Dichtelement getrennt. Die Aufnahme erfolgte orthogonal zur Lauffläche. Die Verschleißbreite wurde dann aus den optisch erkennbaren Übergängen der Lauffläche zur unverschlissenen Elastomeroberfläche bestimmt.

Der Radialkraftverlust beschreibt die prozentuale Abweichung der Radialkraft vor

den Versuchsläufen zu der Radialkraft nach den Versuchsläufen am Experimentalgetriebe. Beide Messwerte werden mit dem in Kapitel 3.8 beschriebenen Verfahren zur Radialkraftmessung ermittelt.

4.2.3 Referenzsystem

Als Vergleichsgrundlage der Funktionsuntersuchungen dient ein Referenzsystem. Es ist ein nach dem Stand der Technik übliches Dichtsystem für ölabdichtende Systeme. Ausgehend von diesem wird in den Versuchen zu einzelnen Einflussgrößen je eine Komponente variiert.

Dichtelement

Als Dichtelement wird ein Standard-Radialwellendichtring mit Spiralzugfeder aus Fluor-Polymer gewählt (DE-1 in Tabelle 4.1). Die Dichtkante ist gestochen ausgeführt und hat keine hydrodynamischen Dichthilfen. Als Nebenabdichtung zum Gehäuse verfügt es über einen am Versteifungsring anvulkanisierten Elastormantel. Die Radialkraft liegt mit 20 N in einem für die Dichtelementgröße üblichen Bereich.

Dichtungsgegenlauffläche

Als Dichtungsgegenlauffläche werden im Einstich geschliffene, drallfreie Wellenhülsen aus 100Cr6 verwendet. Das Schleifen im Einstich auf gehärteter Welle erzeugt stochastische in Umfangsrichtung verlaufende riefenartige Strukturen und gilt als Standardverfahren zur Herstellung von Dichtungsgegenlaufflächen. Um der nötigen Anzahl der Hülsen kostengünstig gerecht zu werden, kommen Nadellagerinnenringe der Bauform EGS der Firma INA zum Einsatz. Diese wurden automatisiert als Serienprodukt in einer einzigen Charge gefertigt. Fertigungsbedingte Abweichungen der Dichtungsgegenlauffläche von Hülse zu Hülse können daher vernachlässigt werden. Tabelle A.1 zeigt exemplarisch die Topografie und die Oberflächenparameter einer der verwendeten Hülsen. Vor der Verwendung wurde die Drallfreiheit nach MBN 31007-7 [95] aller Hülsen überprüft.

Schmierstoff

Als Referenzschmierstoff wurde ein Fließfett mit synthetischem Grundöl und einem Calciumseifenverdicker gewählt (SF-B7 in Tabelle 4.10). Es lässt sich der NLGI-Klasse 0-00 zuordnen. Vorversuche ergaben, dass mit diesem Fließfett eine sehr gu-

te Reproduzierbarkeit der Versuchsergebnisse erreichbar ist. Weiterhin besteht eine gute chemische Verträglichkeit dieses Fließfetts mit dem Elastomerwerkstoff des Referenzdichtelements hinsichtlich Härtezunahmen und Abnahme der Bruchdehnung.

Dichtungsumfeld

Das konstruktive Dichtungsumfeld des Referenzsystems ist so gewählt, dass es zu keiner aktiven axialen Förderung von Schmierstoff zum Dichtsystem hin oder vom Dichtsystem weg kommt. Vorversuche haben gezeigt, dass Rillenkugellager zwar förderneutral sind, jedoch einen Austausch von Schmierstoff zwischen Dichtsystem und Fettsumpf zulassen. Die Zahnräder dieser Konfiguration sind geradverzahnt ausgeführt, sodass durch diese keine axiale Förderung des Fließfetts verursacht wird.

4.3 Dichtelement

Die Wahl des Dichtelements ist bei der Auslegung eines Dichtsystems in der Regel der erste Schritt. Die Untersuchungen zur Einflussgröße Dichtelement gliedern sich in die Kategorien Radialkraft, hydrodynamische Dichthilfen, Bauform und Elastomerwerkstoff. Bei allen Versuchen dieser Einflussgröße entsprachen die Dichtungsgegenläufigkeit, der Schmierstoff und das Dichtungsumfeld dem Referenzsystem. Folgend sind die untersuchten Dichtelemente mit deren Abmessungen, deren Radialkraft und einer Beschreibung aufgeführt, Tabelle 4.1 und Tabelle 4.2. Die Schnittbilder sind vereinfachte und untereinander proportionale Querschnitte der Dichtelemente. Diese wurden anhand von radial aufgesägten und geschliffenen Kunstharzeingüssen mit einem Grafikprogramm erstellt, Bild 4.5. Hydrodynamische Dichthilfen der Dichtelemente (Ondulierung, Einfachdrall, Wechseldrall) sind in Tabelle 4.2 mit entsprechenden Symbolen neben den Schnittbildern dargestellt. Dichtelemente aus Fluor-Polymer-Kautschuk (FPM) sind schräg schraffiert, aus Acrylnitril-Butadien-Kautschuk (NBR) gekreuzt schraffiert und aus Polytetrafluorethylen (PT-

Tabelle 4.1 Übersicht untersuchter Dichtelemente ohne hydrodynamische Dichthilfen











Bezeichnung	Schnittbild	Abmessung	Radialkraft	Beschreibung
DE-1 (FPM)		50x72x8 mm	20 N (19 N)	Standard-RWDR mit Elastomermantel, gestochene Dichtkante, Dichtelement des Referenzsystems
DE-2 (FPM)		50x72x8 mm	20 N (19 N)	Standard-RWDR mit Elastomermantel, berührende Staubschuttlippe, gestochene Dichtkante
DE-3 (PTFE)		50x72x8 mm	214 N (194 N)	Manschettendichtung aus PTFE mit Metallgehäuse, Dichtlippe ohne Spirallille
DE-4 (FPM)		50x58x4 mm	15 N (10 N)	RWDR ohne Spiralzugfeder mit Elastomermantel, gespritzte Dichtkante
DE-5 (FPM)		50x65x10 mm	20 N (15 N)	Standard-RWDR mit Elastomermantel, gestochene Dichtkante
DE-6 (NBR)		50x65x10 mm	21 N (19 N)	Standard-RWDR mit Elastomermantel, gestochene Dichtkante

Tabelle 4.2 Übersicht untersuchter Dichtelemente mit hydrodynamischen Dichthilfen

Bezeichnung	Schnittbild	Abmessung	Radialkraft	Beschreibung
DE-7 (FPM)		50x72x8 mm	29 N (21 N)	RWDR mit Ondulierung und Metallgehäuse, gespritzte Dichtkante, Dichtlack zur Nebenabdichtung
DE-8 (FPM)		50x65x8 mm	22 N (16 N)	RWDR mit Einfachdrall und Elastomermantel, gespritzte Dichtkante
DE-9 (FPM)		50x72x10 mm	26 N (21 N)	RWDR mit Wechseldrall und Elastomermantel, gestochene Dichtkante
DE-10 (NBR)		50x72x10 mm	32 N (26 N)	RWDR mit Wechseldrall und Elastomermantel, gespritzte Dichtkante

FE) schwarz ausgefüllt dargestellt. Die Angabe der Abmessungen erfolgt in der Reihenfolge: Innendurchmesser, Außendurchmesser und Breite des Dichtelements. Die Radialkraft ist vor dem Versuch sowie in Klammern nach dem Versuch angegeben. Die Benennung der Varianten in den Ergebnisdarstellungen erfolgt in folgender Form.

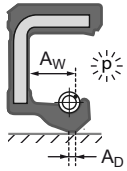
Bezeichnung (Werkstoff; Radialkraft vor Versuch -> Radialkraft nach Versuch)
bspw. DE-1 (FPM; 20,4 -> 18,7 N)

4.3.1 Radialkraft

Die im Dichtkontakt entstehende Reibung ist abhängig von der Pressung im Dichtkontakt und der Berührfläche. Die wirkende Kraft ist die Summe aus der Radialkraft des Dichtelements und einer, durch den fettseitig wirkenden Getriebedruck verur-

**Bild 4.5** Erstellung von Schnittbildern aus Kunststoffeingüssen

sachten, zusätzlichen Kraft. Neben der Höhe des Drucks ist dabei das Flächenverhältnis k aus druckbelasteter Wirkfläche A_W und Dichtspaltfläche A_D ausschlaggebend, Bild 4.6. Je höher das Flächenverhältnis, desto stärker wirkt sich der Getrie-



A_W = druckbelastete Wirkfläche
 A_D = Dichtspaltfläche

$$k = \frac{A_W}{A_D} \quad (4.1)$$

Bild 4.6 Flächenverhältnis am druckbelasteten RWDR

bedruck auf die Pressung im Dichtkontakt aus. Alle in dieser Arbeit untersuchten Dichtelemente sind nach Angaben des Herstellers bis zu einem Druck von 0,5 bar einsetzbar.

Ziel dieses Versuchsabschnitts ist die Bestimmung des Einflusses, den eine Verringerung der Radialkraft auf die Funktion des Dichtsystems hat. Verwendet wurde das Standarddichtelement DE-1 des Referenzsystems. Die Radialkraft dieses Dichtelements setzt sich aus der durch die Dehnung des Elastomers hervorgerufenen Kraft und aus der Rückstellkraft einer Spiralfeder zusammen. Um die Radialkraft anzupassen, ohne die Geometrie des Dichtelements zu beeinflussen, wurde die Rückstellkraft der Zugfeder verringert. Diese wurde hierzu demontiert und gleichmäßig am Umfang gedehnt. Die Radialkraft wurde jeweils vor und nach dem Versuch gemessen. Für die Verringerung auf Stufe 1 wurde die Radialkraft auf 17,5 N und für Stufe 2 auf 15,6 N vor dem Versuch verändert. Für Stufe 3 wurde die Zugfeder dauerhaft entfernt. Die Radialkraft bei Stufe 2 hat sich während des Versuchs weiter verringert. Sie ist mit 13,3 N nach dem Versuch geringer als von Stufe 3 mit 14,4 N.

Mit allen Dichtelementen konnte funktionssicher abgedichtet werden. Die Ergebnisse zeigen, dass eine Verringerung der Radialkraft die Wellentemperatur deutlich senkt, Bild 4.7. Dies wirkt sich besonders bei Drehzahlen ab ca. 500 min^{-1} aus. Eine mit der Radialkraft korrelierende Auswirkung auf die Umfeldtemperatur besteht nicht. Der Getriebedruck variiert nur leicht. Er ist von der Radialkraft des Dichtelements unbeeinflusst. Die Ergebnisse der Verschleißuntersuchungen sind in Bild 4.8 dargestellt. Durch die Verringerung werden sowohl Laufspurtiefe wie auch Ver-

schleißbreite deutlich gemindert. Bei Stufe 3 ohne Spiralfeder ist die Laufspurtiefe so gering, dass sie messtechnisch nicht erfassbar ist. Auffällig ist der hohe Radialkraftverlust dieser Ausprägung. Da die Radialkraft ohne zusätzliche Spiralfeder ausschließlich durch das Elastomer verursacht wird, ist der Verlust mit 68 % vergleichsweise hoch.

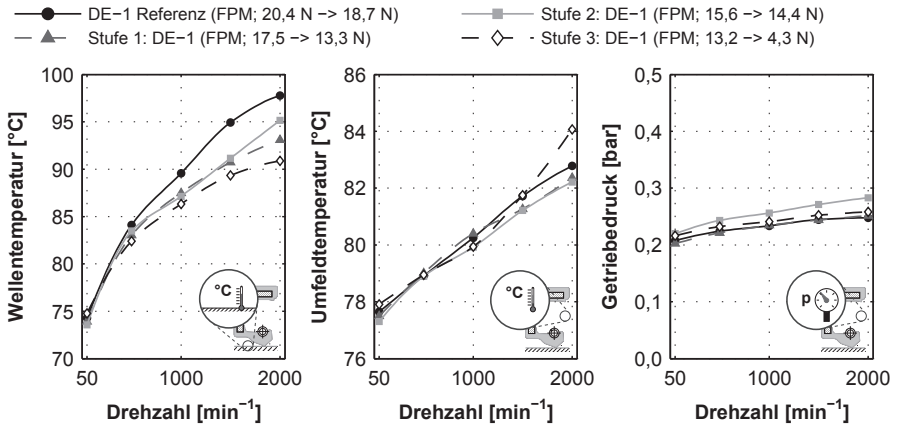


Bild 4.7 EG1-1 Radialkraft - Versuchsbegleitende Messgrößen: Wellentemperatur-, Umfeldtemperatur- und Getriebedruckverlauf

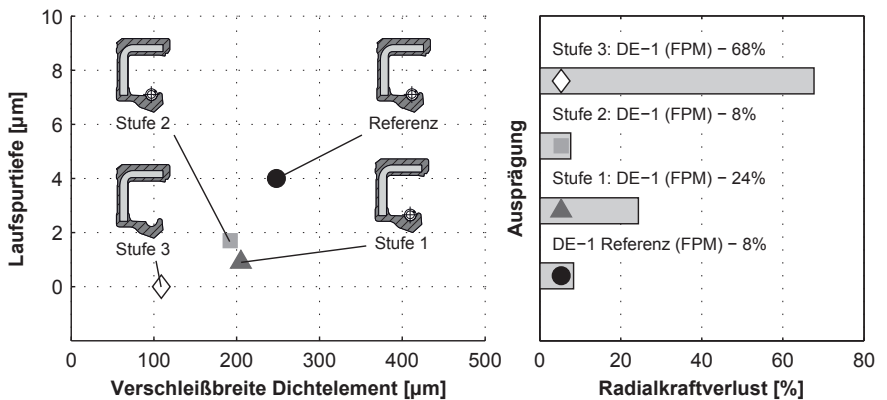


Bild 4.8 EG1-1 Radialkraft - Verschleißkenngrößen: Laufspurtiefe, Verschleißbreite und Radialkraftverlust

Fazit

Die Verringerung der Radialkraft zeigt sich als sehr wirksames Mittel zur Minderung von Reibung und Verschleiß und damit zur Erhöhung der Lebensdauer des Dichtsystems. Trotz sehr geringer Radialkraft kann funktionssicher abgedichtet werden. Den größten Effekt zeigt die Demontage der Spiralzugfeder mit der damit verbundenen Radialkraft von 13,0 N. Analog zum zugfederlosen Dichtelement der Kategorie Bauform in Kapitel 4.3.3 resultiert die Radialkraft jedoch nur noch aus dem ausgedehnten Elastomer und ist mit starkem Verlust über der Betriebsdauer verbunden.

4.3.2 Hydrodynamische Dichthilfen

Hydrodynamische Dichthilfen dienen zur Unterstützung der Dichtfunktion der eigentlichen Dichtkante. Die gängigste Form sind luftseitig an der Dichtkante befindliche Drallstege, welche auf der Dichtungsgegenlauffläche aufliegen. Je nach Ausführung sind diese nur in eine oder in beide Drehrichtungen der Welle wirksam und fördern Fluid durch die Erzeugung eines Staudrucks unter der Dichtkante zurück. Sie werden also erst aktiv, wenn Fluid unter der Dichtkante hindurchgekommen ist.

Eine Ondulierung der Dichtkante wird in dieser Arbeit ebenfalls zu den hydrodynamischen Dichthilfen gezählt. Bild 4.9 zeigt vier Ausschnitte aus Einzelaufnahmen der ondulierten Dichtkante von Dichtelement DE-7. Die Einzelaufnahmen sind mit

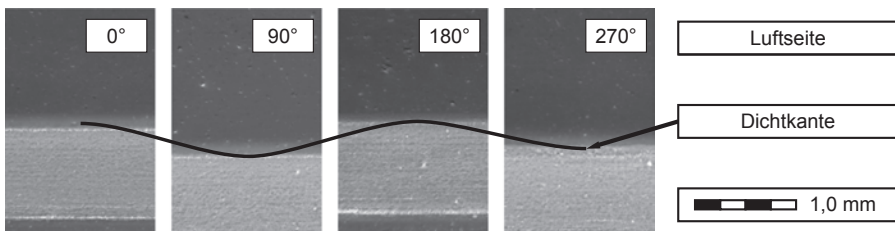


Bild 4.9 Mikroskopbild der ondulierten Dichtkante von Dichtelement DE-7 (FPM), vier Einzelaufnahmen

je 90° Winkelversatz in Umfangsrichtung aufgenommen. Wie der schematische Verlauf der Dichtkante zeigt, folgt diese einem sinusförmigen Verlauf in axialer Richtung. Relativ zur rotierenden Dichtungsgegenlauffläche führt die Dichtkante somit

eine axiale Wischbewegung aus. Im Betrieb verfügt das Dichtsystem dadurch über eine größere effektive Berührfläche. Der Wärmeeintrag wird über einen größeren Bereich verteilt. Weiterhin verstärkt die relative Wischbewegung die Rückförderung nach der Wischkantenhypothese, Kapitel 2.1.2.

Dichtelement DE-8 verfügt über Drallstege mit Einfachdrall, Bild 4.10. Diese Form

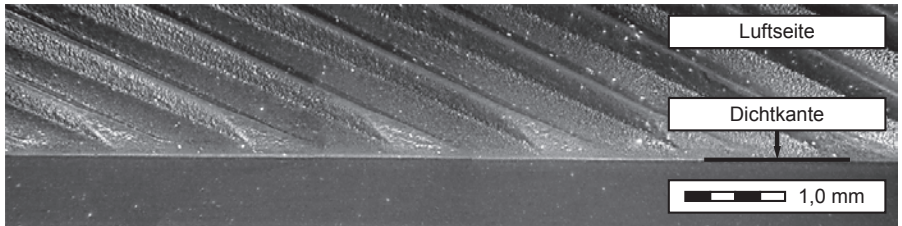


Bild 4.10 Mikroskopbild des Einfachdralls von Dichtelement DE-8 (FPM)

der Dichthilfe ist zwar sehr wirksam, jedoch nur in einer Drehrichtung der Welle aktiv. Im Versuch rotierte die Welle in Förderrichtung der Drallstege. Die Drallstege verlaufen beim Dichtelement DE-8 bis knapp an die Dichtkante.

Bild 4.11 zeigt die Drallstege des Dichtelements DE-9. Es handelt sich dabei um

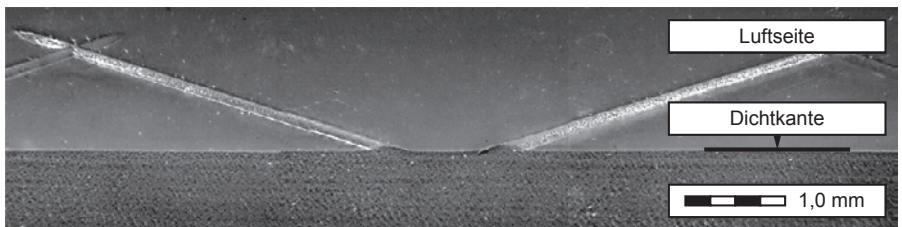


Bild 4.11 Mikroskopbild des Wechseldralls von Dichtelement DE-9 (FPM)

Wechseldrall. Die Drallstege verlaufen bis in die Dichtkante und kreuzen sich luftseitig. Bei Dichtelement DE-8 hingegen enden die Drallstege knapp vor der Dichtkante. Grund hierfür ist, dass die Dichtkante von Dichtelement DE-9 in der Fertigung nach dem Vulkanisieren abgestochen wurde. Das heißt, dass sie unter Rotation mit einer Schneide bearbeitet wurde, um eine definiert spitze Dichtkante zu erhalten. Dies führt ebenfalls dazu, dass das Elastomer an der Fettseite rauer ist, da die sonst glatte Gusschale abgetragen ist.

Bild 4.12 zeigt die versuchsbegleitenden Messgrößen. Alle Dichtelemente dieser Kategorie ermöglichen funktionssicheres Abdichten über 20 Stunden. Die Dichtelemente sind alle aus dem Werkstoff FPM, teilweise jedoch von verschiedenen Herstellern. Die Zusammensetzung des Elastomers ist daher unterschiedlich. Trotz verschiedener Radialkräfte ähnelt der Verlauf der Wellentemperatur aller Dichtelemente mit Dichthilfen dem Referenzdichtelement. Die Temperatur im Dichtungsumfeld ist bei allen Dichtelementen etwas höher als bei der Referenz, am ausgeprägtesten ist dies bei 2.000 min^{-1} . Eine Auswirkung der Dichthilfen auf den Getriebedruck besteht nicht. Bild 4.13 zeigt die ermittelten Verschleißkenngrößen. Alle Dichtelemente mit hydrodynamischen Dichthilfen führen zu geringen Laufspurtiefen bei vergleichsweise hohen Verschleißbreiten. Die Verschleißbreite wurde dabei an der eigentlichen Dichtkante gemessen. Diese ist in Umfangsrichtung zwischen den Drallstegen. Es ist auffällig, dass die Verschleißkennwerte Laufspurtiefe und Verschleißbreite trotz der unterschiedlichen Bauformen und Elastomerwerkstoffe in einem sehr engen Ergebnisbereich liegen. Die geringen Laufspurtiefen der Dichtelemente mit Einfach- bzw. Wechseldrall können darauf zurückgeführt werden, dass die Drallstege zusätzlich zur eigentlichen Dichtkante auf der Welle aufliegen. Die Flächenpressung im Dichtkontakt wird dadurch verringert. Für das Dichtelement mit ondulierter Dichtkante gilt dies nicht. Hier bleibt die Flächenpressung im Dichtkontakt unverändert.

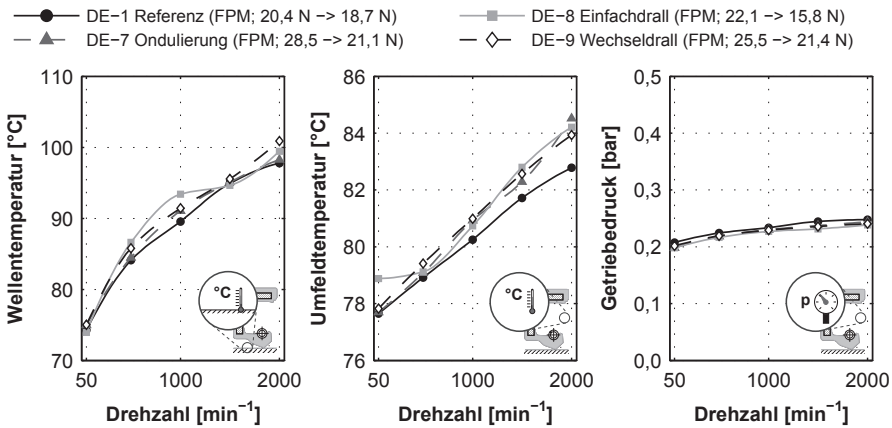


Bild 4.12 EGI-2 Hydrodynamische Dichthilfen - Versuchsbegleitende Messgrößen: Wellentemperatur-, Umfeldtemperatur- und Getriebedruckverlauf

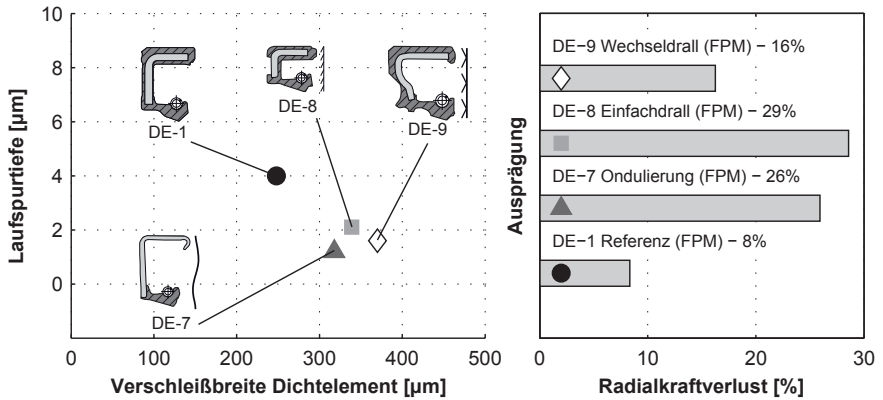


Bild 4.13 EG1-2 Hydrodynamischer Dichthilfen - Verschleißkenngrößen: Laufspurtiefe, Verschleißbreite und Radialkraftverlust

Durch die axiale Wischbewegung verteilt sich die Verschleiß hervorrufende Belastung jedoch über einen größeren Bereich auf der Dichtungsgegenläuffläche. Der Radialkraftverlust ist bei den Dichtelementen DE-7 und DE-8 vergleichsweise hoch. Auf die Dichthilfen kann dies jedoch nicht pauschal zurückgeführt werden.

Fazit

In dieser Kategorie wurden Dichtelemente verglichen, die nicht nur unterschiedliche hydrodynamische Dichthilfen aufweisen, sondern ebenfalls unterschiedlicher Bauformen sind und aus unterschiedlichen Werkstoffen bestehen. Die Unterschiede beruhen demnach nicht nur auf den Dichthilfen. Der Vergleich hat ergeben, dass alle Dichtelemente dieser Kategorie funktionssicher abdichten. Keine Art der Dichthilfe konnte sich gegenüber den anderen hinsichtlich der versuchsbegleitenden Messgrößen und den Verschleißkennwerten als vorteilhafter erweisen. Dichtelemente mit Dichthilfen können zur Abdichtung von Fließfett eingesetzt werden. Eine Aussage über die Wirksamkeit der Dichthilfen kann jedoch nicht getroffen werden, da bei dichten System keine Differenzierung zwischen den Dichtwirkungen der Dichtkante und den Dichthilfen möglich ist.

4.3.3 Bauform

Bestandteil dieser Kategorie sind Dichtelemente unterschiedlicher Bauform. Es wurden das Referenzdichtelement (DE-1), ein Dichtelement mit berührender Schutzlippe (DE-2), eine PTFE-Manschettendichtung ohne Spiralrille (DE-3) und ein Dichtelement ohne Spiralzugfeder (DE-4) untersucht.

Im Vergleich sticht die Manschettendichtung (DE-3) durch Auftreten von Leckage deutlich heraus. Diese äußerte sich anhand eines Fettkragens mit einer Masse von 0,8 g an der Luftseite des Dichtelements nach dem Versuch. Das ausgetretene Fließfett war im Bereich der Dichtkante durch Abrieb des PTFE schwarz verfärbt. Alle anderen Bauformen dichteten funktionssicher ab. Die Manschettendichtung weist mit ca. 200 N eine vergleichsweise hohe Radialkraft auf. Das Dichtelement wurde vor der Messung der Radialkraft für 48 Stunden statisch auf einer Welle montiert, um Relaxation des Werkstoffs zwischen Messung und den Versuchen auszuschließen.

Bild 4.14 stellt die versuchsbegleitenden Messgrößen dar. Im Versuch äußert sich die sehr hohe Radialkraft der Manschettendichtung bei der Wellentemperatur nur geringfügig, da der Getriebedruck aufgrund der Leckage sehr niedrig ist. Dichtelemente aus PTFE sind in der Regel nicht gasdicht. Das Dichtelement mit Staubschutzlippe

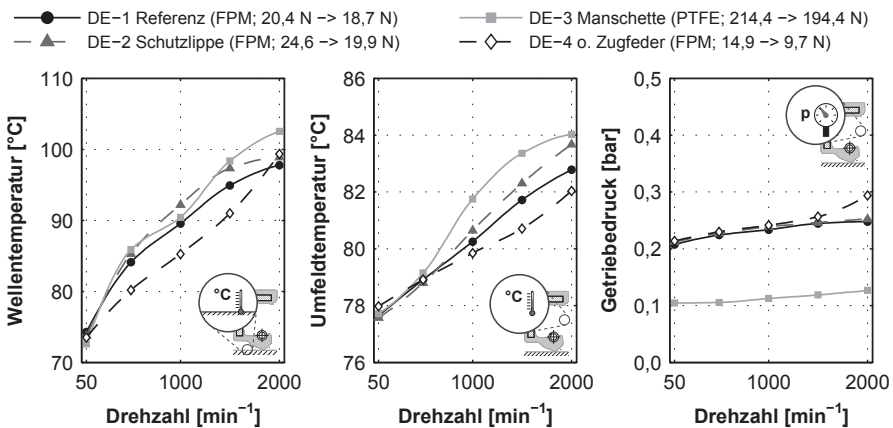


Bild 4.14 EG1-3 Bauform - Versuchsbegleitende Messgrößen: Wellentemperatur-, Umfeldtemperatur- und Getriebedruckverlauf

pe (DE-2) ist mit dem sonst baugleichen Referenzdichtelement (DE-1) vergleichbar. Zur Schmierung der Staubschutzlippe wurde der Raum zwischen Schutzlippe und eigentlicher Dichtkante nach den Empfehlungen des Herstellers zu einem Drittel mit Fließfett gefüllt. Verwendet wurde dasselbe Fließfett wie im Experimentalgetriebe. Im Vergleich mit dem Referenzdichtelement ist lediglich die Wellentemperatur aufgrund der zusätzlich berührenden Schutzlippe um wenige Kelvin erhöht. Die geringsten Wellentemperaturen verursacht das Dichtelement ohne Spiralzugfeder (DE-4). Im Drehzahlbereich zwischen 500 und 1.500 min^{-1} zeigt sich der Einfluss der geringen Radialkraft von Dichtelement DE-4 deutlich.

Die Temperatur im Dichtungsumfeld korreliert ab einer Drehzahl von ca. 1.000 min^{-1} mit den Verläufen der Wellentemperatur. Bild 4.15 zeigt die Verschleißkenngrößen. Die Verschleißuntersuchungen zeigen eine vergleichsweise große Verschleißbreite der Manschettendichtung (DE-3), die auf die Bauform der Dichtlippe zurückzuführen ist. Da sich die Radialkraft somit auf eine große Berührfläche verteilt, tritt keine messbare Laufspurtiefe auf. Trotz des aufgefundenen Abriebs im Fließfett der Leckage fällt dessen Radialkraftverlust mäßig aus. Ähnlich den versuchsbegleitenden Messgrößen sind das Dichtelement mit Staubschutzlippe (DE-2) und das sonst baugleiche Referenzdichtelement (DE-1) bei den Verschleißbetrachtungen vergleichbar. Der Radialkraftverlust mit Staubschutzlippe ist zwar höher, aber dennoch

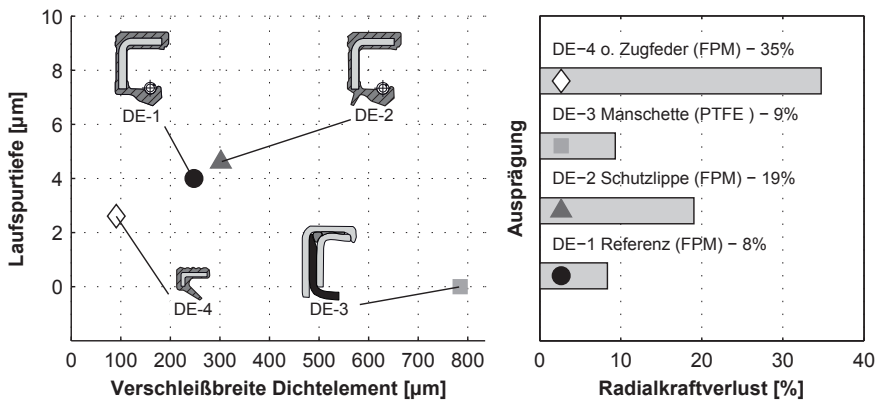


Bild 4.15 EG1-3 Bauform - Verschleißkenngrößen: Laufspurtiefe, Verschleißbreite und Radialkraftverlust

mäßig. Das Dichtelement ohne Spiralzugfeder (DE-4) weist zwar eine sehr geringe Laufspurtiefe und Verschleißbreite auf, seine Radialkraft verringerte sich jedoch um 35 % auf 9,7 N.

Fazit

Der Vergleich in der Kategorie Bauform zeigte, dass wie auch für ölabdichtende Systeme, ein Rückfördermechanismus durch das Dichtelement nötig ist. Die PTFE-Manschettendichtung (DE-3) ist ohne Spiralrille ausgeführt. Sie ist somit förderneutral. Dies führte zu Leckage. Bei einem Stichversuch mit einem entlüfteten System trat ebenfalls Leckage auf. Diese ist daher nicht auf den Getriebedruck zurückzuführen. Diese Bauform der PTFE-Manschettendichtung ist zur Abdichtung von Fließfetten ungeeignet. Die berührende Schutzlippe von Dichtelement DE-2 zeigte keine negative Beeinträchtigung auf das Dichtsystem hinsichtlich der versuchsbegleitenden Messgrößen und der Verschleißkennwerte. Das zugfederlose Dichtelement (DE-4) weist zwar gute Funktionseigenschaften und geringen Verschleiß auf, jedoch ist der Radialkraftverlust, bei schon sehr geringer Radialkraft zu Versuchsbeginn, sehr hoch.

4.3.4 Elastomerwerkstoff

Zur Untersuchung des Einflusses des Elastomerwerkstoffs wurden zwei Bauformen, jeweils aus den Werkstoffen FPM und NBR, verwendet. Die Dichtelemente DE-5 und DE-6 haben dabei eine identische Geometrie und beide Dichtkanten sind gestochen ausgeführt. Nach Herstellerangaben hat der FPM-Werkstoff von Dichtelement DE-5 eine Elastomerhärte von 74 Shore A und der NBR-Werkstoff von Dichtelement DE-6 eine Elastomerhärte von 75 Shore A. Mit der nach DIN 53505 [110] gegebenen Messgenauigkeit von 5 Shore A ist die Härte der beiden Elastomere als gleich zu bewerten. Die Dichtelemente DE-9 und DE-10 unterscheiden sich zwar nicht in ihrer Geometrie, jedoch ist die Form ihrer Wechseldrallstege unterschiedlich, Bild 4.11 und Bild 4.16. Weiterhin hat Dichtelement DE-9 eine gestochene und Dichtelement DE-10 eine gespritzte Dichtkante. Unterschiede in deren Funktionsverhalten können daher nicht rein auf den Werkstoff zurückgeführt werden.

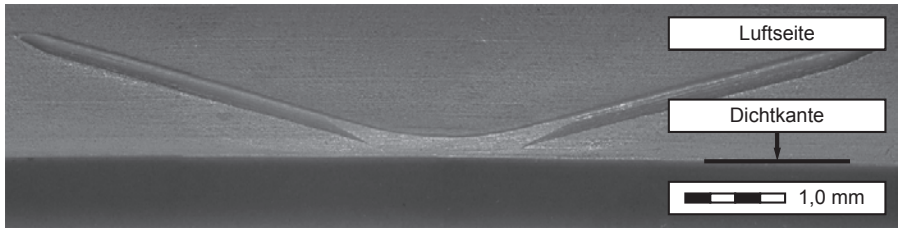


Bild 4.16 Mikroskopbild des Wechseldralls von Dichteelement DE-10 (NBR)

Bild 4.17 zeigt die versuchsbegleitenden Messgrößen. Alle Dichtelemente dichteten funktionssicher ab. Im Vergleich der jeweiligen Bauformen führten die Dichtelemente aus NBR im gesamten Drehzahlbereich zu geringeren Wellentemperaturen als die Dichtelemente aus FPM. Dies zeigt sich unabhängig der Radialkraft, da diese bei den Dichtelementen aus NBR sowohl vor als auch nach den Versuchen höher ist als beim jeweiligen Vergleichspartner aus FPM. Diese Tendenz ist auch bei der Umfeldtemperatur erkennbar. Der Getriebedruck zeigt keine Abhängigkeit vom Werkstoff des Dichtelements. Bild 4.18 zeigt die Verschleißkenngrößen. Beide Dichtelemente aus NBR führen zu sehr geringen, messtechnisch nicht erfassbaren, Laufspurtiefen. Deren Verschleißbreiten sind ebenfalls vergleichsweise gering. Auffallend ist eine mit

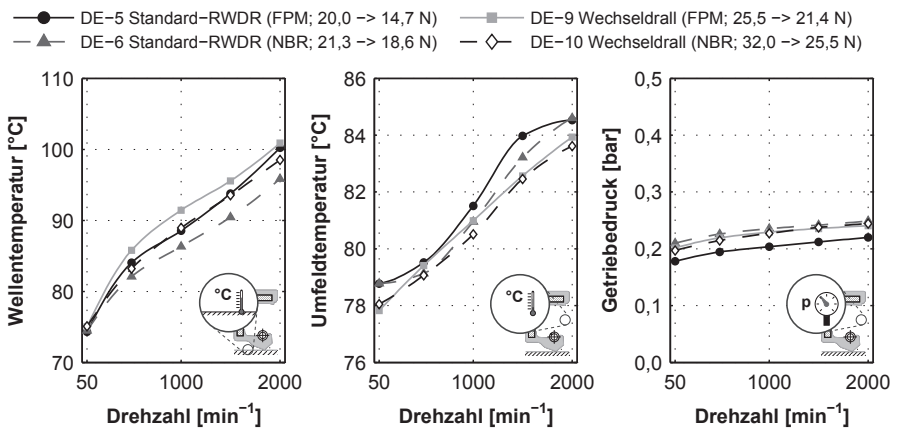


Bild 4.17 EG1-4 Elastomerwerkstoff - Versuchsbegleitende Messgrößen: Wellentemperatur-, Umfeldtemperatur- und Getriebedruckverlauf

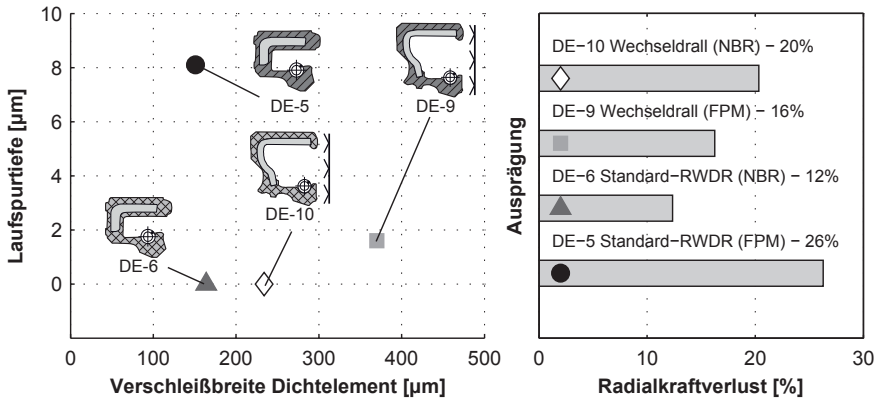


Bild 4.18 EG1-4 Elastomerwerkstoff - Verschleißkenngrößen: Laufspurtiefe, Verschleißbreite und Radialkraftverlust

8 µm sehr tiefe Laufspur des Dichtelements DE-5 aus FPM. Die Verschleißbreite von Dichtelement DE-9 ist vergleichsweise hoch, aber mit anderen Dichtelementen aus FPM mit hydrodynamischen Dichthilfen vergleichbar. Der Radialkraftverlust ist bei keinem Dichtelement auffallend hoch.

Fazit

Der Vergleich zeigt, dass Dichtelemente aus NBR tendenziell zu geringeren Wellentemperaturen und auch zu geringerem Verschleiß von Welle und Dichtkante führen als Dichtelemente aus FPM. Auf Basis dieser Ergebnisse ist NBR gegenüber FPM als Elastomerwerkstoff vorzuziehen. Bei der Wahl des Werkstoffs darf jedoch nicht allein das Funktions- und Verschleißverhalten betrachtet werden. Neben den maximal zulässigen Temperaturen sind im Hinblick auf einen betriebssicheren Dauereinsatz auch die Schmierstoffverträglichkeit des Werkstoffs sowie die maximalen Umfangsgeschwindigkeiten zu prüfen.

4.4 Dichtungsgegenlauffläche

Auf die Gestalt der Dichtungsgegenlauffläche kann in erster Linie über Art und die Parameterwahl des Fertigungsverfahrens Einfluss genommen werden. Gegenstand der Untersuchungen in diesem Arbeitspaket sind fünf unterschiedliche Fertigungsverfahren sowie zwei von der Referenz abweichende Werkstoffe. Vor den Versuchen wurden alle Dichtungsgegenlaufflächen hinsichtlich periodischen Dralls nach der Werknorm MBN-31007-7 [95] untersucht. Die dabei erstellten Normtastschriebe dienten anschließend zur Bestimmung der gemittelten Rautiefe R_z der Oberflächen. Diese entspricht demnach dem Mittelwert aus 72 über den Umfang verteilten Einzelmessungen. Die untersuchten Oberflächen werden zusätzlich in Kapitel 7 verwendet und mit Hilfe von 3D Parametern nach [9] genauer charakterisiert. In diesem Kapitel wird ausschließlich die gemittelte Rautiefe R_z als Kennwert herangezogen. Die Benennung der Varianten dieser Einflussgröße in den Ergebnisdarstellungen erfolgt in der Form:

Kategorie „Ausprägung“ (gemittelte Rautiefe R_z)
bspw. Schleifen im Einstich „fein“ (R_z 0,9)

4.4.1 Schleifen im Einstich

Tabelle 4.3 zeigt die untersuchten im Einstich geschliffenen Dichtungsgegenlaufflächen. Schleifen im Einstich ist das Standardverfahren zur Herstellung von Dichtungsgegenlaufflächen. Die Oberflächen werden bei der vorangehenden Weichbearbeitung mit einem Schleifaufmaß von wenigen zehntel Millimetern gefertigt und anschließend gehärtet. Induktives Randschichthärten ist hierzu in der Praxis weit verbreitet. Die Wellenhülsen dieser Arbeit sind aufgrund ihrer geringen Wandstärke von 2,5 mm auf 60+4 HRC durchgehärtet. Beim Schleifen im Einstich führt die Schleifscheibe während des Schleifvorgangs keine axiale Bewegung aus, um Drall der Oberflächenstruktur zu verhindern. Die Dauer, mit der die Schleifscheibe auf Sollmaß im Kontakt bleibt wird als Ausfunkzeit bezeichnet. Lange Ausfunkzeiten von über 30 Sekunden vermeiden Drall. Statistisch gesehen sollte jedes Schleifkorn der Scheibe mehrmals im Kontakt mit jeder Stelle am Umfang der Dichtungsge-

Tabelle 4.3 Übersicht im Einstich geschliffener Dichtungsgegenläufflächen

Ausprägung:	Referenz	grob	mittel	fein
Fertigungsverfahren:	Schleifen i.E.	Schleifen i.E.	Schleifen i.E.	Schleifen i.E.
Vorbearbeitung:	Härten	Härten	Härten	Härten
Werkstoff:	100Cr6	100Cr6	100Cr6	100Cr6
Gemittelte Rautiefe [μm]:	Rz 2,5	Rz 3,3	Rz 1,9	Rz 0,9
\varnothing -Abweichung [μm]:	-2	-5	-7	-12
Drall (MBN 31007-7):	nein	ja	nein	nein
Gängigkeit / Drallrichtung:	-	0 / Nulldrall	-	-
Dralltiefe [μm]:	-	1,85	-	-

genläuffläche sein. Dies trägt zu einer statistische Verteilung der Winkellage der Schleifriefen bei. Weitere wichtige Parameter sind das Drehzahlverhältnis zwischen Schleifscheibe und Werkstück sowie die Abrichtintervalle der Schleifscheibe.

Durch korrektes Schleifen im Einstich entstehen stochastisch verteilte, in Umfangsrichtung laufende Strukturen auf der Dichtungsgegenläuffläche. Die Abstufung der Ausprägung „grob“, „mittel“ und „fein“ erfolgt in dieser Arbeit hinsichtlich der in axialer Richtung gemessenen gemittelten Rautiefe R_z . Bild 4.19 zeigt die versuchs-
begleitenden Messgrößen der im Einstich geschliffenen Dichtungsgegenläufflächen.

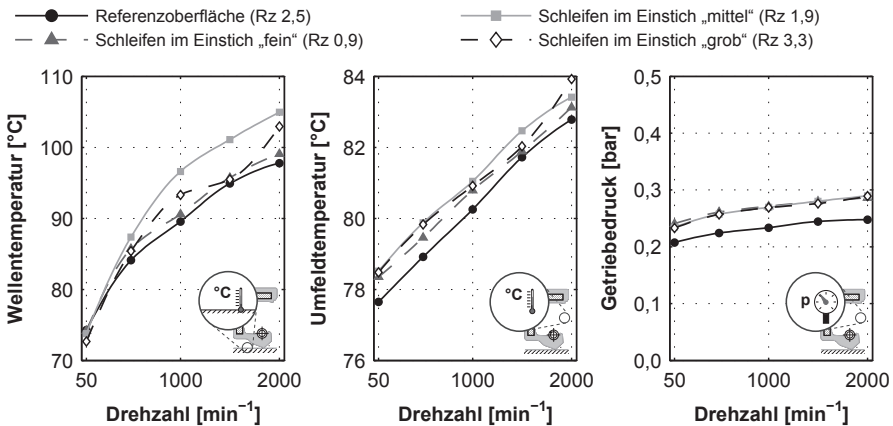


Bild 4.19 EG2-1 Schleifen im Einstich - Versuchsbegleitende Messgrößen: Wellentemperatur-, Umfeldtemperatur- und Getriebedruckverlauf

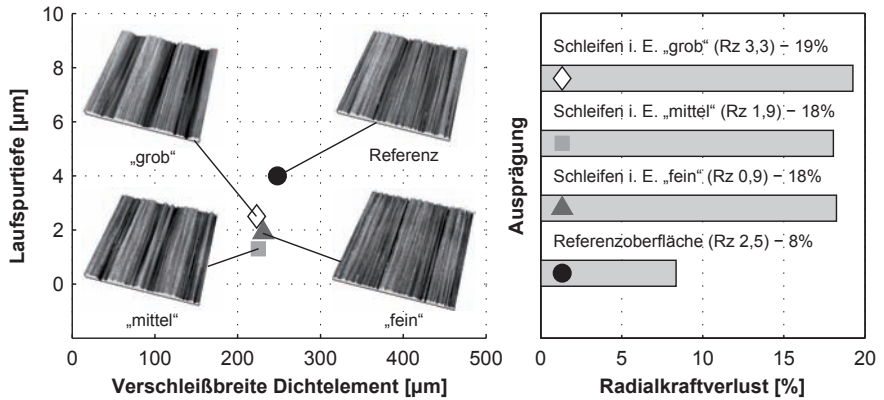


Bild 4.20 EG2-1 Schleifen im Einstich - Verschleißkenngrößen: Laufspurtiefe, Verschleißbreite und Radialkraftverlust

Auf allen untersuchten geschliffenen Oberflächen ist funktionssicheres Abdichten möglich. Die Wellentemperaturen liegen bei allen Ausprägungen oberhalb der Referenz. Eine Korrelation zur gemittelten Rautiefe R_z ist nicht ersichtlich. Die Temperatur im Dichtungsumfeld sowie der Getriebedruck sind bei allen drei Ausprägungen nahezu gleich und etwas höher als die Referenz. In den Verschleißbetrachtungen zeigen die drei untersuchten Ausprägungen gleiches Verhalten, Bild 4.20. Alle drei Ausprägungen besitzen eine nahezu identische Verschleißbreite. Die Laufspurtiefe variiert nur leicht und ist geringer als die Referenz. Eine Korrelation zur Rauheit stellt sich auch hier nicht dar. Der Radialkraftverlust ist ebenfalls homogen und liegt mit maximal 19 % in einem akzeptablen Bereich.

Fazit

Schleifen im Einstich ist das Standardverfahren zur Herstellung von Dichtungsgegenauflächen. In der Praxis werden geschliffene Wellen in Schmierfett abdichtenden Systemen erfolgreich eingesetzt. Auch in diesen Untersuchungen hat sich das Verfahren als funktionssicher herausgestellt. Laufspurtiefen und Verschleißbreiten sind akzeptabel und liegen innerhalb der Ausprägungen in einem engen Bereich. Auffallend ist das mit Ausnahme der Wellentemperatur fast identische Funktionsverhalten der drei speziell gefertigten Dichtungsgegenauflächen untereinander. Trotz

des gleichen Fertigungsverfahrens unterscheidet sich das Funktionsverhalten der betrachteten Ausprägungen zu der Referenzoberfläche merklich. Dies wird bei Betrachtung der Wellentemperatur und des Getriebedrucks deutlich. Die drei Ausprägungen dieser Kategorie sind Einzelanfertigungen, welche nacheinander auf derselben Schleifmaschine vom selben Arbeiter angefertigt wurden. Im Gegensatz dazu ist die Referenzoberfläche als Serienbauteil voll automatisiert geschliffen worden. Daraus lässt sich ableiten, dass die mit unterschiedlichen Maschinen gefertigten Oberflächen nicht einzig hinsichtlich ihrer gemittelten Rautiefe R_z verschieden sind.

Hinsichtlich der funktionsgerechten Charakterisierung von Dichtungsgegenläufflächen anhand von geeigneten Parametern besteht noch immer Forschungsbedarf. Kapitel 7 leistet mit einer praxisgerechten Bewertung von 3D Oberflächenparametern makrostrukturierter Dichtungsgegenläufflächen hierzu einen Beitrag.

4.4.2 Kugelstrahlen auf weicher Welle

Tabelle 4.4 zeigt die untersuchten auf weicher Welle kugelgestrahlten Dichtungsgegenläufflächen. Kugelstrahlen wird üblicherweise eingesetzt, um durch Induzierung von Druckeigenspannungen eine Randschichtverfestigung der Oberfläche zu erzielen. Das Verfahren kommt beispielsweise zur Erhöhung der Zahnfußfestigkeit von Zahnrädern zum Einsatz. Die Wellenhülsen dieser Versuche wurden zunächst auf Maß weichgedreht und weich kugelgestrahlt. Um eine Vorzugsrichtung der erzeug-

Tabelle 4.4 Übersicht weich kugelgestrahlter Dichtungsgegenläufflächen

Ausprägung:	grob	mittel	fein
Fertigungsverfahren:	Kugelstrahlen	Kugelstrahlen	Kugelstrahlen
Vorbearbeitung:	Weichdrehen	Weichdrehen	Weichdrehen
Werkstoff:	100Cr6	100Cr6	100Cr6
Gemittelte Rautiefe [μm]:	Rz 14,4	Rz 9,1	Rz 8,9
Kugeldurchmesser [mm]:	0,4 - 0,8	0,2 - 0,4	0,2 - 0,4
Strahlintensität:	hoch	hoch	niedrig
\varnothing -Abweichung [μm]:	+25	-6	-2
Drall (MBN 31007-7):	nein	nein	nein

ten Strukturen zu vermeiden, war der Strahlwinkel beim Kugelstrahlen orthogonal zur Oberfläche. Die einstellbaren Fertigungsparameter sind der Kugeldurchmesser, die Strahlintensität sowie die Bearbeitungsdauer. Diese definiert den Deckungsgrad. Alle kugelgestrahlten Oberflächen der Untersuchungen haben einen Deckungsgrad von 100 %. Dies bedeutet, dass die gesamte Oberfläche ohne lokale Unterbrechungen gestrahlt ist. Durch Variation des Kugeldurchmessers und der Strahlintensität sind die drei Ausprägungen „grob“, „mittel“ und „fein“ erzeugt. Durch das Kugelstrahlen weicher Oberflächen entstehen vergleichsweise grobe Strukturen ohne Vorzugsrichtung. Die Übergänge an den Hügelspitzen sind spitzkämmig. Bei der Ausprägung „grob“ ist eine Überlagerung der von der Vorbearbeitung stammenden Drehriefen erkennbar. Die gemittelten Rautiefen liegen alle oberhalb der für im Einstich geschliffenen Wellen geltenden Vorgaben [10, 11, 76]. Periodischer Drall liegt nicht vor.

In Bild 4.21 sind die versuchsbegleitenden Messgrößen dargestellt. Trotz der sehr groben Oberflächenstrukturen konnte mit allen Ausprägungen funktionssicher über 20 Stunden abgedichtet werden. Im Versuch führen die weich kugelgestrahlten Oberflächen zu einem mit der Drehzahl korrelierenden progressiven Druckanstieg im Experimentalgetriebe. Der Druckanstieg bewirkt eine stärkere Anpressung der Dicht-

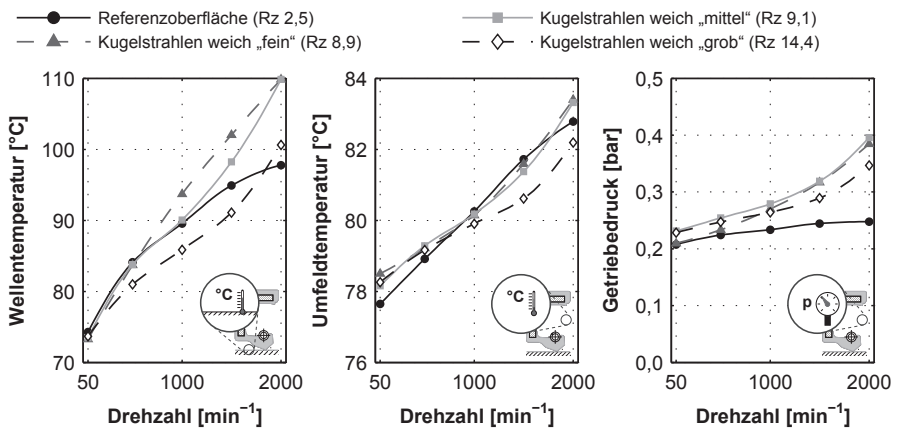


Bild 4.21 EG2-2 Kugelstrahlen auf weicher Welle - Versuchsbegleitende Messgrößen: Wellentemperatur-, Umfeldtemperatur- und Getriebedruckverlauf

kante und dadurch erhöhte Wellentemperaturen der Ausprägungen „fein“ und „mittel“. Die Ausprägung „grob“ führt bei geringen Drehzahlen zunächst zu niedrigeren Wellentemperaturen als die Referenzoberfläche. Durch den erhöhten Systemdruck steigt die Wellentemperatur bei 2.000 min^{-1} jedoch auf das Niveau der Referenzoberfläche an. Bild 4.22 zeigt die Verschleißkenngrößen dieser Kategorie. Die Betrachtung der Verschleißkenngrößen zeigt, dass bei keiner der Oberflächen eine messbare Laufspurtiefe vorliegt. An den Oberflächen ist lediglich eine Einglättung der Spitzen erkennbar. Die gemessenen Verschleißbreiten der Ausprägungen „fein“ und „grob“ fallen geringer als bei der Referenzoberfläche aus. Die Ausprägung „mittel“ führt zu einer erhöhten Verschleißbreite. Der Radialkraftverlust ist mäßig.

Obwohl die quantitativen Verschleißkenngrößen dies nicht zeigen, haben sich die weich kugelgestrahlten Dichtungsgegenläufigen als sehr abrasiv herausgestellt. Bild 4.23 vergleicht die Dichtkanten der im Einstich geschliffenen Referenz und der weich kugelgestrahlten Dichtungsgegenläufigen der Ausprägungen „grob“ anhand von REM-Aufnahmen. Während die Dichtkante bei der geschliffenen Dichtungsgegenläufigen ein feine, schuppenartigen Struktur aufweist, ist das Elastomer bei der weich kugelgestrahlten Dichtungsgegenläufigen stark zerklüftet.

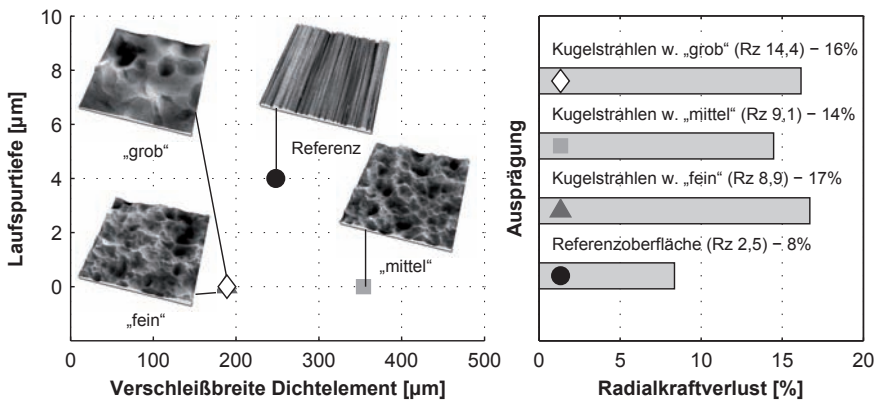


Bild 4.22 EG2-2 Kugelstrahlen auf weicher Welle - Verschleißkenngrößen: Laufspurtiefe, Verschleißbreite und Radialkraftverlust

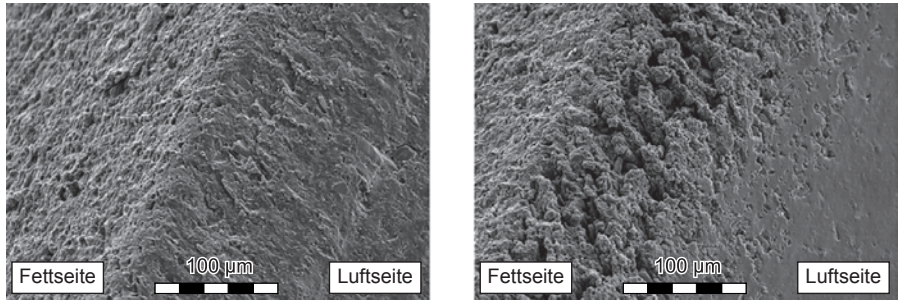


Bild 4.23 REM-Aufnahme der Dichtkante nach den Funktionsuntersuchungen; Links: Im Einstich geschliffene Dichtungsgegenauflfläche; Rechts: Weich kugelgestrahlte Dichtungsgegenauflfläche Ausprägung „grob“

Fazit

Kugelstrahlen auf weicher Welle erzeugt eine vergleichsweise grobe Oberflächenstruktur mit spitzkämmigen Übergängen zwischen den charakteristischen Mulden. REM-Aufnahmen zeigen, dass diese Struktur sehr abrasiv ist und das Elastomer der Dichtkante zerklüftet wird. Auch wenn bei den Funktionsuntersuchungen keine Leckage auftrat, ist das Kugelstrahlen mit den hier eingesetzten Parametern für die Abdichtung von Fließfetten als ungeeignet zu bewerten.

Die trotz erhöhtem Getriebedruck niedrigen Wellentemperaturen der Ausprägung „grob“ im Drehzahlbereich bis 1.500 min^{-1} lassen jedoch auf eine sehr geringe Reibung des Dichtsystems schließen. Dieses Erkenntnis ist die Motivation für die im weiteren Verlauf der Arbeit vorgestellte Makrostrukturierung der Dichtungsgegenauflflächen als Mittel zur Reibungsminderung fließfettgeschmierter Radialwellendichtungen.

4.4.3 Kugelstrahlen auf harter Welle

Tabelle 4.5 zeigt die untersuchten, auf harter Welle kugelgestrahlten Dichtungsgegenauflflächen. Für diese Kategorie wurden gehärtete Oberflächen kugelgestrahlt. Die Wellenhülsen wurden hierzu weich vorgedreht, gehärtet und im Einstich geschliffen. Die geschliffenen Oberflächen wiesen eine gemittelte Rautiefe R_z von

Tabelle 4.5 Übersicht hart kugelgestrahlter Dichtungsgegenläufflächen

Ausprägung:	grob	mittel	fein
Fertigungsverfahren:	Kugelstrahlen	Kugelstrahlen	Kugelstrahlen
Vorbereitung:	Härten / Schleifen	Härten / Schleifen	Härten / Schleifen
Werkstoff:	100Cr6	100Cr6	100Cr6
Gemittelte Rautiefe [μm]:	Rz 3,2	Rz 2,5	Rz 2,3
Kugeldurchmesser [mm]:	0,4 - 0,8	0,2 - 0,4	0,2 - 0,4
Strahlintensität:	hoch	hoch	niedrig
\emptyset -Abweichung [μm]:	-4	-5	-9
Drall (MBN 31007-7):	nein	nein	nein

2,5 μm auf und waren drallfrei. Beim Strahlvorgang wurden die gleichen Strahlparameter angewendet, wie beim Strahlen auf weicher Oberfläche. Die entstandenen Strukturen sind jedoch flacher und weisen weichere Übergänge an den Spitzen auf. Bei allen drei Ausprägungen ist die makroskopische Struktur des Strahlvorgangs von den Schleifriefen der Vorbereitung überlagert. Die Oberflächen dieser Kategorie erfüllen alle Vorgaben für Dichtungsgegenläufflächen nach [10, 11, 76]. Periodischer Drall liegt nicht vor.

Bild 4.24 zeigt die versuchsbegleitenden Messgrößen dieser Kategorie. Der Getrie-

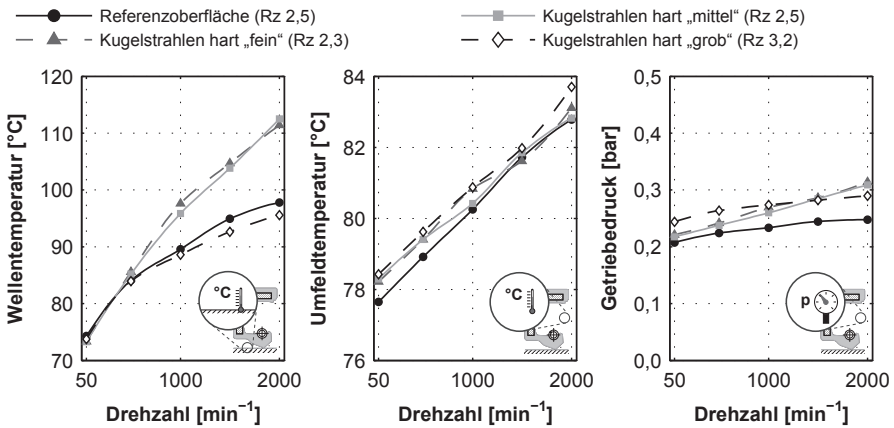


Bild 4.24 EG2-3 Kugelstrahlen auf gehärteter Welle - Versuchsbegleitende Messgrößen: Wellentemperatur-, Umfeldtemperatur- und Getriebedruckverlauf

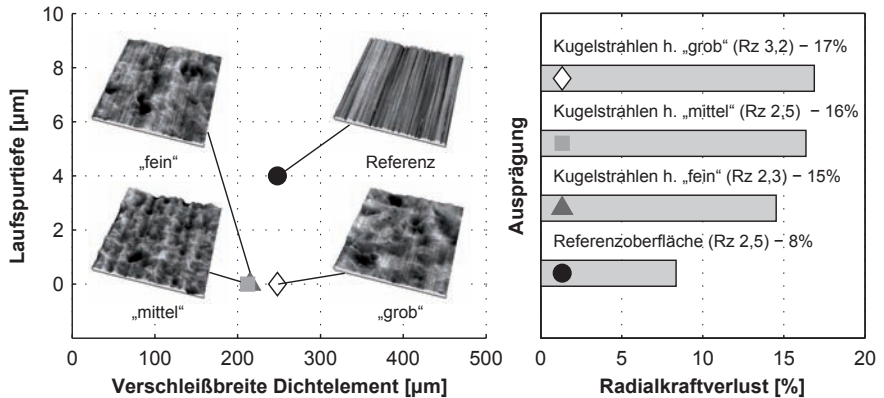


Bild 4.25 EG2-3 Kugelstrahlen auf gehärteter Welle - Verschleißkenngrößen: Laufspurtiefe, Verschleißbreite und Radialkraftverlust

bedruck der Ausprägungen „fein“ und „mittel“ steigt linear mit der Drehzahl an, während der Getriebedruck der Ausprägung „grob“ konstant um ca. 0,04 bar oberhalb der Referenz verläuft. Die Wellentemperaturen der Ausprägungen „fein“ und „mittel“ sind ab 1.000 min^{-1} erhöht und steigen linear, gegenüber der Referenz überproportional, an. Die Wellentemperatur der Ausprägung „grob“ ist mit der Referenzoberfläche vergleichbar.

Bild 4.25 zeigt die Verschleißkenngrößen dieser Kategorie. Die Verschleißkenngrößen der Ausprägungen liegen sehr nah zusammen. Analog zu den auf weicher Welle kugelgestrahlten Oberflächen, sind keine Laufspuren messbar. Die Verschleißbreite der Dichtkanten ist mit der Referenzoberfläche vergleichbar. Der Radialkraftverlust zeigt keine Auffälligkeiten.

Fazit

Verglichen mit dem Kugelstrahlen auf weicher Welle, sind die entstandenen kraterartigen Strukturen weniger ausgeprägt und weisen weichere Übergänge auf. Die Ausprägungen „fein“ und „mittel“ führten zwar zu erhöhten Wellentemperaturen beim Versuch am Experimentalgetriebe, ein Verschleißbild der Dichtkante mit stark zerklüftetem Elastomer wie beim Kugelstrahlen auf weicher Welle zeigte sich jedoch bei keiner der Ausprägungen. Die Wellentemperaturen bei der Ausprägung „grob“

sind mit denen der Referenzoberfläche vergleichbar. Da die Verschleißkennwerte gering sind und funktionssicheres Abdichten über 20 Stunden möglich war, kann das Verfahren als geeignet eingestuft werden.

4.4.4 Rollieren

Zur Kategorie Rollieren werden in dieser Arbeit zwei verschiedene Fertigungsverfahren gezählt. Zum einen die Bearbeitung mit einem unstrukturierten Einrollenwerkzeug und zum anderen das Glätten mit einem Diamant-Glättwerkzeug. Bild 4.26 und Bild 4.27 veranschaulichen die beiden Bearbeitungsverfahren. Tabelle 4.6 zeigt



Bild 4.26 Rollieren mit einem Einrollenwerkzeug [111]

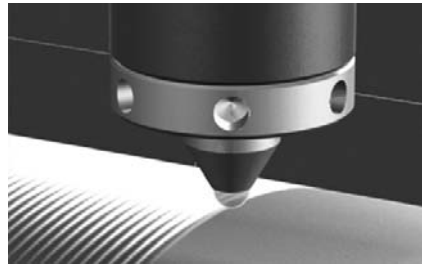


Bild 4.27 Rollieren mit einem Diamant-Glättwerkzeug [112]

die Parameter der untersuchten rollierten Dichtungsgegenauflflächen. Ähnlich dem Kugelstrahlen findet beim Rollieren eine Oberflächenverfestigung durch Erzeugung

Tabelle 4.6 Übersicht rollierter Dichtungsgegenauflflächen

Ausprägung:	grob	fein
Fertigungsverfahren:	Rollieren	Diamantglätten
Vorbereitung:	Weichdrehen	Weichdrehen
Werkstoff:	100Cr6	100Cr6
Gemittelte Rautiefe [μm]:	Rz 1,9	Rz 0,3
\varnothing -Abweichung [μm]:	-15	-2
Drall (MBN 31007-7):	ja	nein
Gängigkeit / Drallrichtung:	+1 / Rechtsdrall	-
Dralltiefe [μm]:	0,83	-

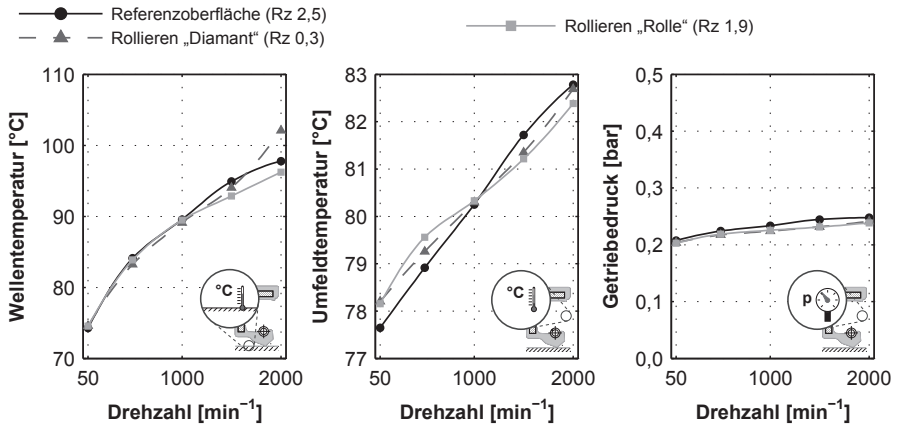


Bild 4.28 EG2-4 Rollieren - Versuchs begleitende Messgrößen: Wellentemperatur-, Umfeldtemperatur- und Getriebedruckverlauf

von Druckeigenspannung statt. Zusätzlich wird die Oberfläche stark eingeglättet. Beide Wellenhülsen wurden vor dem Rollieren weich längs gedreht. Die gedrehten Oberflächen wiesen eine gemittelte Rautiefe R_z von 2,5 μm auf. Die Ausprägung „groß“ ist mit einem unstrukturierten Einrollenwerkzeug bearbeitet. Die resultierende Oberfläche zeichnet sich durch deterministische, in Umfangsrichtung der Welle verlaufende, Strukturen aus. Der Drehpass der Weichbearbeitung ist diesen überlagert. Durch den definierten Vorschub der Rolle entsteht periodischer Rechtsdrall mit einer Dralltiefe von 0,83 μm . Durch Einsatz des Diamant-Glättwerkzeugs bei der Ausprägung „fein“ entsteht eine sehr glatte Oberfläche. Alle Strukturen der Vorbearbeitung sind eingeglättet. Die für im Einstich geschliffene Oberflächen gültigen Vorgaben nach [10, 11, 76] werden von beiden Verfahren nicht erfüllt. Bild 4.28 zeigt die versuchs begleitenden Messgrößen. Die Wellentemperaturen zeigen, dass beide Ausprägungen sich im Bereich des Referenzsystems befinden. Bei 2.000 min^{-1} ist die Wellentemperatur der diamantgeglätteten Oberfläche leicht erhöht. Der Getriebedruck entspricht bei beiden Ausprägungen dem des Referenzsystems.

Bild 4.29 zeigt die Verschleißkennwerte dieser Kategorie. Die mit dem Rollen-Werkzeug bearbeitete Dichtungsgegenläufige erzeugt Laufspurtiefen und Verschleißbreiten, die ähnlich der Referenzoberfläche sind. Die diamantgeglättete Oberfläche zeigte keine messbare Laufspurtiefe und die Verschleißbreite ist etwas geringer als

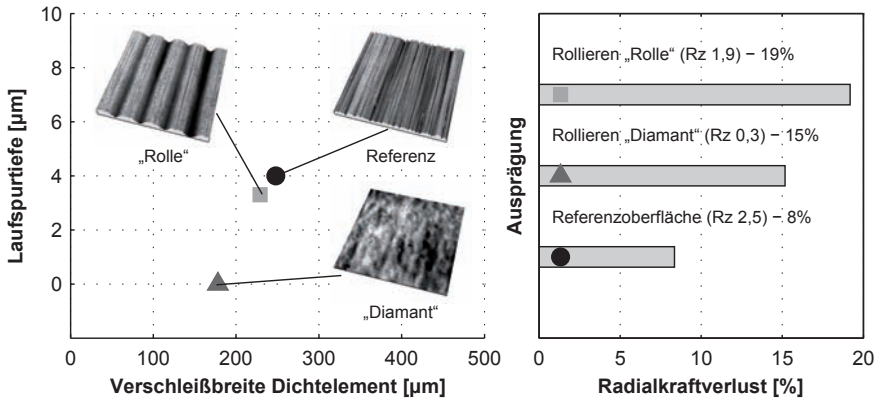


Bild 4.29 EG2-4 Rollieren - Verschleißkenngrößen: Laufspurtiefe, Verschleißbreite und Radialkraftverlust

bei der Referenzoberfläche. Der Radialkraftverlust beider Ausprägungen ist mäßig.

Fazit

Beide Verfahren dieser Kategorie haben sich als funktionssicher erwiesen. Durch Bearbeitung mit dem Rollen-Werkzeug entsteht eine Oberfläche, die sich in den Funktionsuntersuchungen ähnlich der im Einstich geschliffenen Referenz darstellt. Der theoretisch in Leckagerichtung fördernde Rechtsdrall beeinflusste die Abdichtfunktion nicht. Die Verschleißbetrachtungen ergaben, dass die Verschleißkennwerte der mit dem Rollen-Werkzeug bearbeiteten Oberfläche mit der im Einstich geschliffenen Referenz vergleichbar sind. Auf der sehr glatten mit dem Diamant-Werkzeug gefertigten Oberfläche ist keine Laufspur erkennbar. Beide Fertigungsverfahren haben sich in den Untersuchungen als geeignet erwiesen. Der Vorteil beider Verfahren liegt darin, dass die Oberfläche lediglich weich vorbearbeitet werden muss und beim Rolliervorgang eine Härtung der Randschicht auftritt.

4.4.5 Hartdrehen

Tabelle 4.7 zeigt die Parameter der untersuchten hartgedrehten Dichtungsgegenläufigen. Hartdrehen gilt als wirtschaftliches Verfahren zur Herstellung von Dich-

Tabelle 4.7 Übersicht hartgedrehter Dichtungsgegenläufflächen

Ausprägung:	grob	mittel	fein
Fertigungsverfahren (Vorschub [mm/U]):	Hartdrehen (0,15)	Hartdrehen (0,12)	Hartdrehen (0,05)
Vorbearbeitung:	Härten	Härten	Härten
Werkstoff:	100Cr6	100Cr6	100Cr6
Gemittelte Rautiefe [μm]:	Rz 3,4	Rz 2,4	Rz 1,1
\varnothing -Abweichung [μm]:	-5	-7	-12
Drall (MBN 31007-7):	ja	ja	ja
Gängigkeit / Drallrichtung:	-1 / Linksdrall	-1 / Linksdrall	-1 / Linksdrall
Dralltiefe [μm]:	2,86	1,67	0,65

tungsgegenläufflächen, da die Rüst- und Fertigungskosten des Schleifprozesses eingespart werden. Vorangehende Arbeiten [14, 22] haben die Eignung für ölabdichtende Systeme nachgewiesen und geeignete Fertigungsparameter sind für diese bekannt [76]. In [36] wurde die Eignung hartgedrehter Dichtungsgegenläufflächen zur Fettabdichtung in einer synthetischen Versuchsumgebung ohne Druckbeaufschlagung untersucht. Hier konnte geringe Leckage festgestellt werden, als die Drehrichtung der Welle eine Förderwirkung der Drallstrukturen in Richtung der Luftseite bewirkte. Die Unterschiede der Ausprägungen „grob“, „mittel“ und „fein“ wurden durch Variation des Vorschubs erzielt. Schnitttiefe (0,1 mm), Schnittgeschwindigkeit (120 m/min) und Schneidenradius (0,8 mm, Wendeschneidplatte: Sumitomo DCGW 11T308 NC-2) waren einheitlich. Hartgedrehte Oberflächen zeichnen sich durch eine geringe Rauheit in Umfangsrichtung von $Rz < 1 \mu\text{m}$ aus [25]. Aufgrund der geometrisch bestimmten Form der Schneide ist die Oberflächenstruktur über den gesamten Umfang einheitlich und gut reproduzierbar. Charakteristisch für hartgedrehte Oberflächen ist fertigungsbedingter periodischer Drall. Winkel und Tiefe des Dralls korrelieren dabei mit dem Vorschub. Um den Einfluss des Dralls zu berücksichtigen, wurden die Versuche dieser Kategorie zweimal durchgeführt, mit je einer anderen Drehrichtung der Welle. Eine Drehrichtungsabhängigkeit der Versuchsergebnisse konnte abweichend zu [36] jedoch nicht festgestellt werden. Die folgenden Darstellungen zeigen die Ergebnisse mit einer Wellendrehrichtung entgegen dem Uhrzeigersinn, was beim bestehenden Linksdrall eine theoretische Förderwirkung der Welle in Leckagerichtung verursacht.

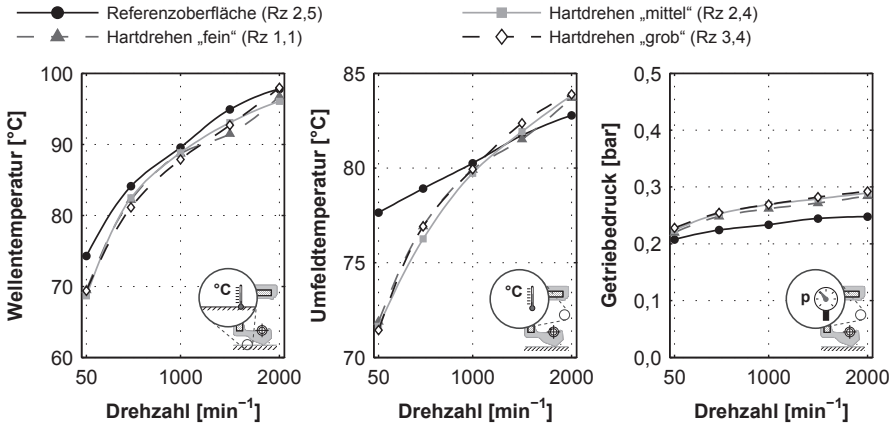


Bild 4.30 EG2-5 Hartdrehen - Versuchsbegleitende Messgrößen: Wellentemperatur-, Umfeldtemperatur- und Getriebedruckverlauf

Bild 4.30 zeigt die versuchsbegleitenden Messgrößen. Trotz der unterschiedlichen gemittelten Rautiefen R_z zeigen alle hartgedrehten Oberflächen identisches Funktionsverhalten. Die Wellentemperatur verläuft geringfügig unterhalb der im Einstich geschliffenen Referenzoberfläche. Der Getriebedruck ist einheitlich höher als die Referenz. Auffällig sind sehr geringe Temperaturen im Dichtungsumfeld bis 1.000 min^{-1} , was auf Basis dieser Untersuchungen nicht erklärt werden kann. Wie Bild 4.31 zeigt, unterscheiden sich die Verschleißkennwerte der Ausprägungen sehr. Die Dichtkanten aller Ausprägungen verschleiß zu einer höheren Breite als die Referenzoberfläche. Hinsichtlich der Laufspurtiefe kann eine Korrelation zur gemittelten Rautiefe festgestellt werden. Die Laufspurtiefe nimmt dabei mit zunehmender Rauheit ab. Der Radialkraftverlust aller Ausprägungen zeigt keine Auffälligkeit.

Fazit

Trotz des fertigungsbedingten periodischen Dralls war mit allen hartgedrehten Oberflächen ein funktionssicheres Abdichten möglich. Die Drehrichtung, und damit die theoretische Förderrichtung der Drallstrukturen, zeigte keinen Einfluss auf das Systemverhalten und die Verschleißkenngrößen. Die Wellentemperaturen der drei Ausprägungen liegen nah beieinander und knapp unterhalb der im Einstich geschliffenen Referenzoberfläche. Die Laufspurtiefe zeigt eine Korrelation zur gemittelten Rautiefe.

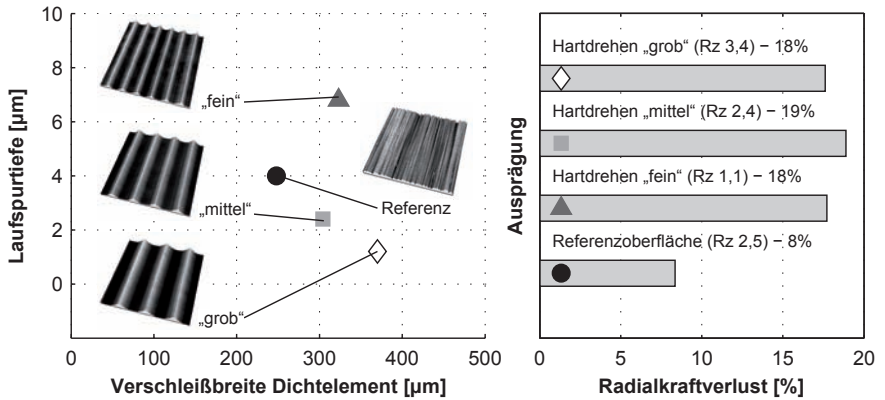


Bild 4.31 EG2-5 Hartdrehen - Verschleißkenngrößen: Laufspurtiefe, Verschleißbreite und Radialkraftverlust

fe R_z , wobei die Laufspurtiefe mit steigender Rauheit abnimmt. Wie in Abschnitt 5 weiterführend dargestellt, entstehen Ablagerungen auf der Welle, welche zu Riefen in der Elastomeroberfläche der Dichtkante führen. Dies lässt auf lokale Mangel­schmierung im luftseitigen Bereich des Dichtkontakts schließen. Für ölabdichtende Systeme unter Umgebungsdruck haben sich hartgedrehte Dichtungsgegenauflächen in der Praxis seit Jahren bewährt. Im Gegensatz dazu ist dieses Fertigungsverfahren, auf Basis der Versuchsergebnisse, zur Abdichtung von Fließfetten unter Druckbeaufschlagung nicht geeignet.

4.4.6 Wellenwerkstoff

Tabelle 4.8 zeigt die Parameter der Dichtungsgegenauflächen der Kategorie Wellenwerkstoff. Zur Untersuchung des Werkstoffeinflusses kommen Edelstahl und Grauguss zum Einsatz. Die Wellenhülse aus austenitischem Edelstahl (V2A 1.4301) wurde weich vorbearbeitet und anschließend im weichen Zustand im Einstich geschliffen. Die Oberfläche ist mit der einer im Einstich geschliffenen Welle aus 100Cr6 vergleichbar. Mit einer gemittelten Rautiefe R_z von 2,2 μm und Drallfreiheit erfüllt sie mit Ausnahme der Härte die Anforderungen nach [10, 11, 76]. Die Wellenhülse aus Gusseisen mit Lamellengraphit (EN-GJL-300) wurde ausschließlich durch

Tabelle 4.8 Übersicht Dichtungsgegenläufflächen Kategorie Wellenwerkstoff

Ausprägung:	Edelstahl	Grauguss
Fertigungsverfahren:	Schleifen im Einstich (weich)	Weichdrehen
Vorbearbeitung:	Weichdrehen	-
Werkstoff:	V2A 1.4301 (X5 CrNi 18-10)	EN-GJL-300 (GG-30)
Gemittelte Rautiefe [μm]:	Rz 2,2	Rz 5,9
\varnothing -Abweichung [μm]:	-5	-7
Drall (MBN 31007-7):	nein	ja
Gängigkeit / Drallrichtung:	-	-1 / Linksdrall
Dralltiefe [μm]:	-	1,04

Drehen weichbearbeitet. Hierbei entsteht periodischer Drall. Die Oberfläche weist teils starke Ausbrüche auf. Die gemittelte Rautiefe von Rz 5,9 μm liegt oberhalb des für Ölabdichtungen empfohlenen Bereichs. Bild 4.32 zeigt die versuchsbegleitenden Messgrößen. Die Wellentemperaturen der Ausprägung „Grauguss“ ist über den gesamten Drehzahlbereich auf dem Niveau der Referenzoberfläche. Der Getriebedruck ist um ca. 0,06 bar über den gesamten Drehzahlbereich erhöht. Die Ausprägung „Edelstahl“ führt ab ca. 1.000 min^{-1} zu leicht geringeren Wellentemperaturen als die Referenz.

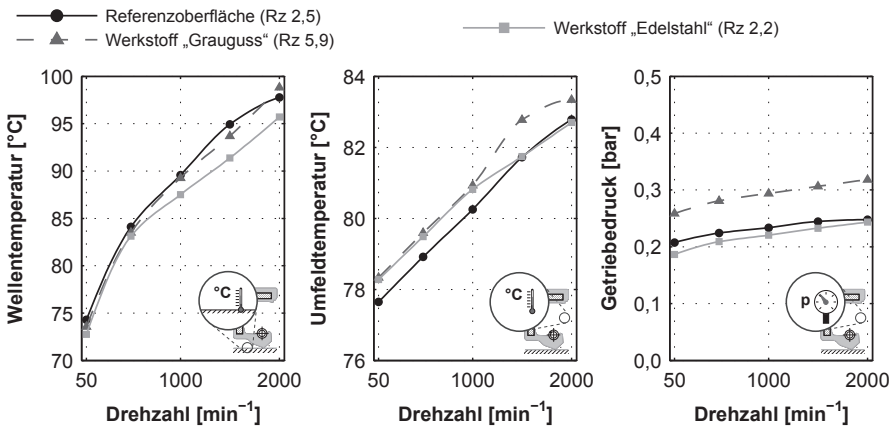


Bild 4.32 EG2-6 Wellenwerkstoff - Versuchsbegleitende Messgrößen: Wellentemperatur-, Umfeldtemperatur- und Getriebedruckverlauf

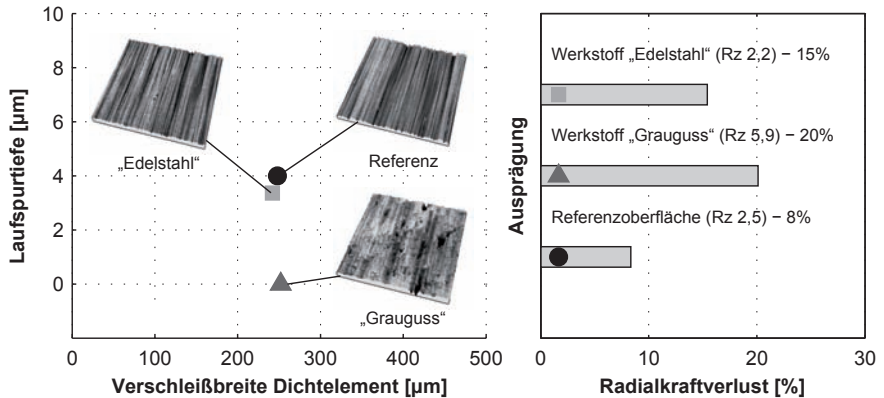


Bild 4.33 EG2-6 Wellenwerkstoff - Verschleißkenngrößen: Laufspurtiefe, Verschleißbreite und Radialkraftverlust

Bild 4.33 zeigt die zugehörigen Verschleißkenngrößen. Es zeigt sich, dass die Dichtungsgegenlauffläche aus Edelstahl hinsichtlich Laufspurtiefe und Verschleißbreite mit der Referenzoberfläche vergleichbar ist. Die Oberfläche aus Grauguss führte zur einer nicht messbaren Laufspurtiefe bei sonst gleicher Verschleißbreite. Der Radialkraftverlust beider Ausprägungen ist mit maximal 20 % mäßig.

Fazit

Beide Wellen dieser Kategorie haben eine funktionssichere Abdichtung über 20 Stunden ermöglicht. Im Versuch am Experimentalgetriebe führten sie zu Wellentemperaturen, die mit der Referenz vergleichbar sind. Obwohl beide Ausprägungen nicht gehärtet sind, konnte kein übermäßiger Einlauf in Form einer tiefen Laufspur festgestellt werden. Bei der Interpretation dieses Vergleichs muss beachtet werden, dass nicht nur der Werkstoff sondern auch das Fertigungsverfahren unterschiedlich ist. Die resultierenden Oberflächen sind nicht vergleichbar. Obwohl sich beide Dichtungsgegenlaufflächen zur Abdichtung von Fließfetten als geeignet erwiesen haben, kann keine pauschale Aussage über den Einfluss des Werkstoffs getroffen werden.

4.5 Schmierstoff

Zur Untersuchung des Schmierstoffeinflusses wurde auf 13 handelsübliche Fließfette zurückgegriffen, Tabelle 4.9 und Tabelle 4.10. Die Verwendung dieser vom Hersteller auf die jeweilige Anwendung optimierten Schmierfette hat eine gute Übertragbarkeit der erzielten Ergebnisse auf die Praxis zum Vorteil. Die Einsatzgrenzen des Gesamtsystems sind darüber hinaus mit unadditivierten Labormustern nicht ermittelbar. Nachteilig ist, dass die genaue Zusammensetzung der Fließfette nicht bekannt ist. Die Herstellerangaben beschränken sich in der Regel auf die NLGI-Klasse im Neuzustand, die Verdickerart, die Grundölart (mineralisch oder synthetisch), die

Tabelle 4.9 Übersicht untersuchter Fließfette mit mineralischem Grundöl, Angaben gemäß Hersteller

Bezeichnung	NLGI-Klasse	Verdickerart	Grundölart	Grundölviskosität [mm ² /s] bei 40°C	Dichte [kg/m ³] bei 20°C	$\theta_{\min} / \theta_{\max}$ [°C]
SF-A1	0	Lithiumseife	Mineralöl	141	886	-40 / 140
SF-A2	00	Lithiumseife	Mineralöl	125	911	-40 / 140
SF-B1	0	Lithiumseife	Mineralöl	400	900	-25 / 150
SF-B2	00	Lithiumseife	Mineralöl	700	900	-25 / 150
SF-B3	000+	Lithiumseife	Mineralöl	110	940	-30 / 100
SF-D1	00	Lithiumseife	Mineralöl	160	k.A.	k.A.
SF-D2	000	Lithiumseife	Mineralöl	320	k.A.	k.A.

Tabelle 4.10 Übersicht untersuchter Fließfette mit synthetischem Grundöl, Angaben gemäß Hersteller

Bezeichnung	NLGI-Klasse	Verdickerart	Grundölart	Grundölviskosität [mm ² /s] bei 40°C	Dichte [kg/m ³] bei 20°C	$\theta_{\min} / \theta_{\max}$ [°C]
SF-B4	00	Lithiumseife	Synthetiköl	120	990	-30 / 120
SF-B5	0	Aluminium-K-Seife	Synthetiköl	30	870	-30 / 120
SF-B6	0-00	Barium-K-Seife	Synthetiköl	30	910	-60 / 150
SF-B7	0-00	Calciumseife	Synthetiköl	30	800	-50 / 140
SF-C1	00	Polyharnstoff	Synthetiköl	180	900	-40 / 160
SF-D3	00	Polyharnstoff	Synthetiköl	220	k.A.	-30 / 170

Grundölviskosität, die Dichte sowie die minimale und maximale Einsatztemperatur für die vom Hersteller angegebene Anwendung. In Tabelle 4.9 und Tabelle 4.10 sind die Fließfette nach Herstellern gruppiert. Die Auswahl beinhaltet sieben Fließfette auf Mineralölbasis und sechs auf Basis eines Synthetiköls. Alle auf Mineralöl basierenden Fließfette sind mit Lithiumseife verdickt und unterscheiden sich hinsichtlich ihrer NLGI-Klasse und ihrer Grundölviskosität. Die Fließfette auf Basis eines Synthetiköls unterscheiden sich anhand des Verdickers und der Grundölviskosität. Deren NLGI-Klasse liegt zwischen 0 und 00. Fließfett SF-B3 weist eine so geringe Konuspenetration nach [59] auf, dass sie außerhalb der NLGI-Klassifizierung nach [58] liegt. Die in dieser Arbeit gewählte Angabe „000+“ verdeutlicht dies. Die Auswertung der Versuche erfolgt durch Vergleich der Versuchsergebnisse mehrerer Fließfette, welche sich nur in einem Parameter unterscheiden. Die betrachteten Kategorien sind die Grundölviskosität, die Schmierfettkonsistenz sowie die Verdickerart.

Die Benennung der Varianten in den Ergebnisdarstellungen erfolgt in folgender Form.

Bezeichnung (Grundölart;Verdickerart;NLGI-Klasse;Grundölviskosität)
bspw. SF-A1 (Min;Li;0;141)

4.5.1 Grundölviskosität

Das Grundöl hat mit 60 - 90 % den größten Anteil am Schmierfett. Die Angabe zur Viskosität gilt für das Grundöl, bevor es im Herstellungsprozess mit dem Verdicker reagiert. Zur Bestimmung des Einflusses der Grundölviskosität werden zwei Fließfettpaare miteinander verglichen. Bild 4.34 zeigt die versuchsbegleitenden Messgrößen der Fließfette SF-A1 und SF-B1 und die der bis auf die NLGI-Klasse gleichen Fließfette SF-A2 und SF-B2. In beiden Vergleichen haben die Fließfette ein mineralisches Grundöl, einen Lithiumseifen-Verdicker und dieselbe NLGI-Klasse. Bei der Betrachtung der Wellentemperaturen zeigt sich, dass die Messwerte innerhalb einer NLGI-Klasse eng zusammen liegen. Die Grundölviskosität zeigt jedoch keinen dominanten Einfluss. Der Getriebedruck ist mit Ausnahme des Fließfetts SF-B2 innerhalb des Vergleichs sehr konstant und zeigt, wie auch die Umfeldtemperatur, keine Korrelation zur Grundölviskosität. Bild 4.35 zeigt die zugehörigen Verschleißkenngrößen. Der Verschleiß dieser Kategorie stellt sich bei allen vier Fließfetten ähnlich

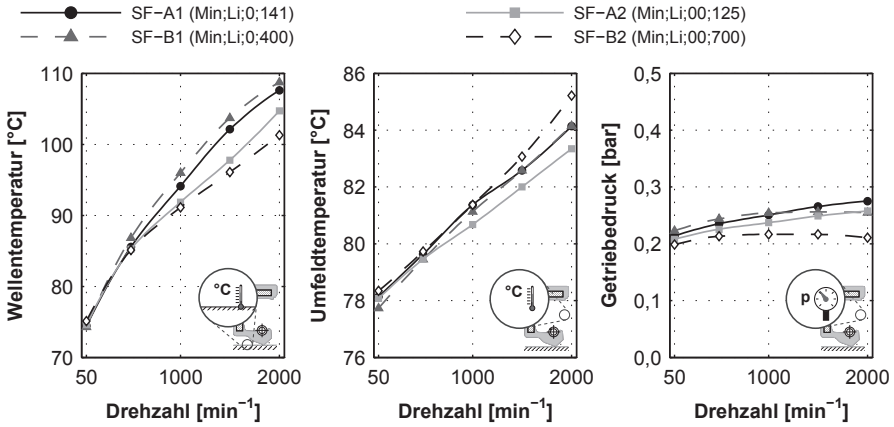


Bild 4.34 EG3-1 Grundölviskosität - Versuchsbegleitende Messgrößen: Wellentemperatur-, Umfeldtemperatur- und Getriebedruckverlauf

dar. Lediglich das Fließfett SF-A1 weist eine etwas geringere Verschleißbreite auf. Der Radialkraftverlust aller Ausprägungen ist mäßig. Die Verschleißkenngrößen zeigen keine Korrelation zur Grundölviskosität.

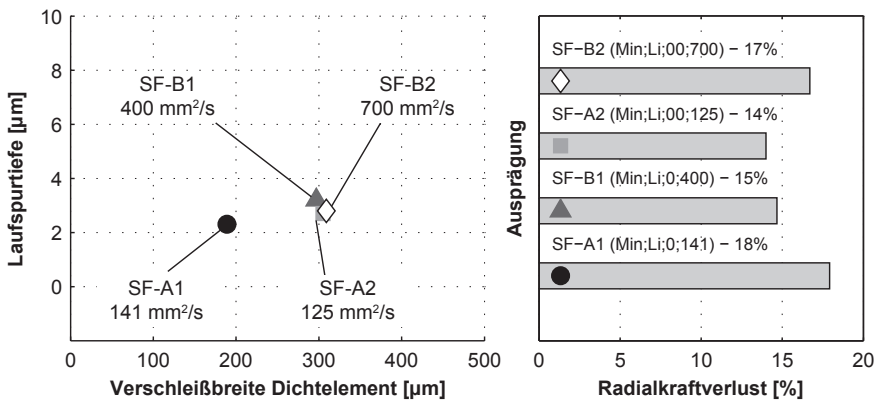


Bild 4.35 EG3-1 Grundölviskosität - Verschleißkenngrößen: Laufspurtiefe, Verschleißbreite und Radialkraftverlust

Fazit

Beim Vergleich von Fließfetten mit unterschiedlicher Grundölviskosität kann keine Korrelation zu den versuchsbegleitenden Messwerten oder den Verschleißkennwerten festgestellt werden. Über den Einfluss der Viskosität bei ölgeschmierten Systemen ist bekannt, dass die Temperaturen im Dichtspalt mit der Viskosität ansteigen [113]. Das Reibmoment verbleibt dabei auf einem konstanten Niveau, da die effektive Viskosität temperaturabhängig ist und durch die steigende Temperatur sinkt [23]. In den durchgeführten Untersuchungen konnte festgestellt werden, dass keine durch die Grundölviskosität verursachte Änderung der Wellentemperatur bei Fließfetten erkennbar ist. Auf Basis des bekannten Einflusses bei ölabdichtenden Systemen kann daher darauf geschlossen werden, dass sich bei fließfettbeaufschlagten Dichtsystemen nicht nur Grundöl, sondern das Fließfett als Ganzes im Dichtspalt befindet.

4.5.2 Schmierfettkonsistenz

Die Einteilung der Fette in NLGI-Konsistenzklassen wird über die Eindringtiefe eines Standardkonus bestimmt und ist damit kein Maß für die Viskosität des Fließfetts. Diese ist neben der Temperatur stark von der aktuellen Scherrate sowie von der Vorbelastung abhängig. Die NLGI-Klasse kann als Maß für die Fließfähigkeit des Schmierstoffs im Getriebe herangezogen werden. Je geringer diese ist, desto fließfähiger ist der Schmierstoff.

Bild 4.36 zeigt die versuchsbegleitenden Messgrößen dieses Vergleichs. Es werden fünf lithiumverseifte Fließfette auf Mineralölbasis sowie ergänzend ein unadditiviertes FVA-Referenzöl 3 nach [114] verglichen. Bis auf das Fließfett SF-D2 weisen alle Fette eine vergleichbare Grundölviskosität auf. Die Wellentemperatur zeigt im Versuch eine deutliche Korrelation zur NLGI-Klasse. Je geringer die NLGI-Klasse, desto geringer ist auch die Wellentemperatur. Die Umfeldtemperatur und der Getriebedruck variieren zwar verhältnismäßig stark, zeigen aber keine direkte Abhängigkeit von der NLGI-Klasse. Bild 4.37 zeigt die Verschleißkenngrößen. Die Laufspurtiefe sowie der Radialkraftverlust sind durchweg einheitlich. Die Verschleißbreite ist bei Fließfett SF-D2 und SF-A2 vergleichsweise hoch. Eine Korrelation zur NLGI-Klasse zeigt sich jedoch nicht.

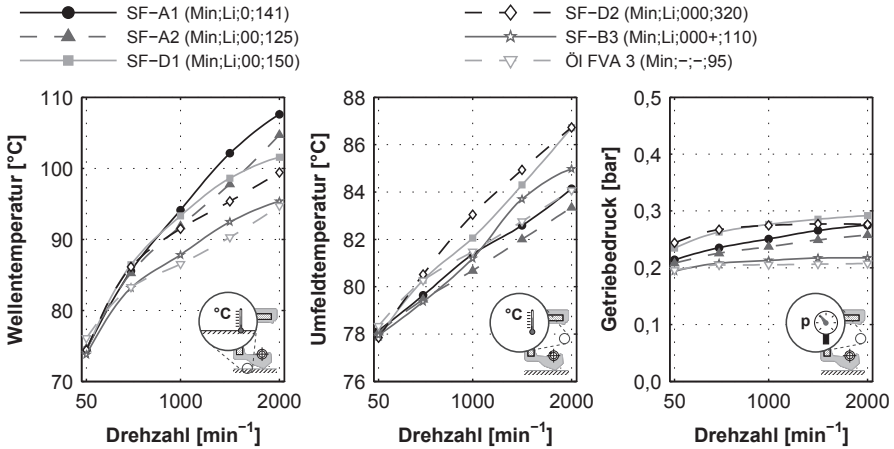


Bild 4.36 EG3-2 NLGI-Klasse - Versuchsbegleitende Messgrößen: Wellentemperatur-, Umfeldtemperatur- und Getriebedruckverlauf

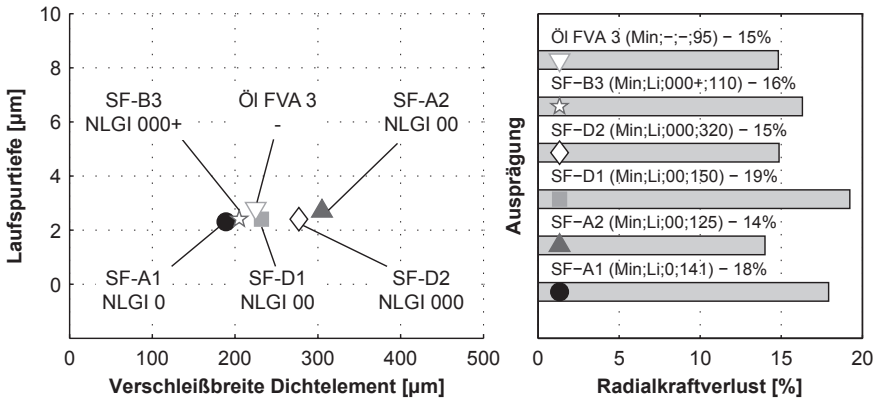


Bild 4.37 EG3-2 NLGI-Klasse - Verschleißkenngrößen: Laufspurtiefe, Verschleißbreite und Radialkraftverlust

Fazit

Die Untersuchungen in der Kategorie NLGI-Klasse zeigen, dass diese einen dominanten Einfluss auf die Wellentemperatur hat, die nur bedingt durch die Tribologie im Dichtspalt hervorgerufen wird. Die Beeinflussung kommt hierbei von der Fließ-

fähigkeit des Schmierstoffs und damit von seinen rheologischen Eigenschaften. Je geringer die NLGI-Klasse ist, desto fließfähiger ist das Fließfett. Dadurch ergeben sich ein besserer Schmierstoffaustausch zwischen direktem Dichtungsumfeld und dem Fettsumpf im Experimentalgetriebe und eine bessere Kühlung des Dichtkontakts. Wie auch die Erkenntnisse der Einflussgröße „Dichtungsumfeld“ zeigen, kann die Wellentemperatur durch einen optimierten Austausch von Schmierstoff gesenkt werden.

4.5.3 Verdickerart

Die Betrachtung des Einflusses des Verdickers erfolgt anhand der sechs Fließfette mit synthetischem Grundöl. Alle Fließfette dieses Vergleichs sind den NLGI-Klassen 0 bis 00 zuzuordnen. Die Grundölviskositäten variieren je nach Fett zwischen 30 und 220 mm²/s. Wie in Kapitel 4.5.1 gezeigt, hat diese jedoch einen untergeordneten Einfluss.

Bild 4.38 zeigt die versuchsbegleitenden Messgrößen. Auffällig sind die großen Unterschiede zwischen den untersuchten Fließfetten beim Vergleich der Wellentemperatur. Bei 2.000 min⁻¹ weichen die Wellentemperaturen des Fließfetts SF-B4 und

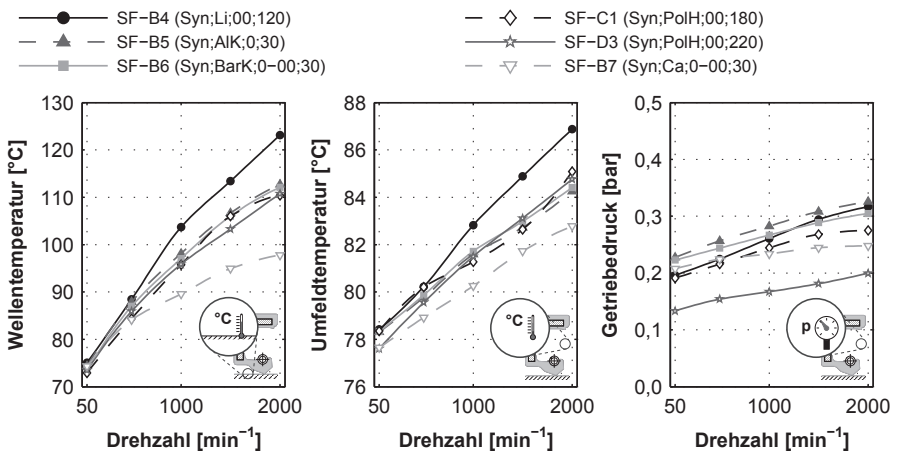


Bild 4.38 EG3-3 Verdickerart - Versuchsbegleitende Messgrößen: Wellentemperatur-, Umfeldtemperatur- und Getriebedruckverlauf

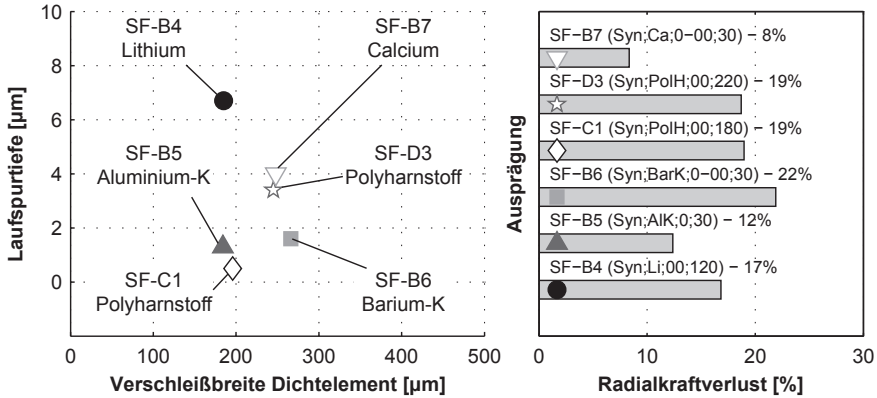


Bild 4.39 EG3-3 Verdickerart - Verschleißkenngrößen: Laufspurtiefe, Verschleißbreite und Radialkraftverlust

SF-B7 um ca. 25 K voneinander ab. Die restlichen Fließfette verursachen nahezu identische Wellentemperaturen. Auch bei der Umfeldtemperatur ist feststellbar, dass das Fließfett SF-B7 die geringsten und das Fließfett SF-B4 die höchsten Temperaturen verursacht. Die Getriebedrücke zeigen stark unterschiedliche Verlaufsniveaus, die jedoch weder mit der Wellentemperatur noch mit der Umfeldtemperatur korrelieren. Wie Bild 4.39 zeigt, weichen auch die Verschleißkenngrößen stark voneinander ab. Während die Verschleißbreiten etwa auf demselben Niveau sind, variiert die Laufspurtiefe stark. Der Radialkraftverlust ist bei allen Fließfetten mit maximal 22 % mäßig.

Fazit

Die Ergebnisse dieser Kategorie müssen kritisch betrachtet werden. Das stark unterschiedliche Funktionsverhalten der betrachteten Fließfette kann nicht allein auf den Verdicker zurückgeführt werden. Neben der Verdickerart können die Fließfette unterschiedliche synthetische Grundöle sowie eine abweichende Additivierung aufweisen. Untersuchungen zum Einfluss der Additivierung von Ölen auf Radialwellendichtungen [28] zeigen, dass schon einzelne Additive einen maßgeblichen Einfluss auf die Funktion des Dichtsystems haben können. Da in dieser Arbeit handelsübliche Fließfette eingesetzt sind, ist die genaue Zusammensetzung unbekannt. Die Herstel-

ler geben darüber in der Regel keine Auskunft. Die Ergebnisse zeigen jedoch die eigentliche Problemstellung, die der Konstrukteur bei der Wahl des Schmierstoffs ausgesetzt ist. Fließfette, die bei erster Betrachtung der Herstellerangaben ähnliche Zusammensetzungen und Anwendungsbereiche aufweisen, können ein stark abweichendes Funktions- und Verschleißverhalten des Dichtsystems hervorrufen. Auf eine Rücksprache mit dem Schmierstoffhersteller darf bei der Auswahl eines dem Anwender nicht hinreichend bekannten Fließfetts daher nicht verzichtet werden. Darüber hinaus sind Funktionsuntersuchungen am realen Bauteil zum Erzielen hoher Produktzuverlässigkeiten immer zu empfehlen.

4.6 Dichtungsumfeld

Als Dichtungsumfeld wird in dieser Arbeit der innere Raum des Versuchstriebes bezeichnet. Einflüsse aus dem äußerem, luftseitigen Umfeld, wie Verschmutzung oder Luftströmungen sind nicht betrachtet. Das innere Dichtungsumfeld lässt sich dabei in einen direkten und einen indirekten Bereich einteilen. Das direkte Dichtungsumfeld ist der Bereich zwischen dem Dichtelement und dem Wälzlager, Bild 3.1. Das Wälzlager wird ebenfalls zum direkten Dichtungsumfeld gezählt. Als indirektes Dichtungsumfeld wird der Bereich ab dem Wälzlager bezeichnet. Im Versuchstrieb beeinflussen hier die Zahnräder die Fließfettströmung.

4.6.1 Kegelrollenlager

In dieser Kategorie wurde das Rillenkugellager des Referenzsystems durch ein Kegelrollenlager der Bauform FAG 30210 A und den Abmessungen 50 x 90 x 22 mm ersetzt. Durch die Form des Innenrings ergibt sich eine axiale Förderwirkung des Kegelrollenlagers, die bei einer O-Anordnung dem Dichtsystem zu- und in einer X-Anordnung vom Dichtsystem weg fördert. Grund hierfür ist der zu einer Seite des Lagers ansteigende Durchmesser des Innenrings. Tabelle 4.11 zeigt die im direkten Dichtungsumfeld verbliebene Menge an Fließfett nach dem Versuch. Diese wurde mit einem Spatel aus dem direkten Dichtungsumfeld entnommen und anschließend gewogen. Das Kegelrollenlager in X-Anordnung führt dazu, dass sich nach den Ver-

Tabelle 4.11 EG4-1 Kegelrollenlager - Verbliebene Fließfettmenge im direkten Dichtungsumfeld; 30 ml vor Versuchsbeginn

Ausprägung:	Referenzsystem	„zufördernd“	„wegfördernd“
Fließfettmenge:	 21 ml	 20 ml	 10 ml

suchen nur noch 10 ml Fließfett im Dichtungsumfeld befinden. Dies entspricht in etwa 50 % der verbliebenden Fließfettmenge des Referenzsystems. Bei der zufördernden Anordnung ist die Menge mit dem Referenzsystem vergleichbar. Eine Förderwirkung durch das Wälzlager ist demnach vorhanden. Die Auswirkung des Einsatzes eines Kegelrollenlagers auf die versuchsbegleitenden Messgrößen zeigt Bild 4.40.

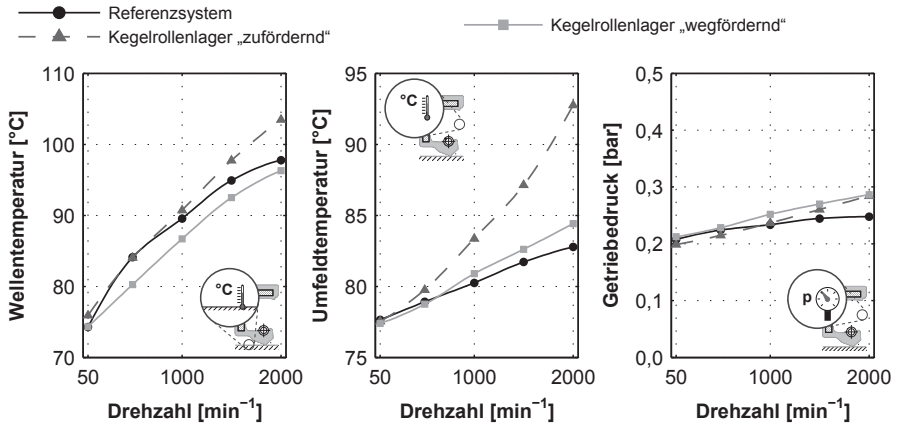


Bild 4.40 EG4-1 Kegelrollenlager - Versuchsbegleitende Messgrößen: Wellentemperatur-, Umfeldtemperatur- und Getriebedruckverlauf

Die zufördernde Lageranordnung führte im Versuch zu leicht höheren Wellentemperaturen gegenüber der wegfördernden Anordnung und dem Referenzsystem. Auffallend ist die stark erhöhte Umfeldtemperatur der zufördernden Anordnung. Deren Anstieg ist überproportional zur Drehzahl und ist nicht durch einen erhöhten Getriebedruck hervorgerufen. Bild 4.41 zeigt die zugehörigen Verschleißkenngrößen.

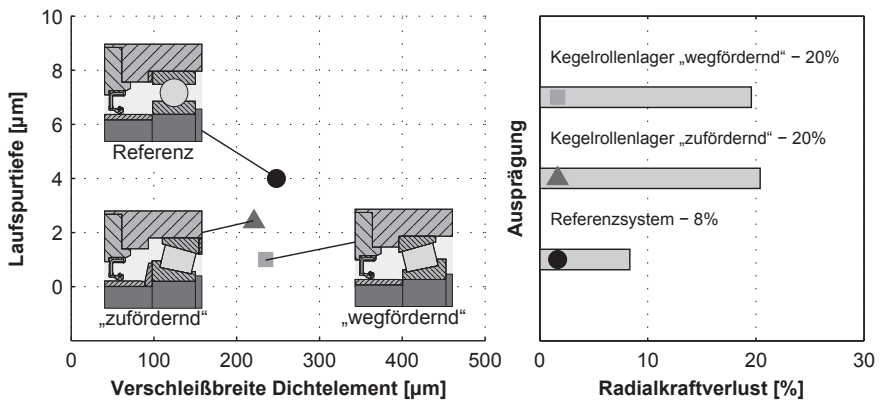


Bild 4.41 EG4-1 Kegelrollenlager - Verschleißkenngrößen: Laufspurtiefe, Verschleißbreite und Radialkraftverlust

Keine der Anordnungen des Kegelrollenlagers wirkt sich negativ auf die Verschleißkenngrößen aus. Die Verschleißbreiten sind ähnlich dem Referenzsystem und die Laufspurtiefen beider Anordnungen sind sogar geringer. Der Radialkraftverlust beider Anordnungen ist mit maximal 20 % mäßig.

Fazit

Beim Einsatz von Kegelrollenlagern ist eine Förderwirkung in axialer Richtung vorhanden. Dies äußerte sich durch die geringere Menge verbliebenden Fließfetts im Dichtungsumfeld nach dem Versuch mit der wegfördernden Anordnung. Über die Versuchsdauer von 20 Stunden trat keine Mangelschmierung auf. Auffallend ist eine erhöhte Temperatur im Dichtungsumfeld der zufördernden Lageranordnung. Zusammen mit der leicht erhöhten Wellentemperatur ist dies ein Indiz dafür, dass das Fließfett zwar in Richtung des Dichtsystems gefördert wird, sich jedoch kein Austausch von Fließfett zwischen Dichtungsumfeld und Fettsumpf einstellt. Eine Lagerung der Welle mit Rillenkugellagern, welche Fließfett in beide Richtungen austauschen, ist vorzuziehen.

4.6.2 Schrägkugellager

Der Einsatz des Schrägkugellagers der Bauform SKF 7210 BEP und den Abmessungen 50 x 90 x 20 mm erfolgte analog zum Kegelrollenlager. Tabelle 4.12 zeigt die im direkten Dichtungsumfeld verbliebene Menge an Fließfett nach dem Versuch. Wie der Unterschied an verbliebene Mengen an Fließfett im Dichtungsumfeld zeigt,

Tabelle 4.12 EG4-2 Schrägkugellager - Verbliebene Menge Fließfett im direkten Dichtungsumfeld; 30 ml vor Versuchsbeginn

Ausprägung:	Referenzsystem	„zufördernd“	„wegfördernd“
Fließfettmenge:	21 ml	19 ml	15 ml

ist die Förderwirkung mit einem Schrägkugellager weniger ausgeprägt als bei einem Kegelrollenlager. Die wegfördernde Anordnung lässt mit 15 ml nur geringfügig weniger Fließfett im Dichtungsumfeld als die zufördernde Anordnung mit 19 ml. Bild 4.42 zeigt die versuchsbegleitenden Messgrößen. Diese zeigen ähnlich der Ka-

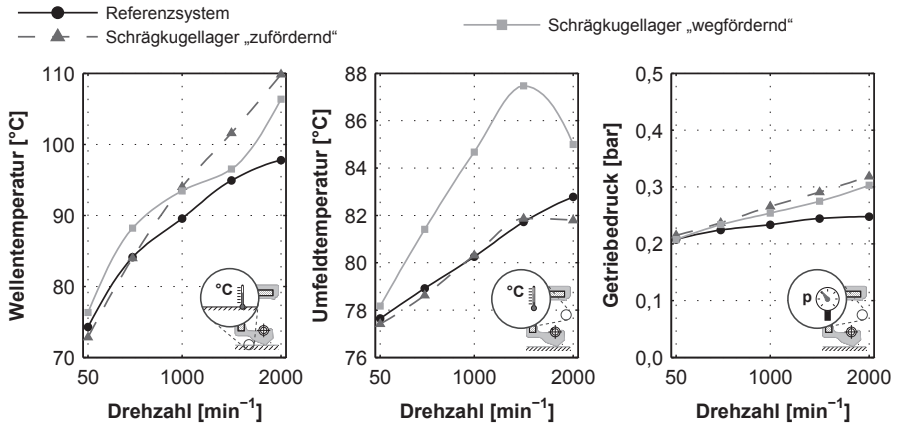


Bild 4.42 EG4-2 Schrägkugellager - Versuchsbegleitende Messgrößen: Wellentemperatur-, Umfeldtemperatur- und Getriebedruckverlauf

tegorie „Kegelrollenlager“ auch eine leicht erhöhte Wellentemperatur der zufördernden Anordnung auf. Hier führt die wegfördernde Anordnung zu erhöhten Temperaturen im direkten Umfeld des Dichtsystems. Die Getriebedrücke beider Anordnungen des Schrägkugellagers sind gegenüber dem Referenzsystem leicht erhöht, was als Ursache für höhere Wellentemperaturen gewertet werden kann. Bild 4.43 zeigt die Verschleißkenngrößen.

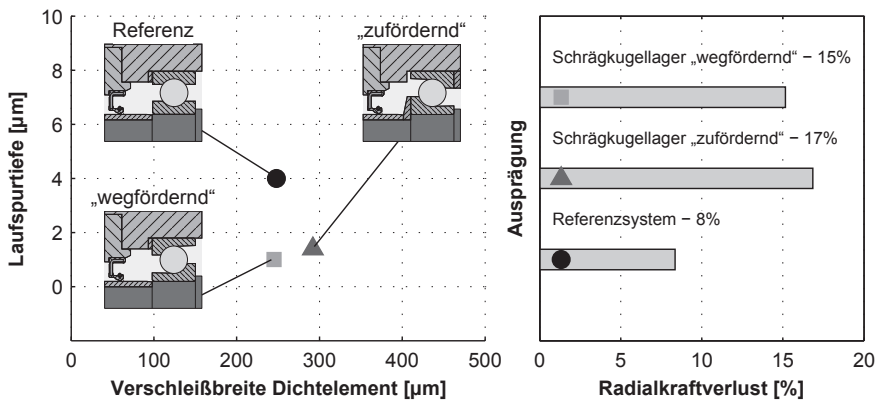


Bild 4.43 EG4-2 Schrägkugellager - Verschleißkenngrößen: Laufspurtiefe, Verschleißbreite und Radialkraftverlust

Beide Anordnungen führen zu geringen Laufspurtiefen und Verschleißbreiten, die auf dem Niveau des Referenzsystems liegen. Der Radialkraftverlust beider Anordnungen ist mit maximal 17 % mäßig.

Fazit

Schräggugellager weisen eine axiale Förderrichtung in Abhängigkeit der Lageranordnung auf. Die Messung der verbliebenen Menge an Fließfett im direkten Dichtungsumfeld zeigt, dass diese jedoch weniger ausgeprägt ist als bei Kegelrollenlagern. Beide Lageranordnungen führten zu höheren Wellentemperaturen als das Referenzsystem. Bei der wegfördernden X-Anordnung stieg die Umfeldtemperatur an. Eine Ursache konnte hierfür nicht gefunden werden. Obwohl die wegfördernde Anordnung nach 20 Stunden Versuchsdauer noch verhältnismäßig viel Fließfett am Dichtsystem ließ, ist anzunehmen, dass es keinen Austausch von Fließfett zwischen Dichtsystem und Fettsumpf durch das Wälzlager gibt. Eine förderneutrale Lagerung mit einem Rillenkugellager ist daher dieser Lagerbauform vorzuziehen.

4.6.3 Prallblech

Als Prallbleche kamen statische Scheiben fettseitig vor der Dichtkante des Dichtelements zum Einsatz, Bild 4.45. Die verschiedenen Ausprägungen sind dabei nach dem Innendurchmesser abgestuft. Die Prallbleche waren alle 1,5 mm dick und befanden sich mit einem Abstand von 5 mm fettseitig vor der Dichtkante. Das Ziel beim Einsatz von Prallblechen ist, durch „Bevorratung“ Fließfett im direkten Dichtungsumfeld zu halten.

Wie Tabelle 4.13 zeigt, weicht die im direkten Dichtungsumfeld verbliebende Menge an Fließfett nahezu nicht vom Referenzsystem ohne Prallblech ab. Bild 4.44 zeigt

Tabelle 4.13 EG4-3 Prallblech - Verbliebene Menge Fließfett im direkten Dichtungsumfeld; 30 ml vor Versuchsbeginn

Ausprägung:	Referenzsystem	„klein“ Ø 55 mm	„mittel“ Ø 60 mm	„groß“ Ø 65 mm
Fließfettmenge:	21 ml	19 ml	19 ml	20 ml

die versuchsbegleitenden Messgrößen mit Prallblechen im direkten Dichtungsum-

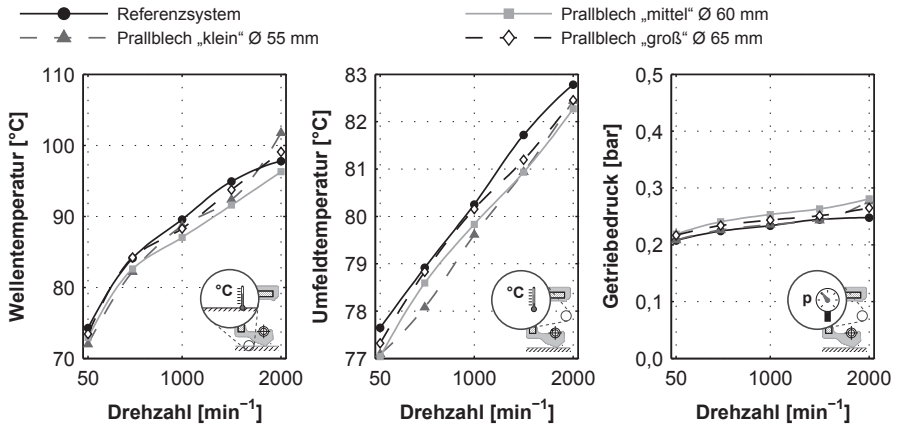


Bild 4.44 EG4-3 Prallblech - Versuchsbegleitende Messgrößen: Wellentemperatur-, Umfeldtemperatur- und Getriebedruckverlauf

feld. Auf die versuchsbegleitenden Messgrößen zeigen Prallbleche auch keine Auswirkungen. Geringe Einflüsse der Prallbleche lassen sich bei den Verschleißkenngrößen in Bild 4.45 feststellen. Hier führen Prallbleche der Ausprägungen „mittel“ und „groß“ zu geringen Laufspurtiefen. Bei der Ausprägungen „klein“ verschleißt die Dichtkante etwas mehr. Die Radialkraftverluste sind mit maximal 22 % mäßig.

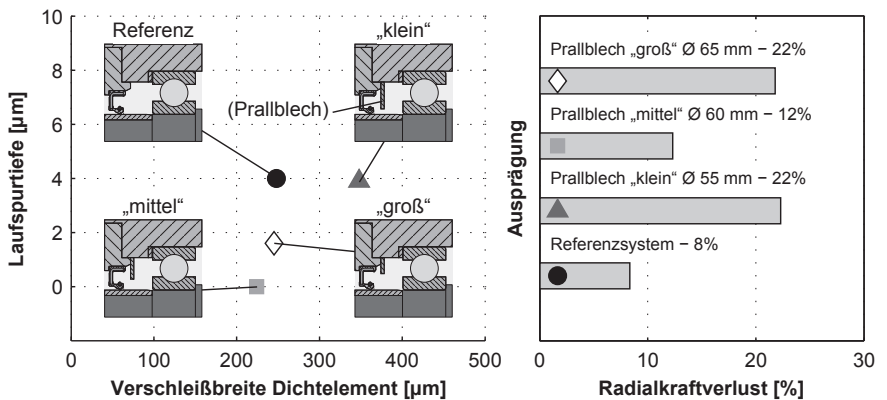


Bild 4.45 EG4-3 Prallblech - Verschleißkenngrößen: Laufspurtiefe, Verschleißbreite und Radialkraftverlust

Fazit

Der Einsatz von Prallblechen zeigte kaum Auswirkung auf das Funktionsverhalten des Dichtsystems. Lediglich die Laufspurtiefe fiel bei Verwendung von Prallblechen der Ausprägungen „mittel“ und „groß“ geringer aus als beim Referenzsystem. Auf Basis der versuchsbegleitenden Messgrößen und der Menge an verbliebenem Fließfett im direkten Dichtungsumfeld, ist dies jedoch nicht zweifelsfrei auf den Einsatz der Prallbleche zurückführbar. Prallbleche sind zur Optimierung fließfettbeuschlagter Dichtsysteme nicht geeignet.

4.6.4 Schleuderscheibe

Der Einsatz von Schleuderscheiben hat zum Ziel, das Fließfett im direkten Dichtungsumfeld in Bewegung zu halten, um so die Schmierstoffzirkulation im Getriebe zu begünstigen. Die eingesetzten Schleuderscheiben unterschiedlicher Außendurchmesser sind mit der Wellenhülse und einer zusätzlichen Abstandshülse auf der rotierenden Welle fixiert, Bild 4.47. Mit einem axialen Abstand zur Dichtkante von 6,5 mm und einer Dicke von 1,5 mm befinden sie sich mittig zwischen Dichtkante und Wälzlager. Die verschiedenen Ausprägungen dieser Kategorie sind nach dem Außendurchmesser der Schleuderscheibe abgestuft. Dicke und Position der Schleuderscheiben untereinander sind gleich.

Wie Tabelle 4.14 zeigt, haben die Schleuderscheiben keine Auswirkung auf die Fließfettversorgung des Dichtsystems. Die verbliebenen Mengen nach den Versu-

Tabelle 4.14 EG4-4 Schleuderscheibe - Verbliebene Menge Fließfett im direkten Dichtungsumfeld; 30 ml vor Versuchsbeginn

Ausprägung:	Referenzsystem	„klein“ Ø 55 mm	„mittel“ Ø 60 mm	„groß“ Ø 65 mm
Fließfettmenge:	21 ml	21 ml	21 ml	21 ml

chen entsprechen exakt dem Referenzsystem. Bild 4.46 zeigt die versuchsbegleitenden Messgrößen. Die Wellentemperaturen aller Ausprägungen der Schleuderscheibe sind niedriger als das Referenzsystem. Am wirksamsten ist dabei die Ausprägung „mittel“ mit einem Außendurchmesser von 60 mm. Bei einer Wellendrehzahl von

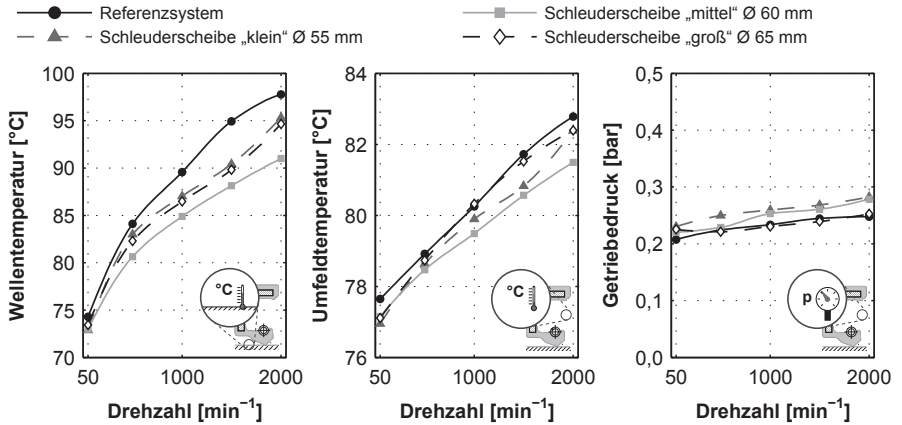


Bild 4.46 EG4-4 Schleuderscheibe - Versuchsbegleitende Messgrößen: Wellentemperatur-, Umfeldtemperatur- und Getriebedruckverlauf

2.000 min⁻¹ besteht eine Temperaturdifferenz zum Referenzsystem von ca. 6,5 K. Umfeldtemperatur und Getriebedruck verbleiben auf dem Niveau des Referenzsystems. Bild 4.47 zeigt die Verschleißkenngrößen. Es zeigt sich, dass deutlich geringeren Laufspurtiefen und tendenziell geringere Verschleißbreiten der Dichtelemente vorliegen. Die Laufspurtiefen der Ausprägungen „mittel“ und „groß“ sind nicht

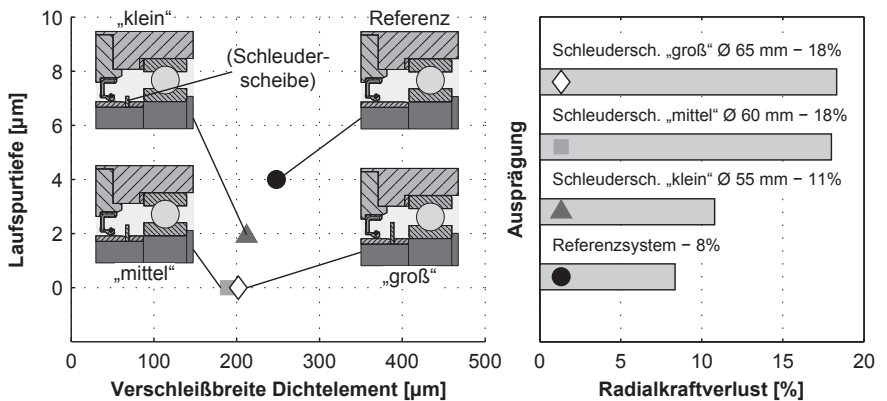


Bild 4.47 EG4-4 Schleuderscheibe - Verschleißkenngrößen: Laufspurtiefe, Verschleißbreite und Radialkraftverlust

messbar. Die Radialkraftverluste aller Ausprägungen sind mit maximal 18 % gering.

Fazit

Schleuderscheiben sind dynamische Elemente im direkten Dichtungsumfeld, die auch nur dort wirken. Auf die generelle Fließfettversorgung durch das Wälzlager haben diese keinen Einfluss. Durch die Rotation wird das Fließfett im direkten Dichtungsumfeld in ständiger Bewegung gehalten. Da die Wellentemperaturen mit Schleuderscheiben deutlich sinken, kann angenommen werden, dass durch die Fettbewegung die Wärme von der Welle besser abtransportiert wird. Schleuderscheiben wirken sich somit positiv auf das Dichtsystem aus. Sie sind eine konstruktive Maßnahme, um die Schmierstoffversorgung des Dichtsystems zu optimieren.

4.6.5 Versorgungsbohrung

Die Versorgungsbohrungen sind in den oberen Teil der Lagerschale des Experimentalgetriebes eingefräst. Die Versorgungsbohrung stellt dabei einen Bypass zum Wälzlager zwischen direktem Dichtungsumfeld und Fettraum dar. Hierbei wurden zwei Ausprägungen untersucht. Die Ausprägung „klein“ hat mit einem Querschnitt von 90 mm^2 eine Größe, wie sie für ölgeschmierte Systeme üblich ist. Bei der Ausprägung „groß“ ist die Lagerschale über einen breiten Bereich ausgefräst, der an der schmalsten Stelle einen Querschnitt von 200 mm^2 aufweist.

Die Untersuchungen haben ergeben, dass die Ausprägung „klein“ einen zu kleinen Querschnitt aufweist, als dass Fließfett durch sie hindurchfließt. Tabelle 4.15 zeigt die verbliebene Menge Fließfett nach dem Versuch. Diese ist bei der Ausprägung

Tabelle 4.15 EG4-5 Versorgungsbohrung - Verbliebene Menge Fließfett im direkten Dichtungsumfeld; 30 ml vor Versuchsbeginn

Ausprägung:	Referenzsystem	„klein“ 90 mm^2	„groß“ 200 mm^2
Fließfettmenge:			

„klein“ mit dem Referenzsystem identisch. Bei Vergrößerung der Versorgungsbohrung auf einen Querschnitt von 200 mm^2 wurde ein Großteil des vor Versuchsbeginn applizierte Fließfetts durch die Bohrung aus dem direkten Dichtungsumfeld abge-

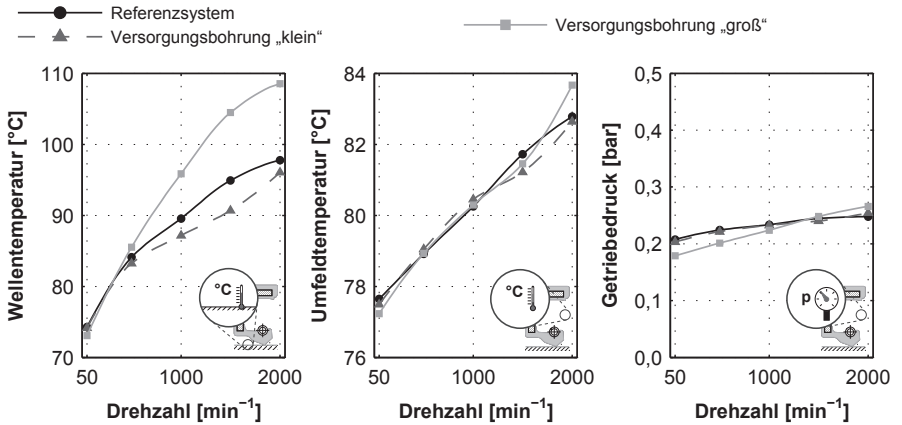


Bild 4.48 EG4-5 Versorgungsbohrung - Versuchsbegleitende Messgrößen: Wellentemperatur-, Umfeldtemperatur- und Getriebedruckverlauf

führt. Bild 4.48 zeigt die versuchsbegleitenden Messgrößen. Durch die kurz nach Versuchsbeginn schon sehr geringe Menge an Fließfett im direkten Dichtungsumfeld der Ausprägung „groß“ wurde das Dichtsystem bei schlechten Schmierungsbedingungen betrieben. Die Wellentemperatur ist deutlich erhöht. Die Ausprägung „klein“ verhält sich wie das Referenzsystem. Bild 4.49 zeigt die Verschleißkenngrößen. Die

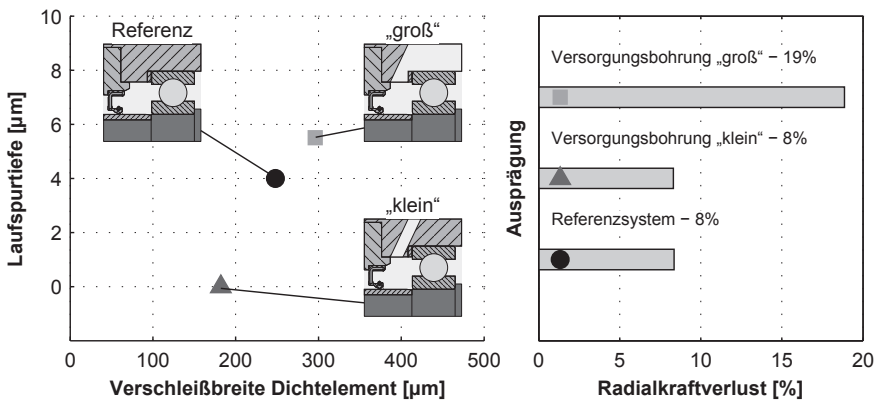


Bild 4.49 EG4-5 Versorgungsbohrung - Verschleißkenngrößen: Laufspurtiefe, Verschleißbreite und Radialkraftverlust

Mangelschmierung der Ausprägung „groß“ führt zu einer erhöhten Verschleißbreite und einer tieferen Laufspur. Der Radialkraftverlust ist vergleichsweise hoch. Er kann auf die erhöhten Wellentemperaturen im oberen Drehzahlbereich zurückgeführt werden.

Fazit

Durch die Anwendung einer Versorgungsbohrung mit einem Querschnitt, der für ölbeaufschlagte Systeme üblich ist, ließ sich kein vom Referenzsystem abweichendes Funktionsverhalten feststellen. Die Bohrung setzt sich mit Fließfett zu und ist nicht wirksam. Die vergrößerte Versorgungsbohrung hat sich als kontraproduktiv herausgestellt. Das vor Versuchsbeginn im direkten Dichtungsumfeld applizierte Fließfett wird weggeführt und es besteht Mangelschmierung. Im Versuch über 20 Stunden konnte zwar funktionssicher abgedichtet werden, in einer realen Anwendung ist diese Maßnahme jedoch nicht zielführend.

4.6.6 Raumlage

Die Raumlage beschreibt die Ausrichtung des Dichtsystems bzw. der Abtriebswelle. Hierzu wurde das gesamte Experimentalgetriebe mittels einer Schwenkvorrichtung des Getriebepfprüfstands ausgerichtet. In dieser Kategorie wurden die Ausprägungen „vertikal oben“, und „vertikal unten“ untersucht. Tabelle 4.16 zeigt die verbliebene Menge Fließfett im direkten Dichtungsumfeld. Bei der Ausrichtung in vertikaler An-

Tabelle 4.16 EG4-6 Raumlage - Verbliebene Menge Fließfett im direkten Dichtungsumfeld; 30 ml vor Versuchsbeginn

Ausprägung:	Referenzsystem	„vertikal oben“	„vertikal unten“
Fließfettmenge:	 21 ml	 5 ml	 33 ml

ordnung oben floss ein Großteil des vor Versuchsbeginn applizierten Fließfetts vom Dichtsystem weg. Nach dem Versuch konnten lediglich 5 ml verbliebendes Fließfett festgestellt werden. Es herrschte globale Mangelschmierung vor, sodass ab einer Drehzahl von 500 min^{-1} das System nicht mehr abdichtete und der Getriebedruck sank, Bild 4.50. Leckage trat nicht auf, da sich kein Fließfett an der Dichtkante be-

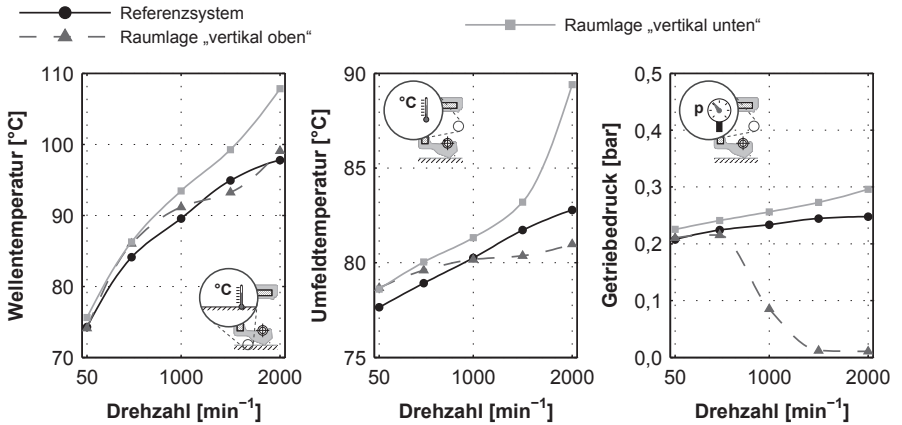


Bild 4.50 EG4-6 Raumlage - Versuchsbegleitende Messgrößen: Wellentemperatur-, Umfeldtemperatur- und Getriebedruckverlauf

fand. Diese Form der Mangelschmierung wird in Kapitel 5 weiter diskutiert. Bei der Ausprägung „vertikal unten“ war das Dichtsystem stets unter Vollschrnerung. Nach dem Versuch konnte dem Dichtungsumfeld mehr Fließfett entnommen werden als vor Versuchsbeginn appliziert wurde. Hier stiegen jedoch die Wellen- und Umfeldtemperatur bei einer Drehzahl von 2.000 min⁻¹ deutlich an. Bild 4.51 zeigt die Verschleißkenngrößen.

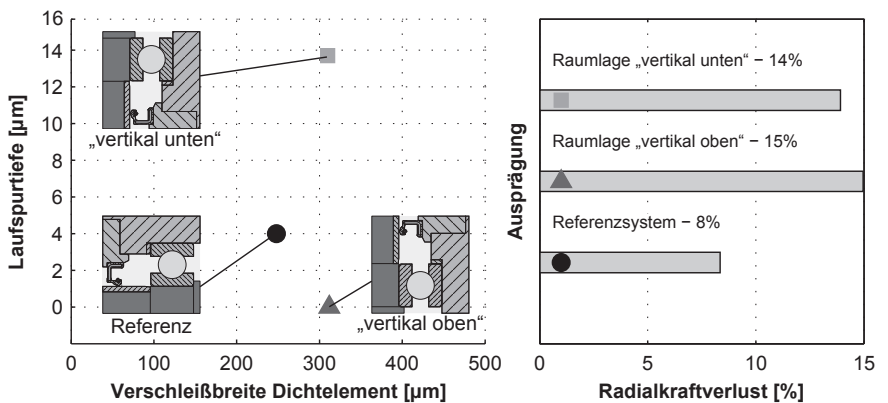


Bild 4.51 EG4-6 Raumlage - Verschleißkenngrößen: Laufspurtiefe, Verschleißbreite und Radialkraftverlust

Die Ausprägung „vertikal unten“ fällt durch eine mit $13,7\ \mu\text{m}$ mit sehr tiefe Laufspur auf. Die Verschleißbreite ist auf dem Niveau des Referenzsystems. Der Radialkraftverlust ist mit maximal 15 % gering.

Fazit

In dieser Kategorie wurden zusätzlich zur horizontalen Ausrichtung des Dichtsystems beide „Extreme“ einer vertikalen Anordnung, oben und unten, untersucht. Die vertikale Anordnung oben führte zum Versagen des Dichtsystems, da das Fließfett durch die Schwerkraft vom Dichtsystem wegfloss und globale Mangelschmierung entstand. Auch die Anordnung mit dem Dichtsystem unten führte zu einem verschlechterten Funktionsverhalten. Da das Dichtsystem den tiefsten Punkt im Experimentalgetriebe darstellt, liegt kein Austausch von Fließfett zwischen Dichtsystem und Fettsumpf vor. Dies resultiert in erhöhten Temperaturen der Welle und des Umfelds sowie in einem starken Einlauf der Dichtungsgegenlauffläche. Auf Basis der Untersuchungsergebnisse ist beiden vertikalen Anordnungen stets eine horizontale vorzuziehen. Vertikale Anordnungen, bei denen sich das Dichtsystem oben befindet, sind zu vermeiden.

4.6.7 Schrägverzahnung

Schrägverzahnte Zahnräder weisen zusätzlich zur Förderwirkung geradverzahnter Zahnräder in Umfangsrichtung eine Förderwirkung in axialer Richtung auf. Durch die Sichtscheiben im Experimentalgetriebe konnte im Zahneingriff visuell eine deutliche axiale Förderwirkung festgestellt werden. Nach dieser ist auch die Benennung der Ausprägungen in „zu-“ und „wegfördernd“ vorgenommen. Im Versuch wurde hierzu die Drehrichtung verändert. Untersucht wurden diese je mit Großrad bzw. Ritzel auf der Abtriebswelle.

Tabelle 4.17 zeigt die verbliebene Menge an Fließfett im direkten Dichtungsumfeld. Befindet sich das Ritzel auf der Abtriebswelle, so führt die zufördernde Ausprägung zu einer mit 30 ml vergleichsweise großen Menge an verbliebenem Fließfett. Bei der wegfördernden Ausprägung ist die Menge geringer, aber immer noch mit dem Referenzsystem vergleichbar. Befindet sich das Großrad auf der Abtriebswelle,

Tabelle 4.17 EG4-7 Schrägverzahnung - Verbliebene Menge Fließfett im direkten Dichtungsumfeld; 30 ml vor Versuchsbeginn

Ausprägung:	Referenzsystem	„Ritzel unten zufördernd“	„Ritzel unten wegfördernd“
Fließfettmenge:			
Ausprägung:		„Großrad unten zufördernd“	„Großrad unten wegfördernd“
Fließfettmenge:			

so ist das Verhältnis vertauscht. Fördert das Zahnradpaar am Zahneingriff in Richtung des Dichtsystems, so ist die Fließfettmenge minimal. Fördert es von Dichtsystem weg, ist die Fließfettmenge maximal. Bild 4.52 zeigt die versuchsbegleitenden Messgrößen. Tendenziell zeigt sich, dass die Ausprägungen mit dem Ritzel auf der Abtriebswelle zu geringeren Wellentemperaturen führen. Befindet sich das Großrad auf der Abtriebswelle, so ist die Wellentemperatur höher bei etwas geringerer Umfeldtemperatur. Die Getriebedrücke liegen bei allen Ausprägungen etwas oberhalb des Referenzsystems. Ein Einfluss der Förderrichtung wird jedoch nicht deutlich. Bild 4.53 zeigt die Verschleißkenngrößen. Hier zeigt sich, dass die Ausprägungen mit dem Großrad auf der Abtriebswelle zu geringen Laufspurtiefen führen. Die Ausprägung mit dem Ritzel auf der Abtriebswelle und dem Dichtsystem zufördernder

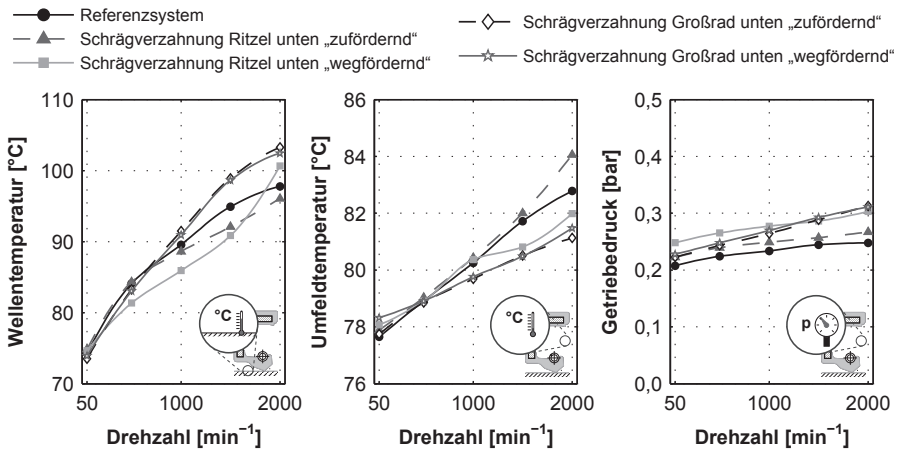


Bild 4.52 EG4-7 Schrägverzahnung - Versuchsbegleitende Messgrößen: Wellentemperatur-, Umfeldtemperatur- und Getriebedruckverlauf

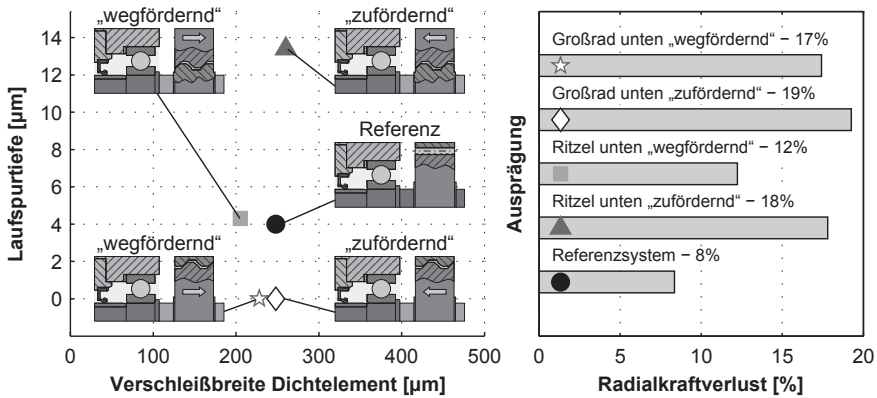


Bild 4.53 EG4-7 Schrägverzahnung - Verschleißkenngrößen: Laufspurtiefe, Verschleißbreite und Radialkraftverlust

Drehrichtung verursacht eine vergleichsweise tiefe Laufspur. Der Radialkraftverlust ist bei allen Ausprägungen mäßig.

Fazit

Die Schrägverzahnung weist zwar eine deutliche axiale Förderwirkung des Fließfetts auf, eine Korrelation zur verbliebenen Menge an Schmierstoff zeigt sich jedoch nicht. Durch das abgegrenzte Volumen im Experimentalgetriebe entsteht eine Ringströmung im Fließfett. Auch wenn die Verzahnung an der Stelle des Kontakts in Richtung des Dichtsystems fördert, kann die Strömung am Wälzlager vom Dichtsystem weg gerichtet sein. Auf Basis der Versuchsergebnisse lässt sich keine pauschale Aussage treffen. Die Anordnungen mit dem Ritzel auf der Abtriebswelle führen zwar zu geringeren Wellentemperaturen, verursachen jedoch etwas tiefere Laufspuren. Eine Empfehlung zur Gestaltung des Dichtungsumfelds kann auf Basis dieser Ergebnisse nicht abgeleitet werden.

4.7 Kombinierte Einflussgrößen

Die vorangehenden Funktionsuntersuchungen zeigen die Auswirkung einzelner Einflussgrößen auf das tribologische Dichtsystem. Im Dichtsystem stehen die Einflussgrößen jedoch in Wechselwirkung miteinander. Die Fragestellung ist nun, ob sich positiv bzw. negativ auswirkende Varianten der Funktionsuntersuchungen funktions-sicher miteinander kombinieren lassen und wie sich deren Kombination auf das Dichtsystem auswirkt. Hierzu werden auf Grundlage der vorangehenden Funktionsuntersuchungen je zwei Varianten pro Einflussgröße ausgewählt. Bei den Einflussgrößen Dichtungsgegenlauffläche, Schmierstoff und Dichtungsumfeld sind die Varianten mit der geringsten bzw. mit der höchsten Wellentemperatur ausgewählt. Bei der Einflussgröße Dichtelement führte die Variante mit der höchsten Wellentemperatur zur Leckage. Hier werden stattdessen das funktionssichere Dichtelement mit der höchsten Radialkraft sowie das mit der geringsten Wellentemperatur ausgewählt.

4.7.1 Versuchsplan und Auswertung

In zwei voneinander unabhängigen Versuchsabschnitten wurden die ausgewählten Varianten und die des Referenzsystems vollfaktoriell kombiniert, Tabelle 4.18 und Tabelle 4.19. Die beiden Versuchsabschnitte unterschieden sich in Kombination aus positiv („Best-Case“) und Kombinationen aus negativ („Worst-Case“) beeinflussen-

Tabelle 4.18 Übersicht untersuchter Kombinationen im Versuchsabschnitt „Best-Case“ - Positiver Einfluss auf das Dichtsystem

		Dichtungsumfeld ⇨		Referenzsystem (Rillenkugellager)		Schleuderscheibe „mittel“ Ø 60 mm	
		Dichtelement ⇨		DE-1	DE-1 ohne Zugfeder	DE-1	DE-1 ohne Zugfeder
SF-B7	Schleifen im Einstich	B-1 ✓	B-2 ✓	B-3 ✓	B-4 ✓		
SF-B7	Kugelstrahlen weich „grob“	B-5 ✓	B-6 ✘	B-7 ✓	B-8 ✘		
SF-B3	Schleifen im Einstich	B-9 ✓	B-10 ✓	B-11 ✓	B-12 ✓		
SF-B3	Kugelstrahlen weich „grob“	B-13 ✓	B-14 ✘	B-14 ✓	B-16 ✘		

↑ = funktionssicher ↑ ✘ = Leckage
Kombinationen „Best-Case“

↑ Schmierstoff ↑ Dichtungsgegenlauffläche

Tabelle 4.19 Übersicht untersuchter Kombinationen im Versuchsabschnitt „Worst-Case“ - Negativer Einfluss auf das Dichtsystem

Dichtungsumfeld ⇨		Referenzsystem (Rillenkugellager)		Schrägkugellager „zufördernd“	
		DE-1	DE-7	DE-1	DE-7
Dichtelement ⇨		DE-1	DE-7	DE-1	DE-7
SF-B7	Schleifen im Einstich	W-1 ✓	W-2 ✓	W-3 ✓	W-4 ✓
SF-B7	Kugelstrahlen hart „mittel“	W-5 ✓	W-6 ✓	W-7 ✓	W-8 ✓
SF-B4	Schleifen im Einstich	W-9 ✓	W-10 ✓	W-11 ✓	W-12 ✓
SF-B4	Kugelstrahlen hart „mittel“	W-13 ✓	W-14 ✓	W-14 ✓	W-16 ✓

↑ = funktionssicher ↑ = Leckage
 Schmierstoff Dichtungsgegenauflfläche Kombinationen „Worst-Case“

den Varianten. Dieses Vorgehen lässt eine Aussage über den funktionssicheren Betriebsbereich (Optimum zu Pessimum) fließfettbeaufschlagter Dichtsysteme zu. In jedem der beiden Versuchsabschnitte „Best-Case“ und „Worst-Case“ wurden je 16 Versuche durchgeführt. Die Versuchsdurchführung erfolgte analog zu den Funktionsuntersuchungen einzelner Einflussgrößen, Kapitel 4.2. Ausgewertet sind die versuchsbegleitenden Messgrößen Wellentemperatur, Umfeldtemperatur und Getriebedruck.

4.7.2 Ergebnisse kombinierter Einflussgrößen

Bis auf die Versuche B-6, B-8, B-14 und B-16 konnte bei allen Kombinationen funktionssicher über die Versuchsdauer von 20 Stunden abgedichtet werden. Die ausgefallenen Dichtsystemen beinhalten ein Dichtelement ohne Zugfeder und eine weich kugelgestrahlte Dichtungsgegenauflfläche der Ausprägung „grob“. Die Ausfälle zeichneten sich durch deutliche Leckage verbunden mit einem frühzeitigen Abfall des Getriebedrucks aus. Durch die Demontage der Spiralzugfeder reicht die verbliebene Radialkraft des Dichtelements nicht mehr aus, um auf der sehr rauen kugelgestrahlten Oberfläche abzudichten. Die ausgefallenen Kombinationen werden in den folgenden Darstellungen und Auswertungen nicht weiter berücksichtigt.

Bild 4.54 zeigt die gemittelten Wellentemperaturen aller funktionssicheren Kombinationen über der Drehzahl. Die Formatierung der Datenpunkte entspricht dem ver-

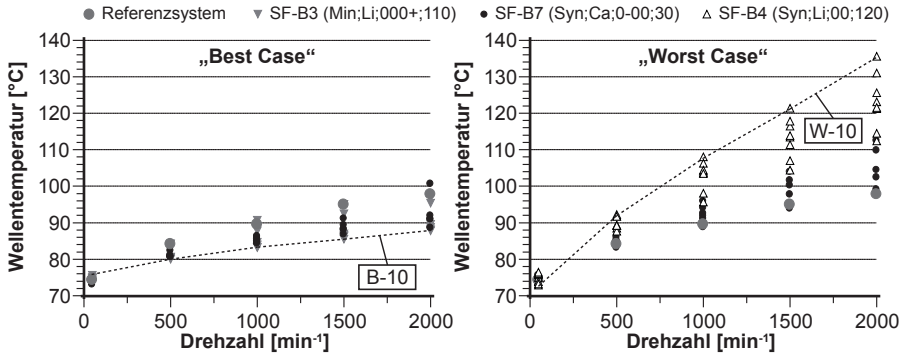


Bild 4.54 Wellentemperatur über Drehzahl, sortiert nach verwendetem Schmierstoff

wendeten Fließfett der jeweiligen Kombination. Die Ergebnisse zeigen, dass sich positive bzw. negative Auswirkungen der einzelnen Varianten miteinander kombinieren lassen. Ausgehend vom Referenzsystem sinken die Wellentemperaturen durch Kombination positiver Varianten im Versuchsabschnitt „Best-Case“ ab. Durch Kombination negativer Varianten im Versuchsabschnitt „Worst-Case“ steigen diese deutlich an.

Die optimale Kombination mit der geringsten Wellentemperatur wird mit Kombination B-10 erreicht. Das Dichtsystem besteht dabei aus dem Dichtelement DE-1 ohne Zugfeder, einer im Einstich geschliffenen Dichtungsgegenläufigfläche, dem Fließfett SF-B3 und dem Dichtungsumfeld des Referenzsystems. Der Versuch W-10 stellt dagegen die pessimale Grenze des Ergebnisraums dar. Das Dichtsystem besteht dabei aus dem Dichtelement DE-7, einer im Einstich geschliffenen Dichtungsgegenläufigfläche, dem Fließfett SF-B4 und dem Dichtungsumfeld des Referenzsystems.

Bei einer Drehzahl von 2.000 min^{-1} besteht zwischen Optimum und Pessimum eine Differenz von 48 K Wellentemperatur. Dies entspricht 49 % der Wellentemperatur des Referenzsystems bei 2.000 min^{-1} . Im Versuchsabschnitt „Worst-Case“ wird der Einfluss des Schmierstoffs sehr deutlich. Die höchsten Wellentemperaturen entstehen ausschließlich bei Verwendung des Fließfetts SF-B4. Im Versuchsabschnitt „Best-Case“ ist der Wertebereich der Wellentemperatur deutlich geringer als im Versuchsabschnitt „Worst-Case“. Tendenziell zeigt sich, dass mit Fließfett SF-B3 geringere Wellentemperaturen entstehen, als mit dem Referenzfließfett SF-B7.

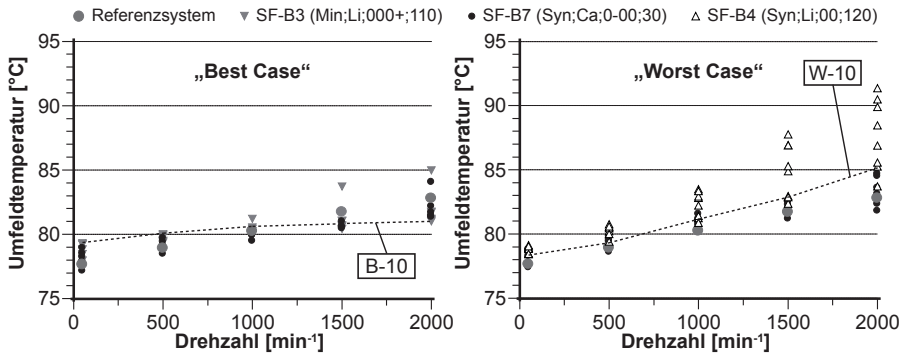


Bild 4.55 Umfeldtemperatur über Drehzahl, sortiert nach verwendetem Schmierstoff

Bild 4.55 zeigt die Umfeldtemperatur über der Drehzahl. Die hinsichtlich der Wellentemperatur definierte optimale bzw. pessimale Kombination ist jeweils im mittleren Temperaturbereich auffindbar. Bei 2.000 min^{-1} besteht zwischen minimaler und maximaler Umfeldtemperatur eine Differenz von 10 K. Dies entspricht 12 % der Umfeldtemperatur des Referenzsystems bei 2.000 min^{-1} . Der Wertebereich der Umfeldtemperatur ist deutlich kleiner als der der Wellentemperatur. Im Versuchsabschnitt „Worst-Case“ wird erneut der Einfluss des Schmierstoffs deutlich.

Bild 4.56 zeigt den Getriebedruck über der Drehzahl. Die optimale Kombination B-10 im Versuchsabschnitt „Best-Case“ führt deutlich zum geringsten Getriebedruck.

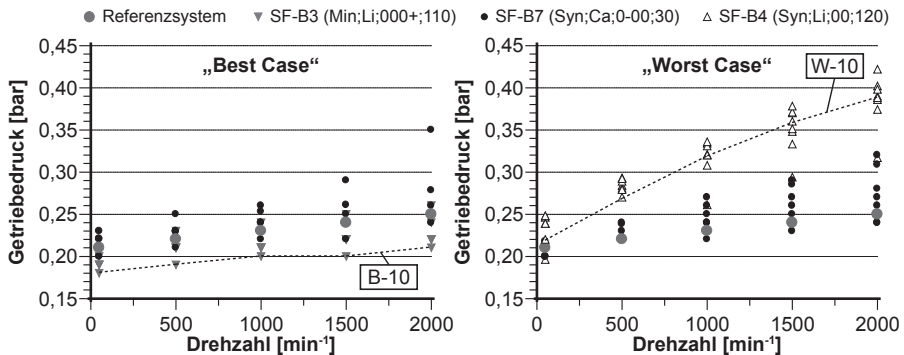


Bild 4.56 Getriebedruck über Drehzahl, sortiert nach verwendetem Schmierstoff

Im Versuchsabschnitt „Worst-Case“ wird der maximale Getriebedruck zwar nicht mit der pessimalen Kombination W-10 erreicht, deren Getriebedruck ist jedoch nur etwas geringer als die Maximalwerte. Bei 2.000 min^{-1} besteht zwischen minimalem und maximalem Getriebedruck eine Differenz von 0,2 bar. Dies entspricht 85 % des Getriebedrucks des Referenzsystems bei 2.000 min^{-1} . Der bereits für die Wellen- und Umfeldtemperatur beschriebene dominante Einfluss des Schmierstoffs wird beim Getriebedruck in beiden Versuchsabschnitten besonders deutlich. Hohe Drücke entstehen mit Fließfett SF-B4, geringe mit Fließfett SF-B3.

Zwischen Fließfett, Getriebedruck und Wellentemperatur besteht ein deutlicher Zusammenhang. Dieser wird anhand von Bild 4.57 bis Bild 4.60 erläutert. Die Ergebnisse beider Versuchsabschnitte werden gemeinsam betrachtet. Bild 4.57 zeigt die Wellentemperatur über den Getriebedruck bei 50 und bei 2.000 min^{-1} . Bei 50 min^{-1} ist die Wellentemperatur sehr konstant. Die Wärmezufuhr durch die Temperierung des Gehäuses überwiegt die im Dichtsystem entstehenden Reibungswärme. In Abhängigkeit des Fließfettes entsteht ein Getriebedruck zwischen 0,18 und 0,25 bar. Bei höheren Drehzahlen wirkt sich der Getriebedruck stärker aus. Er erhöht die Pressung im Dichtkontakt und damit die Entstehung von Reibungswärme. Bei 2.000 min^{-1} sind deutlich unterschiedliche Druckniveaus der Fließfette erkennbar, Bild 4.57. Diese unterschiedlichen Niveaus können auf zwei Ursachen zurückgeführt werden. Zum einen dehnen sich die Fließfette bei gleicher Temperaturerhöhung unterschiedlich aus. Dies wird bei 50 min^{-1} und konstanter Lufttemperatur deutlich, Bild 4.58. Bei

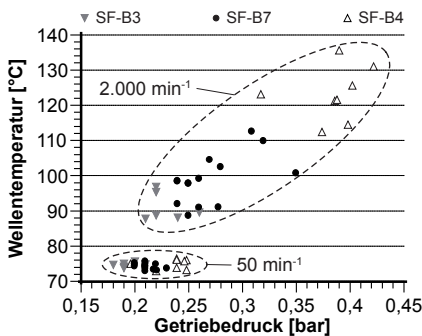


Bild 4.57 Wellentemperatur über Getriebedruck bei 50 und 2.000 min^{-1}

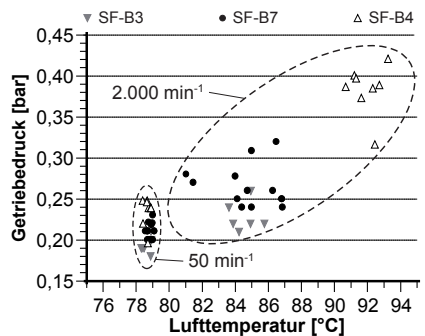


Bild 4.58 Getriebedruck über Lufttemperatur bei 50 und 2.000 min^{-1}

höheren Drehzahlen führen die verschiedenen Fließfette zu unterschiedlichen Lufttemperaturen im Getriebe. Dies kann auf unterschiedlich gute Schmierung des Lagers und der Verzahnung zurückgeführt werden. Das Fließfett SF-B4 führt dabei zu Lufttemperaturen über 90°C . Die sich dabei stärker ausdehnende Luft ist der wesentliche Grund für die Erhöhung des Getriebedrucks. Die Sumpftemperatur spielt dabei eine untergeordnete Rolle, Bild 4.59. Bei 50 min^{-1} sind unterschiedliche Sumpftemperaturen in Abhängigkeit des Fließfetts erkennbar. Ein möglicher Grund für die Temperaturdifferenz können unterschiedliche Wärmeleitfähigkeiten des Fließfetts sein, denn die Schmierstoffzirkulation im Getriebe ist bei dieser Drehzahl sehr gering. Mit Erhöhung der Drehzahlen steigt auch die Sumpftemperatur. Bei 2.000 min^{-1} liegt diese zwischen 80 und 87°C . Ein Zusammenhang zwischen Sumpftemperatur und Lufttemperatur besteht jedoch nicht. Wie Bild 4.59 zeigt, stellt sich in Abhängigkeit der Drehzahl und des Fließfetts ein relativ konstantes Lufttemperaturniveau ein, das von der Sumpftemperatur unbeeinflusst ist.

Zuzüglich zur Beeinflussung über den Getriebedruck wirkt sich die Lufttemperatur auch direkt auf die Wellentemperatur aus. Eine höhere Lufttemperatur bewirkt durch Wärmeübertragung auch eine Erhöhung der Wellentemperatur. Wie Bild 4.60 zeigt, ist dieser Einfluss jedoch vergleichsweise gering. Bei 2.000 min^{-1} besteht eine maximale Differenz der Lufttemperatur zwischen Optimum und Pessimum von ca. 12 K . Dies entspricht nur 25% der Temperaturdifferenz der Welle von ca. 48 K .

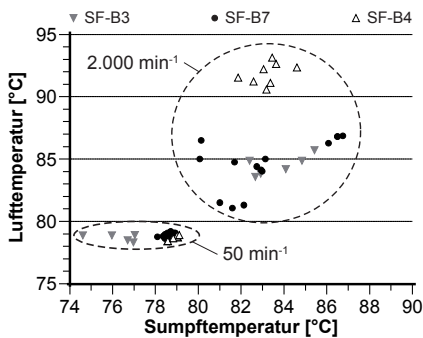


Bild 4.59 Luft- über Sumpftemperatur bei 50 und 2.000 min^{-1}

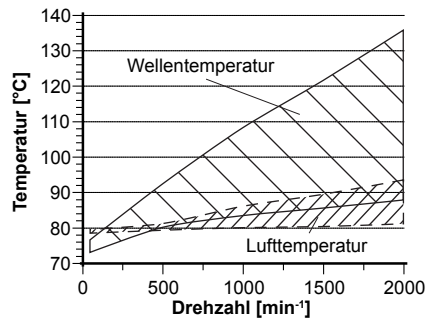


Bild 4.60 Wertebereiche der Wellen- und Lufttemperatur über Drehzahl

Stichversuche mit geregeltm Getriebedruck

Um den Einfluss des Getriebedrucks unabhängig vom Fließfett zu untersuchen, wurden Stichversuche durchgeführt. Das Experimentalgetriebe war hierzu über eine Zuleitung mit einem Druckregler verbunden, bzw. über einen Kamin entlüftet. Alle Dichtsystemkomponenten entsprachen dem Referenzsystem. Die Zieldrücke von 0,0 (entlüftet) und 0,2 bar wurden um bis zu ca. 35 mbar überstiegen. Das Fließfett gelangte in die Zuleitung, bzw. den Kamin, kühlte ab und wurde konsistenter. Diese „Verstopfung“ führte zum weiteren Ausdehnen der Luft im Getriebe und damit zum gegenüber dem Zieldruck leicht erhöhten Getriebedruck.

Bild 4.61 zeigt den geregelten Getriebedruck über der Drehzahl. Zusätzlich sind der Getriebedruck des unentlüfteten, nicht geregelten Referenzsystems sowie der Wertebereich des Getriebedrucks der vorangehenden Untersuchungen mit kombinierten Einflussgrößen dargestellt. Der Getriebedruck des Referenzsystems weicht nur geringfügig vom geregelten Getriebedruck mit Zieldruck 0,2 bar ab. Bild 4.62 zeigt die dazu korrespondierenden Wellentemperaturen. Die Auswirkung des erhöhten (0,4 bar) bzw. verringerten (entlüftet) Getriebedrucks wird erst ab einer Drehzahl von ca. 1.000 min^{-1} deutlich. Ausgehend vom Referenzsystem erhöht sich die Wellentemperatur bei 2.000 min^{-1} und 0,4 bar Zieldruck um ca. 16 K auf ca. 114 °C. Die Entlüftung verringert die Wellentemperatur bei dieser Drehzahl um ca. 6 K auf ca. 92 °C. Trotz eines vergleichbaren Getriebedrucks wird die maximale Wellen-

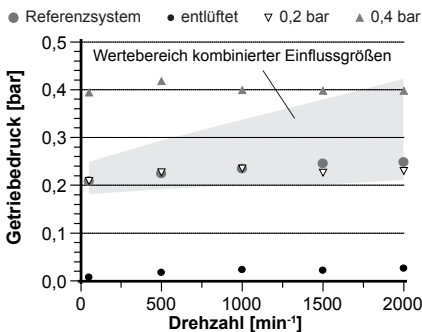


Bild 4.61 Geregelter Getriebedruck über Drehzahl

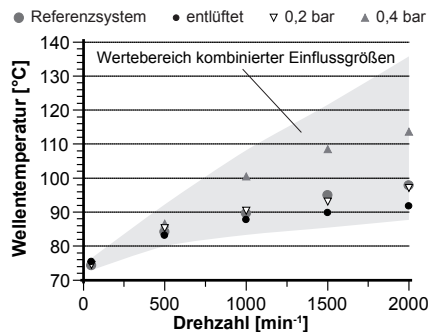


Bild 4.62 Wellentemperatur über Drehzahl bei geregeltm Getriebedruck

temperatur der pessimalen Kombination W-10 (Bild 4.54 und Bild 4.56) bei keiner Drehzahl erreicht. Ebenso wird durch die Entlüftung auch die optimale Grenze der Kombination B-10 bei keiner Drehzahl unterschritten. Bild 4.63 und Bild 4.64 zeigen ergänzend die Umfeld- bzw. die Lufttemperatur bei geregelterm Getriebedruck. Trotz Streuung der Lufttemperaturen ab einer Drehzahl von ca. 1.000 min^{-1} zeigt

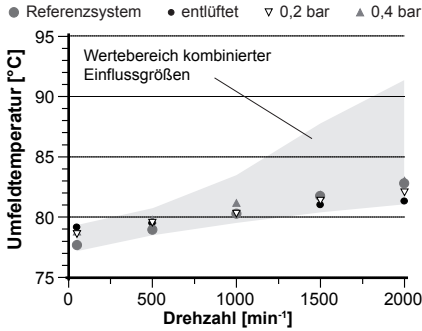


Bild 4.63 Umfeldtemperatur über Drehzahl bei geregelterm Getriebedruck

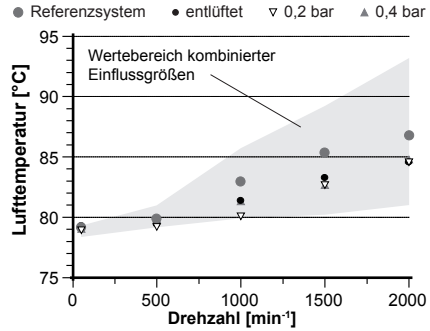


Bild 4.64 Lufttemperatur über Drehzahl bei geregelterm Getriebedruck

sich, dass die Umfeld- und die Lufttemperatur weder direkt noch indirekt vom Getriebedruck abhängig sind. Ein relevanter Einfluss der Umfeld- bzw. Lufttemperatur auf die Wellentemperatur in Abhängigkeit des Getriebedrucks kann ausgeschlossen werden.

Fazit

Die Ergebnisse verdeutlichen die komplexen Wechselwirkungen zwischen den Dichtsystemkomponenten. In Abhängigkeit der Kombination von Dichtelement, Dichtungsgegenläuffläche, Schmierstoff und Dichtungsumfeld variieren die Dichtspalttribologie und die daraus resultierende Wellentemperatur enorm. Dies wirkt sich besonders bei hohen Drehzahlen aus. Den größten Einfluss zeigt der Schmierstoff. Eine hinsichtlich der Wellentemperatur optimale Kombination dieser Untersuchungen besteht aus einem Dichtelement mit demontierter Spiralzugfeder, einer im Einstich geschliffenen Dichtungsgegenläuffläche, einem Fließfett niedriger Konsistenzklasse sowie einem förderneutralen Dichtungsumfeld mit einem Rillenkugellager. Durch die geringe Radialkraft des Dichtelements entsteht weniger Wärme, die vom sehr

fließfähigen Schmierfett auch gut vom Dichtsystem abgeführt wird. Das Rillenkugellager ermöglicht darüber hinaus den Austausch von Fließfett zwischen dem direkten Dichtungsumfeld und dem kühleren Sumpf im Getriebe.

Die Wirkung des Getriebedrucks auf die Pressung im Dichtkontakt ist als der dominante Mechanismus zum Anstieg der Wellentemperatur durch den Schmierstoff zu werten. Der Druck steigt mit der Lufttemperatur und der zunehmenden Ausdehnung der Luft an. Die direkte Wärmeabfuhr der Luft auf die Welle ist sehr gering. Der maßgebliche Wirkungspfad geht daher vom Schmierstoff über die Lufttemperatur, über den Getriebedruck, auf die Anpressung und damit auf die Reibung und Temperaturentstehung im Dichtkontakt.

5 Mangelschmierung

Mangelschmierung bei Radialwellendichtungen wird in der Praxis oft mit einem Trockenlaufen des Dichtsystems gleichgesetzt. Das Dichtsystem wird entweder gar nicht oder nur unzureichend mit Schmierstoff versorgt. Solch ein Zustand wird in dieser Arbeit als globale Mangelschmierung bezeichnet. Auch bei einem ausreichenden Schmierstoffangebot an der Stirnseite des RWDR kann es zu Mangelschmierung im Dichtkontakt kommen, was hier als lokale Mangelschmierung bezeichnet wird. Bei ölabdichtenden Systemen kann lokale Mangelschmierung entweder auf eine zu hohe Pumpwirkung des RWDR oder auf eine drallbehafte Dichtungsgegenlauf­fläche zurückgeführt werden. [115, 116] Die Drehrichtung der Welle ist dabei derart, dass der Drall das Öl in den abzudichtenden Raum fördert.

Die Funktionsuntersuchungen zeigen, dass es bei fließfettabdichtenden Systemen zu beiden Formen der Mangelschmierung kommen kann. Am häufigsten trat lokale Mangelschmierung auf, die zu abrasivem Verschleiß im luftseitigen Bereich der Dichtkante führte. Lokale Mangelschmierung trat nicht bei allen Versuchen auf, so dass eine zu hohe Pumpwirkung des RWDR als alleinige Ursache ausgeschlossen werden kann. Des Weiteren ist kein Zusammenhang zwischen dem Auftreten von lokaler Mangelschmierung und Drall der Dichtungsgegenlauf­fläche erkennbar. Daraus lässt sich ableiten, dass die zu lokaler Mangelschmierung führenden Mechanismen bei Fließfett auch andere sein können als bei ölgeschmierten Systemen.

Da das Auftreten von Mangelschmierung bei den Funktionsuntersuchungen keine Korrelation zu den versuchsbegleitenden Messungen und den Verschleißmessungen zeigt, wurde in Kapitel 4 nicht explizit darauf eingegangen. Folgend werden die in den Funktionsuntersuchungen aufgetretenen Fälle von globaler wie lokaler Mangelschmierung anhand einzelner Beispiele dargestellt.

5.1 Globale Mangelschmierung

Globale Mangelschmierung ist auf eine unzureichende Schmierstoffversorgung des gesamten Dichtsystems zurückzuführen. Bild 5.1 zeigt hierzu das Dichtsystem ohne Dichtelement nach dem Versuch mit der Raumlage „vertikal oben“. Bei der Ausrichtung der Welle in vertikaler Anordnung floss ein Großteil des zu Versuchsbeginn applizierten Fließfettes vom Dichtsystem weg. Es befinden sich nur sehr geringe Reste des Schmierstoffes im fettseitigen Bereich auf der Welle und das innere Dichtungs-umfeld ist bis auf Anhaftungen an den Wänden leer. Das Dichtsystem versagte ab 500 min^{-1} und der Getriebedruck fiel ab. Die Laufspur und das verkockte Fließfett im Dichtantenbereich sind dunkel verfärbt. Dies kann zum einen auf eine thermische Schädigung und zum anderen auf Elastomerabrieb des Dichtelements zurückgeführt werden. In Bild 5.1 sind zwei weitere Laufspuren erkennbar. Diese stammen von vorangehenden Versuchen mit derselben Wellenhülse.

Globale Mangelschmierung trat in einem solchen Ausmaß nur bei diesem einen Versuch auf. Die axiale Förderwirkung von Kegel- oder Schrägkugellager mindert zwar die Fließfettmenge im direkten Dichtungsumfeld, sie leeren dieses aber nicht vollständig. Sobald kein Fließfett mehr direkt am Lager ansteht ist keine Förderung mehr zu erwarten.

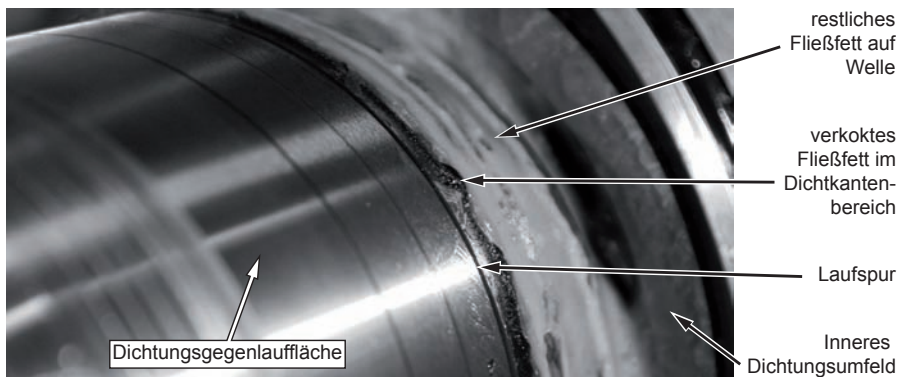


Bild 5.1 Globale Mangelschmierung durch unzureichende Schmierstoffversorgung des Dichtsystems, nach Versuch Raumlage „vertikal oben“

5.2 Lokale Mangelschmierung

Trotz Versuchsbedingungen, die weit unterhalb der Einsatzgrenze für ölgeschmierte Dichtsysteme liegen, trat bei den Funktionsuntersuchungen vermehrt lokale Mangelschmierung im luftseitigen Bereich des Dichtspalts auf. Dabei bilden sich Ablagerungen auf der Welle, die zu abrasivem Verschleiß der Dichtkante in Form von in Umfangsrichtung verlaufenden Riefen führen. Bild 5.2 zeigt dies beispielhaft anhand der Dichtkante und Laufspur nach dem Versuch mit Fließfett SF-A2. Diese Form der lokalen Mangelschmierung wurde unterschiedlich stark ausgeprägt bei einzelnen Versuchen aller vier Einflussgrößen festgestellt. Ein Ausfall des Dichtsystems mit Leckagen trat jedoch bei keinem Versuch über 20 Stunden auf.

Anhand der Auswertung aller Laufspuren konnten einzelne Varianten als fördernd, bzw. mindernd von lokaler Mangelschmierung identifiziert werden. Bei Dichtelementen mit verringerter Radialkraft oder solchen aus dem Werkstoff NBR trat keine Mangelschmierung auf. Im Versuchsabschnitt zum Einfluss der Dichtungsgegenlauf­fläche hat sich gezeigt, dass glatte Oberflächen eher zu lokaler Mangelschmierung führen als raue. Insbesondere bei den in Umfangsrichtung sehr glatten, hartgedrehten Dichtungsgegenlauf­flächen kann dies festgestellt werden. Raue Oberflächen mindern nicht nur das Reibmoment, sondern wirken sich auch positiv auf die lokale Schmierstoffversorgung im Dichtspalt aus. Die Untersuchungen zum Schmierstoff

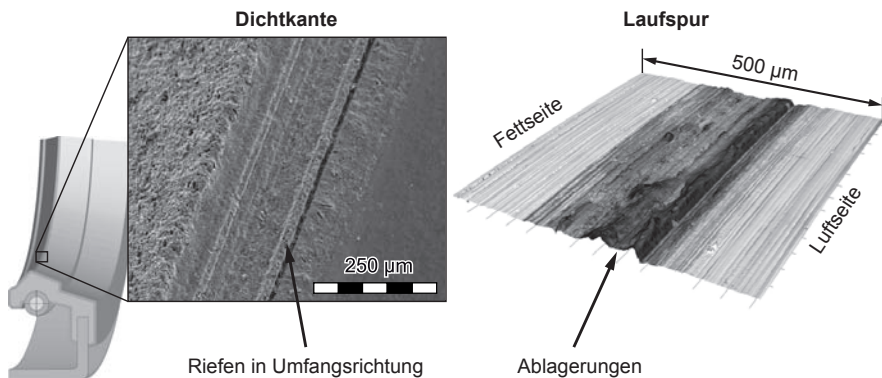


Bild 5.2 Lokale Mangelschmierung im Dichtspalt, Links: REM-Aufnahme der Dichtkante, Rechts: Mikroskopbild der Laufspur (3x überhöht), aus [117]

zeigen, dass insbesondere Fließfette mit einer Lithiumseife als Verdicker und einem mineralischen Grundöl vermehrt zu Ablagerungen führen.

Bei der Abdichtung von Schmierölen ist bekannt, kann es bei hohen Dichtspalttemperaturen zu Ablagerungen der thermischen Reaktionsprodukte der Additive auf der Welle kommen kann. Die Schichtdicke kann mehrere zehntel Millimeter betragen und stört die Dichtfunktion vor allem bei Axialbewegung der Welle. [118] Es kann daher bei Fließfetten davon ausgegangen werden, dass die Ablagerungen aus verkockten Schmierfettbestandteilen bestehen. Ob und zu welchem Anteil diese aus Grundöl, Verdicker oder Additiven besteht, lässt sich auf Basis dieser Ergebnisse nicht bewerten.

Fazit

Um globale Mangelschmierung bei fließfettbeaufschlagten Dichtsystemen zu vermeiden, muss eine ausreichende Schmierstoffversorgung über die gesamte Betriebsdauer sichergestellt sein. Lokale Mangelschmierung kann durch eine geringe Radialkraft des Dichtelements, einer hohen Rauheit der Dichtungsgegenlauffläche sowie durch Vermeidung von Fließfetten auf Mineralölbasis mit Lithiumseifenverdicker erreicht werden.

6 Auslegung fließfettgeschmierter Radialwellendichtungen

Die Funktionsuntersuchungen haben ergeben, dass die Dichtsysteme in den durchgeführten Versuchen teils an ihrer Einsatzgrenze hinsichtlich der Umfangsgeschwindigkeit bei bestehendem Getriebedruck betrieben wurden. Dies zeigte sich anhand von Ablagerungen auf der Dichtungsgegenläufigkeit, welche sich abrasiv auf das Dichtelement auswirkten.

Die folgend formulierten Empfehlungen beziehen sich auf die Auslegung eines Systems bei keinem oder nur sehr geringen Überdruck ($< 0,1$ bar) und Umfangsgeschwindigkeiten unterhalb von 5 m/s. Weiterhin basieren die Empfehlungen auf Versuchen mit einer Dauer von 20 Stunden und sind nicht über Langzeitversuche abgesichert.

6.1 Dichtelement

Bei der Auslegung des Dichtsystems stellt die Wahl des Dichtelements den ersten Schritt des Konstrukteurs dar. Kleine und mittelständische Unternehmen sind dabei auf Katalogware der Dichtungshersteller angewiesen. Dichtelemente aus Elastomerwerkstoffen haben sich als gut geeignet erwiesen. Der Werkstoff NBR führte zu etwas geringeren Wellentemperaturen und zu geringerem Welleneinlauf als der Werkstoff FPM. Ob NBR hinsichtlich seiner chemischen Verträglichkeit mit dem Schmierstoff geeignet ist, muss im Einzelfall geprüft werden.

Die Radialkraft darf um bis zu 25% geringer sein als bei ölabdichtenden Systemen, um Reibung und Temperatur zu mindern. Anzustreben ist, dass ein Großteil der Radialkraft aus der Spiralzugfeder stammt, um die Radialkraft trotz Relaxation und Verschleiß des Elastomers über eine lange Zeit konstant zu halten. Um die Radialkraft von RWDR nachträglich zu verringern, ist neben dem in dieser Arbeit ange-

wendeten Aufweiten der Spiralszugfeder eine Verringerung des Wellendurchmessers eine weitere Möglichkeit. Die Spiralszugfeder müsse ggf. gegen eine stärkere ausgetauscht werden, um dessen Anteil an der Radialkraft möglichst hoch zu halten. Die Anwendbarkeit dieser Methode wurde in dieser Arbeit jedoch nicht untersucht.

Hydrodynamische Dichthilfen brachten in den Versuchen unter Druckbeaufschlagung keine Vorteile mit sich. Dichtelemente mit Staubschutzlippe haben sich vorteilhaft auf die Schmierung des luftseitigen Bereichs des Dichtspalts ausgewirkt. Wenn der Raum zwischen Dichtkante und Schutzlippe nach den Herstellerangaben zu einem Drittel mit Schmierfett gefüllt ist und über die gesamte Betriebsdauer dort verbleibt, sind Dichtelemente mit berührender Staubschutzlippe geeignet.

6.2 Dichtungsgegenlauffläche

Als Standardverfahren für Ölabdichtungen ist das Schleifen im Einstich auch zur Abdichtung von Fließfetten geeignet. Zur Minderung von Reibung und Verschleiß muss die gemittelte Rautiefe R_z dabei im oberen Bereich ($R_z = 3,0 \dots 5,0 \mu\text{m}$) der Empfehlungen der Dichtungshersteller liegen.

Hartdrehen ist als alternatives Verfahren auf Basis der Ergebnisse nicht geeignet. Durch die in Umfangsrichtung sehr glatte Oberfläche kam es aufgrund mangelnder hydrodynamischer Schmierung vermehrt zu Ablagerungen auf der Welle im luftseitigen Bereich des Dichtkontakts und damit zu starkem Verschleiß des Dichtelements.

Trotz ausgeprägtem periodischen Drall hat sich auch das Rollieren mit einem Rollenwerkzeug als prinzipiell geeignet erwiesen. Auf Basis der in dieser Arbeit gewonnenen ersten Erkenntnisse sollte jedoch zunächst weitere Forschungsarbeit oder Versuche beim Anwender getätigt werden. Über die Versuchsdauer von 20 Stunden zeigte periodischer Drall mit einer Dralltiefe D_r von bis zu $2,86 \mu\text{m}$ keinen negativen Einfluss auf das Funktionsverhalten des Dichtsystems.

Fließfett trägt nur dann zur Kühlung des Dichtsystems bei, wenn ein korrekt gestaltetes Dichtungsumfeld vorliegt und ein sehr fließfähiges Fett verwendet wird. Um eine ausreichend gute Ableitung der Reibungswärme zu ermöglichen, sollte die Welle als Vollwelle ausgeführt werden.

6.3 Schmierstoff

Die Versuchsergebnisse bezüglich des Schmierstoffs zeigen, dass diese Komponente den dominantesten Einfluss auf das Funktionsverhalten des Dichtsystems hat. Prinzipiell kann durch Wahl eines niedrigkonsistenten, also sehr fließfähigen, Fließfetts die Temperatur im Dichtsystem gesenkt werden, da der Schmierstoffaustausch und damit die Wärmeabfuhr verbessert wird. Schmierfette niedriger Konsistenz sind besser geeignet als Schmierfette höherer Konsistenz. Eine mit Öl vergleichbare Wärmeabfuhr durch den Schmierstoff ist mit Schmierfetten nicht zu erreichen.

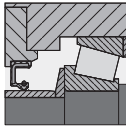
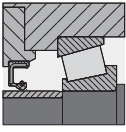
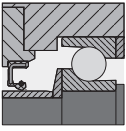
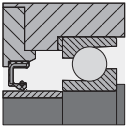
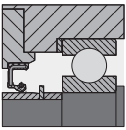
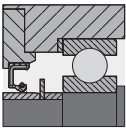
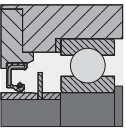
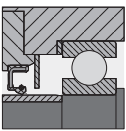
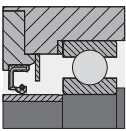
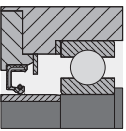
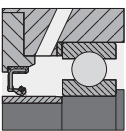
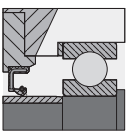
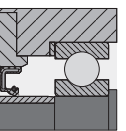
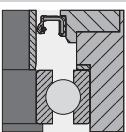
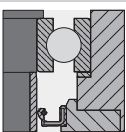
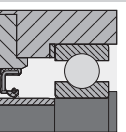
Anhand der Funktionsuntersuchungen wurde dargestellt, dass sich das Fließfett in seiner Gesamtheit im Dichtspalt befindet und nicht bloß sein Grundöl. Dadurch wirken sich sowohl Grundöl als auch Verdicker und die Additivierung auf das Funktionsverhalten aus. Eine Korrelation zwischen diesem und den Herstellerangaben zur Zusammensetzung des Fettes konnte nicht gefunden werden. In der Regel wird der Schmierstoff nicht nach dem Dichtsystem sondern nach den Bedürfnissen der Lager und Verzahnungen im Getriebe ausgewählt. Zur Absicherung der Eignung für das Dichtsystem ist der Konstrukteur entweder auf die Empfehlungen und das Know-how der Schmierstoffhersteller oder auf eigene Versuche angewiesen.

6.4 Dichtungsumfeld

Um dem Konstrukteur die praxisgerechte Umsetzung der erarbeiteten Ergebnisse zu ermöglichen, sind diese folgend bewertet und tabellarisch zusammengestellt. Tabelle 6.1 zeigt die Bewertungen sortiert nach Kategorien. Zur Visualisierung dienen maßstäbliche Schnittbilder der Anordnungen und eine Punktebewertung. Je mehr Punkte schwarz ausgefüllt sind, desto geeigneter stellt sich die Anordnung dar. Die Einteilung erfolgt in zehn Stufen. Das Referenzsystem ist mit fünf Punkten bewertet. Eine ungeeignete Anordnung hat null Punkte, eine ideale zehn. Grundlage der Bewertung sind die Wellentemperatur, die verbliebene Menge an Fließfett im direkten Dichtungsumfeld sowie die Verschleißkennwerte.

Die beste Variante (9 von 10 Punkten) ist ein Rillenkugellager in Verbindung mit einer Schleuderscheibe mit einem Durchmesser von 60 mm bei einem Wellendurch-

Tabelle 6.1 Empfehlungen zur Gestaltung des direkten Dichtungsumfelds

Kegelrollenlager	zufördernd	wegfördernd	
			
	●●●○○○○○○○	●●●○○○○○○○	
Schräggugellager	zufördernd	wegfördernd	
			
	●●●○○○○○○○	●●●○○○○○○○	
Schleuderscheibe	klein Ø 55 mm	mittel Ø 60 mm	groß Ø 65 mm
			
	●●●●●○○○○○	●●●●●○○○○○	●●●●●○○○○○
Prallblech	klein Ø 55 mm	mittel Ø 60 mm	groß Ø 65 mm
			
	●●●●●○○○○○	●●●●●○○○○○	●●●●●○○○○○
Versorgungsbohrung	klein 90 mm ²	groß 200 mm ²	keine (Referenz)
			
	●●●●●○○○○○	●●○○○○○○○	●●●●●○○○○○
Raumlage	vertikal oben	vertikal unten	horizontal (Referenz)
			
	○○○○○○○○○	●●●●●○○○○○	●●●●●○○○○○

messer von 50 mm und einen Lageraußendurchmesser von 90 mm. Der Außendurchmesser der Schleuderscheibe entspricht damit in etwa dem Außendurchmesser des Lagerinnenrings. Das Fließfett wird durch die Schleuderscheibe in Bewegung gehalten und der Schmierstoffaustausch zwischen Dichtsystem und konstruktivem Dichtungsmedium wird verbessert. Das Dichtsystem ist gut gekühlt, wodurch die Wellentemperatur sinkt.

Die schlechteste Variante (0 von 10 Punkten) ist die Raumlage in vertikaler Anordnung, bei der sich das Dichtsystem oben befindet. Das Fließfett fließt zum Großteil vom Dichtsystem weg und es entsteht deutliche globale Mangelschmierung. Das Dichtsystem fiel frühzeitig im Versuch aus. Diese Variante ist bei Fließfettsschmierung unbedingt zu vermeiden.

Fazit

Eine Auslegung fließbeaufschlagter Dichtsysteme auf Basis der hier aufgeführten Empfehlungen ermöglicht einen funktionssicheren Betrieb unter Beachtung der gegenüber Öl geringeren Einsatzgrenzen. Die Funktionsuntersuchungen mit kombinierten Einflussgrößen zeigen jedoch, dass sich die fließfettabdichtenden Systeme deutlich wirkungsvoller verschlechtern als verbessern lassen. Der konstruktive Handlungsspielraum ist klein.

Dichtungshersteller geben als pauschale Faustformel an, dass die zulässige Umfangsgeschwindigkeit von Schmierfett abdichtenden Radialwellendichtungen bei etwa 50 % der für die Abdichtung von Öl zulässigen Werte liegt. Mit Dichtelementen aus Fluor-Polymer-Kautschuk (FPM) für Wellendurchmesser von 50 mm sind zur Abdichtung von Mineralölen unter Umgebungsdruck nach Herstellerangaben maximale Umfangsgeschwindigkeiten von über 20 m/s angegeben. [7, 119]. Bei den Funktionsuntersuchungen mit maximalen Umfangsgeschwindigkeiten von ca. 5 m/s haben die Dichtsysteme bereits Anzeichen für einen Betrieb nahe ihrer Einsatzgrenze gezeigt. Dies gibt Anlass, die Abschätzung der Einsatzgrenze für Dichtelemente aus FPM zur Abdichtung von Fließfetten bei geringem Überdruck (< 0,1 bar) deutlich konservativer, auf etwa 25 - 30 %, der für die Abdichtung von Öl zulässigen Werte abzuschätzen.

7 Makrostrukturierung der Dichtungsgegenlauffläche

Die Funktionsuntersuchungen zum Einfluss der Dichtungsgegenlauffläche zeigen, dass mit ungehärteten, kugelgestrahlten Oberflächen geringere Wellentemperaturen als mit im Einstich geschliffenen Oberflächen erreichbar sind, Kapitel 4.4.2. Die dabei wirksamste Oberfläche hat mit $14,4\ \mu\text{m}$ eine mehr als dreimal so hohe gemittelte Rautiefe R_z , als der obere Grenzwert für ölabdichtende Systeme nach [76]. Anstoß für die folgenden Untersuchungen ist die Vermutung, dass mit Fließfetten weitaus rauere Oberflächen als mit Öl betriebssicher abdichtbar sind. Die Reibung ließe sich dadurch deutlich mindern. Oberflächen mit Strukturen einer mikroskopischen Größenordnung, wie etwa die Riefen vom Schleifen, sind dabei von untergeordnetem Interesse. Der Fokus der Untersuchungen liegt auf Oberflächen, deren grobe Struktur noch mit bloßem Auge erkennbar ist. Diese Oberflächen werden in dieser Arbeit als makrostrukturierte Dichtungsgegenlaufflächen bezeichnet.

Die Untersuchungen haben zum Ziel, den Zusammenhang zwischen Reibmoment, Verschleiß und Charakteristik der Dichtungsgegenlauffläche für mit Fließfett beaufschlagte Dichtsysteme quantitativ beschreibbar zu machen. Die Beschreibung der Oberflächen erfolgt mit den flächenhaften Parametern nach DIN EN ISO 25178-2 [9]. Da sich ungehärtet kugelgestrahlte Oberflächen als sehr abrasiv herausgestellt haben, Bild 4.23, werden im Verlauf zwei weitere Verfahren zur Erzeugung von Makrostrukturen untersucht. Zum einen kommt achsparalleles Drehfräsen mit ganzzahligem Drehzahlverhältnis zum Einsatz. Bei diesem Verfahren entstehen regelmäßige muldenförmige Strukturen mit vergleichsweise geringen Flankenwinkeln. Zum anderen werden Beschichtungen aus Strukturchrom untersucht. Basierend auf einem Keimwachstumsprozess werden bei diesem galvanischen Beschichtungsverfahren halbkugelförmige Strukturen erzeugt. Anzahl und Größe der Strukturen sind durch den Prozess unabhängig voneinander definierbar. In Kapitel 7.2 sind diese zusätzlich untersuchten Verfahren erläutert.

7.1 Voruntersuchungen bei statischer Abdichtung

Zunächst stellt sich die Frage, wie tief Makrostrukturen sein dürfen, um vom Dichtelement noch abdichtbar zu sein. Um dies bei dynamischer Abdichtung zu untersuchen, müssten Dichtungsgegenlaufflächen gefertigt werden, deren Strukturiefen unabhängig der Strukturbreite und Strukturform über den gesamten Umfang homogen sind. Dies ist mit anwendbaren Fertigungsverfahren für Dichtungsgegenlaufflächen nicht möglich. Für die dynamische Abdichtung ist die Grenze für die maximale Strukturtiefe daher nicht ermittelbar. In dieser Arbeit wurde stattdessen dazu übergegangen, die Untersuchungen bei statischer Abdichtung durch den RWDR durchzuführen. Es wird damit der Grenzwert für die Tiefe ermittelt, über dem das Dichtelement schon bei stehender Welle nicht mehr abdichten kann.

Für statische Flachdichtungen ist aus der Praxis bekannt, dass Einfetten der Dichtflächen die Dichtfunktion verbessern kann. Das Schmierfett haftet dabei in Leckagepfaden, wie etwa Kratzern oder Riefen, welche von der Flachdichtung allein nicht verschlossen werden können. Die Vermutung liegt nah, dass Schmierfett auch im dynamischen Betrieb von Radialwellendichtungen zur Dichtfunktion beiträgt, bzw. das Abdichten auf makroskopischen Strukturen erst ermöglicht. Durch seine Fließgrenze und sein Haftvermögen verbleibt das Schmierfett in den Strukturen und verschleißt ggf. auch bei dynamischer Abdichtung die Leckagepfade der Makrostrukturen unterhalb der Dichtkante.

Zur Untersuchung dieses Zusammenhangs wurden axiale Leckagekanäle in polierte Dichtungsgegenlaufflächen gefräst. Tabelle 7.1 zeigt die Fertigungsparameter. Zum Einsatz kam eine 5-Achs-Fräsmaschine vom Typ Isel Premium 4020. Als Fräswerk-

Tabelle 7.1 Fertigungsparameter gefräster axialer Leckagekanäle der statischen Untersuchungen

Maschinentyp:	Isel Premium 4020	Spindeldrehzahl [min ⁻¹]:	18.040
Fräsertyp:	Gravierfräser Vhf GF-035-V020-3-40	Vorschub axial [m/min]:	0,78
Fräserbreite [mm]:	0,2	Zustellung orthogonal [mm]:	0,01
Wellenwerkstoff:	100Cr6	Zustellung lateral [mm]:	0,1

zeug wurde ein Gravierfräser mit einem Schneidendurchmesser von 0,2 mm verwendet. Die Kanalbreite b_F entspricht der Fräserbreite. Die Kanaltiefe t_F ist in 15 Abschnitten zwischen 0,01 und 0,15 mm mit der Länge l_F von 3 mm abgestuft, Bild 7.1. Für die Versuche kommt der in Kapitel 3.3 beschriebene Prüfaufbau zum

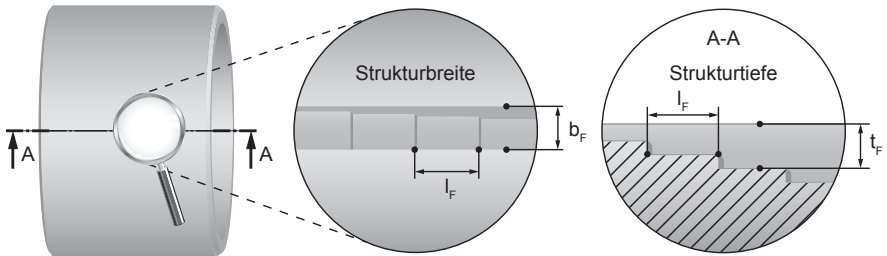


Bild 7.1 Variation der Tiefe gefräster Leckagekanäle

Einsatz. Das Dichtelement und das Fließfett entsprechen dem Referenzsystem der Funktionsuntersuchungen, Kapitel 4.2.3. Die Versuche erfolgen bei Raumtemperatur. Ziel ist es, den mit der jeweiligen Strukturtiefe maximal abdichtbaren Druck zu ermitteln. Zum Einstellen der gewünschten Tiefe des Leckagekanals wird das Dichtelement an die entsprechende axiale Position der Wellenhülse verschoben. Die Versuche wurden sowohl mit als auch ohne Fließfett an der Dichtkante durchgeführt. Dies ermöglicht es, die Abdichtwirkung von Dichtelement und Fließfett zu trennen. In der Prüfkammer wird der fettseitig wirkende Druck stufenweise in Schritten von 0,05 bar auf 4,0 bar erhöht. Leckage äußerte sich im Versuch entweder durch Austreten von Fließfett an der Luftseite der Dichtkante oder durch kontinuierliches Ausströmen von Luft. Die ausströmende Luft ist über den in die Kammer nachströmenden Volumenstrom mit dem Durchflussmengenmessgerät ermittelbar. Pro Strukturtiefe wurden drei Messungen durchgeführt und gemittelt. Bild 7.2 zeigt die Ergebnisse.

Bis zu einer Tiefe von 24 μm kann sowohl ohne als auch mit Fließfett der reduzierte Versorgungsdruck von 4 bar abdichtet werden. Ab einer Tiefe von 35 μm strömt ohne Fließfett schon beim minimalen Druck von 0,05 bar Luft durch den Leckagekanal unterhalb der Dichtkante. Durch den Einsatz des Fließfetts lässt sich der abdichtbare Druck deutlich erhöhen. Für das in dieser Arbeit eingesetzte Dichtelement gibt der Hersteller eine maximal zulässige Druckbelastung von 0,5 bar an. Bei

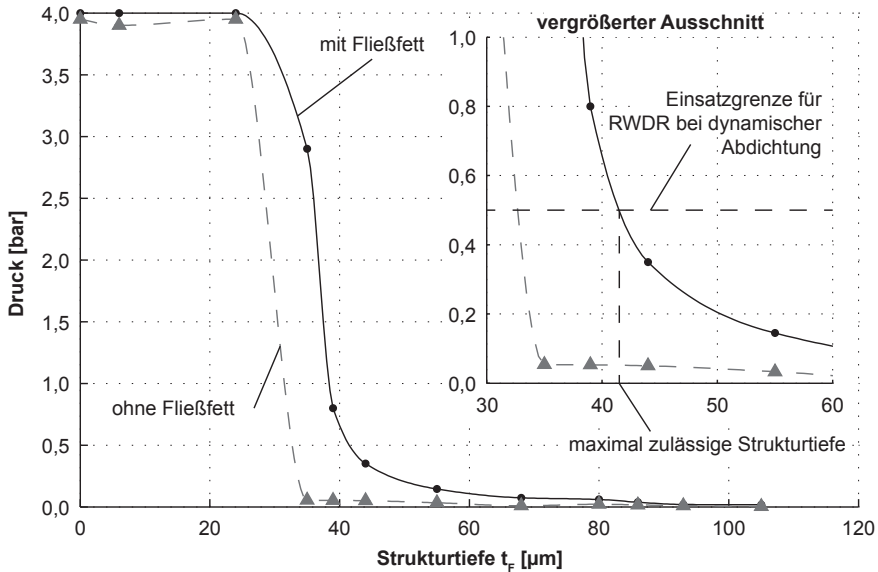


Bild 7.2 Maximaler abgedichteter Druck bei Variation der Strukturtiefe

diesem Druck ist mit Fließfett an der Dichtkante eine Strukturtiefe von ca. 40 μm statisch abdichtbar. Wie der Verlauf der Kurve zeigt, sind bei geringeren Drücken oder entlüfteten Systemen sogar noch weitaus tiefere Strukturen abdichtbar.

Fazit

Die Ergebnisse zeigen, dass das Fließfett zur statischen Abdichtung des RWDR beiträgt. Wenn die Makrostrukturen eine maximale Tiefe von 40 μm nicht überschreiten, kann davon ausgegangen werden, dass diese bis zu einem Druck von 0,5 bar statisch abdichtbar sind. Bei geeigneten Bearbeitungsverfahren für Dichtungsgegenläufige ist nicht zu erwarten, dass diese Tiefe überschritten wird. Durch die Bearbeitung mit dem Gravierfräser sind die Übergänge von der Hülsoberfläche in den Leckagekanal stufenförmig. Mulden mit einer Stufenform sind bei der statischen Abdichtung mit einer Elastomerdichtung deutlich ungünstiger als Mulden mit kantenfreien Übergängen, wie sie bei den infrage kommenden Fertigungsverfahren entstehen. Nach Reibert [120] darf bei der Abdichtung mit Formdichtungen aus Elastomer eine sinusförmige Fehlstelle in der Flanschfläche bei gleicher Vorpressung bis

zu viermal tiefer sein als eine stufenförmige. Die statische Abdichtbarkeit ist daher keine Einschränkung für die Tiefe der Makrostrukturen bzw. für das eingesetzte Fertigungsverfahren.

7.2 Untersuchte Strukturierungsverfahren

Aufbauend auf den Erkenntnissen der Funktionsuntersuchungen wurde eine Recherche zu Bearbeitungs- und Beschichtungsverfahren von Wellenoberflächen durchgeführt, mit denen makroskopische Strukturen gezielt erzeugt werden können. Voraussetzung für die Verfahren ist, dass die resultierenden Oberflächen zwar rau sind, aber zugleich möglichst geringe abrasive Eigenschaften haben. Nach Popov [121] ist die Abrasivität einer Oberfläche unter anderem von ihrer mittleren Flankensteigung abhängig. Es wurden also Oberflächen gesucht, die möglichst geringe Flankensteigungen bei trotzdem hoher Rauheit haben. Darüber hinaus sollten die Spitzen nicht scharfkantig, sondern nach Möglichkeit abgerundet sein. Als Ergebnis der Recherche sind die Weichbearbeitung durch Drehfräsen sowie das Beschichten mit Strukturchrom folgend erläutert.

7.2.1 Drehfräsen mit ganzzahligem Drehzahlverhältnis

Drehfräsen ist eine Kombination aus den beiden konventionellen Fertigungsverfahren Runddrehen und Fräsen. Das Werkstück, bzw. die Welle, ist wie beim Runddrehen eingespannt und rotiert um seine Längsachse. Zum spanenden Materialabtrag wird ein Fräswerkzeug eingesetzt. Es rotieren somit sowohl Werkzeug als auch Werkstück. Die Drehzahl des Werkzeugs ist hierbei jedoch bedeutend höher, um eine hinreichende Spanbildung zur ermöglichen. Drehfräsen lässt sich hinsichtlich des Drehrichtungsverhältnisses, Gleichlauf oder Gegenlauf, sowie hinsichtlich der Anordnung von Werkzeug und Werkstück klassifizieren. Bild 7.3 zeigt die drei möglichen Anordnungen für das Außendrehfräsen im Gegenlauf. Innendrehfräsen ist eine weitere Anwendung des Drehfräsens. Hierbei ist für kleine und mittlere Durchmesser geometrisch bedingt jedoch nur achsparalleles Drehfräsen möglich.

Drehfräsen ist ein Fertigungsverfahren mit geometrisch bestimmter Schneide. Es

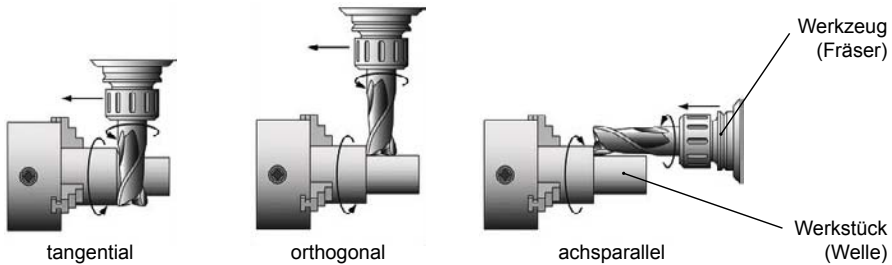


Bild 7.3 Mögliche Werkzeug-Werkstückanordnungen beim Drehfräsen [122]

ist damit reproduzier- und berechenbar. In [123] wird ein mathematisches Berechnungsmodell zur Beschreibung achsparallel drehgefräster Oberflächen vorgestellt. Die Schneiden des Fräswerkzeugs folgen einem zyklodischen¹ Verlauf, der sich mit der Rotation des Werkstücks überlagert. Die resultierende Topografie wird von Werkstück- und Werkzeugdurchmesser, Drehzahl- und Drehrichtungsverhältnis, der Schneidenzahl des Fräswerkzeugs sowie der Anzahl spanabhebender Umdrehungen beeinflusst. Das Drehzahlverhältnis zwischen Werkzeug und Werkstück wird mit λ bezeichnet.

$$\lambda = \frac{\text{Drehzahl Werkzeug}}{\text{Drehzahl Werkstück}} \quad (7.1)$$

Ein wesentlicher fertigungstechnischer Vorteil des Drehfräsens gegenüber dem Runddrehen ist der unterbrochene Schnitt. [124] Dies führt zu vielen kurzen Spänen, die in der Handhabung einfacher als sich verknäulende lange Späne sind. Weiterhin kann gegenüber dem Runddrehen die Drehzahl des Werkstücks deutlich verringert werden, was die Bearbeitung von Bauteilen mit Unwucht vereinfacht. Nachteilig beim achsparallelen Drehfräsen ist unter anderem, dass meist lang auskragende Fräswerkzeuge eingesetzt werden müssen, um die Bearbeitungsstelle zu erreichen. Die Werkzeuge sind dann anfällig für Schwingungsanregungen. Werkstückstellen mit einem sich axial davor befindlichen Absatz sind durch achsparalleles Drehfräsen nicht bearbeitbar. [125] Da sich die Dichtungsgegenläufigen von Getriebewellen meist im Bereich der Wellenenden befinden, stellen diese Nachteile keine Einschränkung für die Anwendung bei Dichtsystemen dar.

¹Eine Zyklode ist die Bahn, der ein Kreis beim Abrollen eines Kreises entlang einer Leitlinie folgt

Von besonderem Interesse in dieser Arbeit sind Oberflächen, die beim Drehfräsen mit ganzzahligem Drehzahlverhältnis entstehen, Bild 7.4 und Bild 7.5. Dies bewirkt,

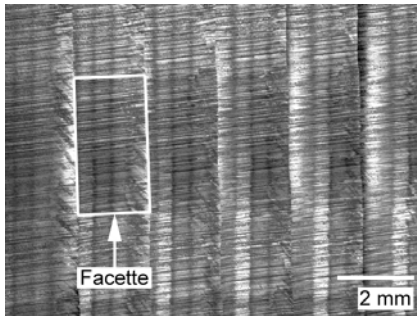


Bild 7.4 Mikroskopbild einer tangential drehgefrästen Oberfläche

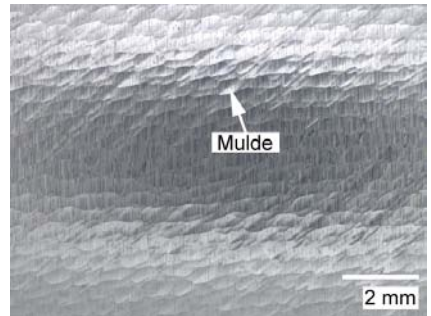


Bild 7.5 Mikroskopbild einer achsparallel drehgefrästen Oberfläche

dass jede Schneide des Werkzeugs nach einer Umdrehung der Welle wieder die gleiche Winkelposition am Umfang des Werkstücks bearbeitet. Die axiale Position des Fräswerkzeugs ist dabei um den Vorschub verändert. Beim tangentialen Drehfräsen entsteht so eine eingängige Gewindestruktur mit in Umfangsrichtung abgesetzten großflächigen Facetten. Die Facetten haben eine Kantenlänge von mehreren Millimetern und zählen damit zur Welligkeit der Oberfläche, Bild 7.4. Vorversuche ergaben, dass von diesen Strukturen keine reibungsmindernde Wirkung ausgeht. Dem tangentialen Drehfräsen wird daher nicht weiter nachgegangen. Beim achsparallelen Drehfräsen hingegen verbleibt ein Muster aus kleineren muldenförmigen Strukturen auf der Oberfläche, Bild 7.5. Diese Strukturen sind klein genug, um ggf. als Reservoir für Schmierstoff im Dichtkontakt zu wirken und das Dichtsystem positiv beeinflussen zu können. Erste Untersuchungen zur Abdichtung von Öl [122] ergaben, dass mit diesen Oberflächen mit RWDR über eine Dauer von 20 Stunden funktions-sicher abgedichtet werden kann. Das Reibmoment lag bei diesen Stichversuchen im Bereich von im Einstich geschliffenen Wellen.

Für diese Arbeit wurden vier achsparallel drehgefräse Wellen mit unterschiedlichen Parametern gefertigt, Tabelle 7.2. Variiert sind das Drehzahl- und Drehrichtungsverhältnis. Die Fertigungsparameter beruhen auf den Ergebnissen vorangehender studentischer Arbeiten am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart.

Tabelle 7.2 Fertigungsparameter und mittlere Muldengröße achsparallel drehgefräster Wellen; ausgewählte Wellen sind durch Umrandung markiert

Fertigungsparameter	Drehfräsen 1	Drehfräsen 2	Drehfräsen 3	Drehfräsen 4
Drehzahl Werkzeug [min ⁻¹]:	1900	1900	1900	1900
Drehzahl Werkstück [min ⁻¹]:	38	19	38	38
Drehzahlverhältnis λ [-]:	50	100	50	100
Drehrichtungsverhältnis [-]:	Gleichlauf	Gleichlauf	Gegenlauf	Gegenlauf
Durchmesser Werkzeug [mm]:	12	12	12	12
Durchmesser Werkstück [mm]:	50	50	50	50
Vorschub [mm/U]:	0,24	0,24	0,24	0,24
Zustellung [mm]:	1	1	1	1
Schneidenzahl Werkzeug [-]:	6	6	6	6
Muldengröße		← Auswahl →		
mittlere Muldenbreite [μm]:	292	214	250	331
mittlere Muldentiefe [μm]:	3,2	4,6	7,0	3,9

Nach der Fertigung wurden die Muldenstrukturen mit einem Laserscanningmikroskop vermessen und deren mittlere Breite und Tiefe bestimmt. Für die Prüfstandsuntersuchungen wurde die Welle mit der geringsten (3,2 μm) und die Welle mit der höchsten (7,0 μm) Muldentiefe ausgewählt. Dadurch lässt sich eine Aussage über den Einfluss der Strukturtiefe auf das Funktionsverhalten treffen. Die Fertigungsparameter der ausgewählten Wellen unterscheiden sich dadurch nur hinsichtlich ihres Drehrichtungsverhältnisses. Welle „Drehfräsen 1“ ist im Gleichlauf und Welle „Drehfräsen 3“ ist im Gegenlauf gefertigt.

7.2.2 Oberflächenbeschichtung mit Strukturchrom

Strukturchrom ist eine patentierte [126] Hartchrombeschichtung, die durch einen gesteuerten Keimbildungs- und Wachstumsprozess galvanisch erzeugt wird. Charakteristisch für die resultierenden Oberflächen sind ihre halbkugelförmigen Einzelstrukturen, Bild 7.6. Auf das zu beschichtende Grundmaterial wird zunächst eine Basisschicht aus Hartchrom aufgebracht. Anschließend wird der Beschichtungsprozess durch Änderung der Stromdichte in Keimbildung und Keimwachstum unterteilt. Über die Prozesszeit in der Keimbildungsphase wird die Anzahl der Strukturen

definiert. Je länger die Keimbildungsphase dauert, desto höher wird die Strukturdichte. Beim darauf folgenden Keimwachstum legen sich weitere Hartchromschichten über die Keimstellen. Es bilden sich keine neuen Strukturen, sondern die bereits vorhandenen Strukturen wachsen. Die erzeugte Strukturschicht wird abschließend mit einer Deckschicht verschlossen. Bild 7.7 zeigt eine einzelne Chromstruktur im Querschnitt. Die Deckschicht ist als helle Lage erkennbar. Die in Bild 7.6 darge-

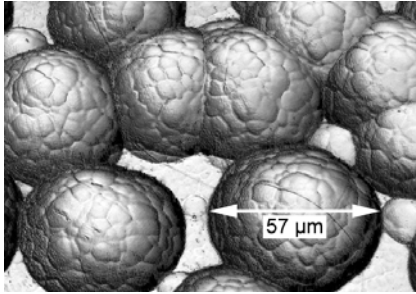


Bild 7.6 Mikroskopbild einer Strukturchromschicht mit geringer Überdeckung

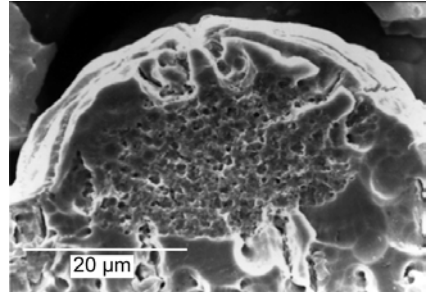


Bild 7.7 Geätzter Querschliff (REM-Aufnahme) einer einzelnen Chromstruktur, aus [127]

stellte Strukturchromschicht weist eine geringe Überdeckung auf. Bei vollständiger Überdeckung ist jede Stelle der Oberfläche mit Chromstrukturen bedeckt. Die einzelnen Strukturen überlagern sich dann zwangsläufig. Der Grad der Überdeckung ist von der Anzahl und der Größe der Einzelstrukturen abhängig. Er wird also sowohl in der Keimbildungs- als auch in der Keimwachstumsphase durch die jeweiligen Prozessparameter beeinflusst.

Für diese Arbeit wurden fünf strukturchrombeschichtete Versuchswellen mit unterschiedlicher Oberflächencharakteristik gefertigt. Tabelle 7.3 vergleicht die Versuchswellen qualitativ anhand der Größe der Einzelstrukturen, dem Grad der Überdeckung sowie der Homogenität der Oberfläche. Die Wellen „Strukturchrom 1“ und „Strukturchrom 2“ haben eine vollständige Überdeckung, sind sehr homogen und unterscheiden sich in der Größe der Einzelstrukturen. Die drei restlichen Wellen „Strukturchrom 3“ bis „Strukturchrom 5“ haben größere Einzelstrukturen, sind inhomogen und unterscheiden sich im Überdeckungsgrad. Inhomogen bedeutet in diesem Zusammenhang, dass einzelne größere Chromstrukturen aus der restlichen Oberfläche

heraus stechen. Die genauen Fertigungsparameter sind vom Hersteller der Strukturchrombeschichtung nicht bekannt gegeben.

Für einen quantitativen Vergleich anhand von Oberflächenparametern und Materialverteilung können die Datenblätter der Versuchswellen im Anhang A.1 ab Tabelle A.20 herangezogen werden.

7.3 Reibmoment und Dichtringverschleiß

Die Reibmomentmessungen bilden die Grundlage für eine quantitative Aussage über die reibungsmindernde Wirkung von makrostrukturierten Dichtungsgegenauflflächen. Ziel ist zum einen, die Strukturierungsverfahren auf ihre Eignung als Dichtungsgegenauflfläche zu untersuchen. Die Fragestellung ist, ob leakagefreies Abdichten überhaupt möglich ist. Zum anderen wird deren Potential, die Reibung im Dichtsystem zu mindern, deutlich. Als Referenz dient eine im Einstich geschliffene Dichtungsgegenauflfläche. Um darüber hinaus eine Regressionsanalyse des Reibmoments mit Oberflächenparametern zu ermöglichen, werden zusätzlich auch alle Dichtungsgegenauflflächen der Funktionsuntersuchungen mit denselben Versuchsparametern untersucht.

Mit dem Ansatz der Makrostrukturierung wird ein Zielkonflikt zwischen der Minderung der Reibung und einem Anstieg des Verschleißes des Dichtelements erwartet. Die Vermutung liegt nah, dass eine rauere Oberfläche auch abrasiver ist. Daher erfolgt nach den Reibmomentmessungen zusätzlich eine Bewertung der Abrasivität anhand der Verschleißbreite des Dichtelements.

Tabelle 7.3 Oberflächencharakteristik der untersuchten Strukturchromschichten

	Strukturchrom 1	Strukturchrom 2	Strukturchrom 3	Strukturchrom 4	Strukturchrom 5
Strukturgröße:	klein	mittel	groß	groß	groß
Überdeckung:	vollständig	vollständig	niedrig	mittel	hoch
Homogenität:	homogen	homogen	inhomogen	inhomogen	inhomogen

7.3.1 Versuchsdurchführung und Auswertung

Die Funktionsuntersuchungen in Kapitel 4 sind mit einem praxisnahen Experimentaltetriebe durchgeführt. Dies hat den wesentlichen Vorteil, dass sich das Dichtsystem in einer realen Einbausituation befindet. Es steht in Wechselwirkung mit den Maschinenelementen in seinem Umfeld. Nachteilig ist jedoch, dass über die Reibung im Dichtsystem einzig über die Wellentemperatur geschlossen werden kann. Gerade die Untersuchungen zu kombinierte Einflussgrößen zeigen, dass diese stark von den Einflussgrößen Schmierstoff und Dichtungsumfeld abhängt. Um deren Einfluss weitestgehend zu verringern, wird ein Einzeldichtungsprüfstand eingesetzt. Kapitel 3.2 zeigt dessen Aufbau. Bei den Versuchen ist der Versuchsraum entlüftet. Eine Beeinflussung durch den Druck kann somit ausgeschlossen werden. Im Umfeld des Dichtsystems befinden sich darüber hinaus keine beeinflussenden Maschinenelemente, wie bspw. Wälzlager.

Wesentliche Zielgröße der Versuche ist das Reibmoment des Dichtsystems in Abhängigkeit der Dichtungsgegenlauffläche. Dichtelement und Fließfett entsprechen dem Referenzsystem der Funktionsuntersuchungen, Kapitel 4.2.3. Das Drehzahlkollektiv ist mit einer zweistündigen Konditionierung bei 1.000 min^{-1} und fünf darauf folgenden Drehzahlstufen bei 50, 500, 1.000, 1.500 und 2.000 min^{-1} mit einer Dauer von je 3,6 Stunden ebenfalls analog zu den Funktionsuntersuchungen. Die Wellentemperatur beträgt $80 \text{ }^\circ\text{C}$. Nach den Versuchen wird die Verschleißbreite des Dichtelements gemessen. Es hat sich gezeigt, dass der Verschleiß der Dichtungsgegenlauffläche bei den makrostrukturierten Oberflächen über 20 Stunden sehr gering und messtechnisch nicht erfassbar ist. Eine Auswertung der Laufspurtiefe erfolgt daher nicht.

Gegenstand der Versuche sind die 16 Dichtungsgegenlaufflächen der Funktionsuntersuchungen, zwei achsparallel drehgefräste Dichtungsgegenlaufflächen sowie fünf mit Strukturchrom beschichtete. Mit jeder der 23 Dichtungsgegenlauffläche wurden drei Versuche unter gleichen Bedingungen durchgeführt. Dies gewährleistet eine statistische Aussage, was gerade in Bezug auf die Korrelation zu Oberflächenparametern von großer Bedeutung ist. In diesem Kapitel werden nur die Reibmomentverläufe der drehgefrästen und der mit Strukturchrom beschichteten Oberflächen aufgeführt, die restlichen Verläufe sind im Anhang A.2 dargestellt.

7.3.2 Ergebnisse der Reibmoment- und Verschleißmessungen

Mit allen makrostrukturierten Oberflächen war funktionssicheres Abdichtung über 20 Stunden ohne Auftreten von Leckage möglich. In Bild 7.8 bis Bild 7.10 sind die gemittelten Reibmomente über der Drehzahl dargestellt. Die Mittelung erfolgte über drei Versuche bei gleichen Versuchsbedingungen. Als Referenz ist das Reibmoment einer im Einstich geschliffenen Dichtungsgegenläuffläche analog zu der des Referenzsystems der Funktionsuntersuchungen aufgeführt. Zur Visualisierung dienen 3D-Darstellungen der untersuchten Dichtungsgegenläufflächen. Die Überhöhung ist normiert, um die Oberflächencharakteristik einer jeden Oberfläche ausreichend gut wiederzugeben. Von Oberfläche zu Oberfläche ist die Skalierung daher unterschiedlich.

Bild 7.8 zeigt die Reibmomentverläufe der beiden achsparallel drehgefrästen Dichtungsgegenläufflächen. Gegenüber der Referenz führen beide drehgefrästen Dichtungsgegenläufflächen zu niedrigeren Reibmomenten bei 50 und 500 min^{-1} . Die Welle „Drehfräsen 3“ hat hier das geringste Reibmoment. Ab einer Drehzahl von 1.000 min^{-1} gleichen sich die beiden Verläufe der drehgefrästen Dichtungsgegen-

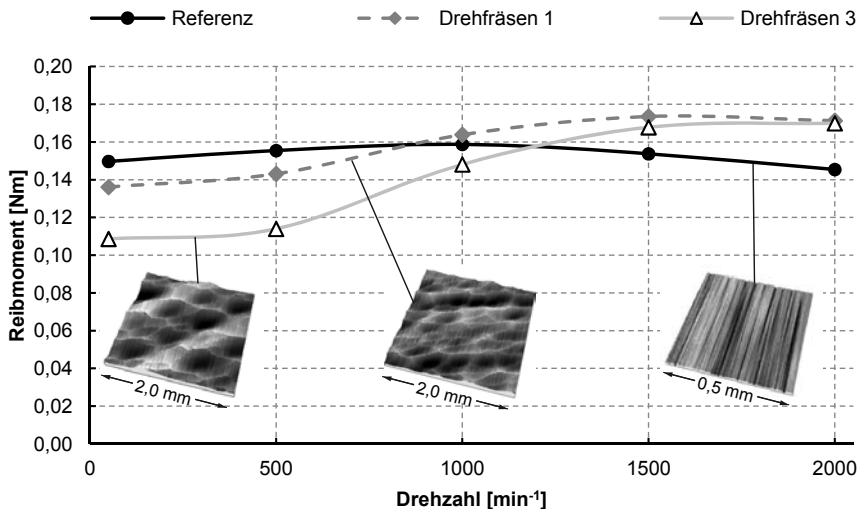


Bild 7.8 Reibmomentverläufe der achsparallel drehgefrästen Dichtungsgegenläufflächen

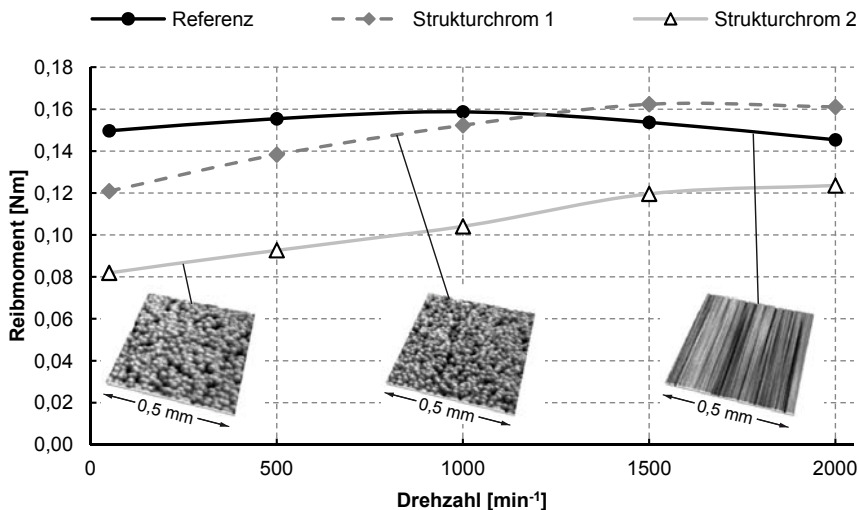


Bild 7.9 Reibmomentverläufe der mit Strukturchrom beschichteten Dichtungsgegenläufflächen mit variiertes Strukturgröße

läufflächen an. Ab 1.500 min^{-1} verlaufen sie oberhalb der Referenz.

Die Reibmomentverläufe der Wellen „Strukturchrom 1“ und „Strukturchrom 2“ zeigt Bild 7.9. Beide Oberflächen weisen eine vollständige Überdeckung auf und sind vergleichsweise homogen. Der Unterschied zwischen den beiden Oberflächen liegt in der Größe der Einzelstrukturen. Die Welle „Strukturchrom 2“ hat die größeren Strukturen von beiden. Ihr Reibmoment verläuft über alle Drehzahlen des Versuchs unterhalb der Referenz. Für Welle „Strukturchrom 1“ gilt dies nur bis 500 min^{-1} und weniger ausgeprägt. Ab 1.000 min^{-1} ist das Reibmoment der Welle „Strukturchrom 1“ mit der Referenz vergleichbar.

Bild 7.10 zeigt die Reibmomentverläufe der mit Strukturchrom beschichteten Wellen mit variiertes Überdeckung. Alle drei Wellen des Vergleichs weisen eine sehr inhomogene Strukturverteilung auf. Insbesondere bei der Welle „Strukturchrom 3“ existieren viele einzeln aus der restlichen Fläche herausstechende Strukturen. Mit zunehmender Überdeckung, wie bei der Welle „Strukturchrom 5“, wird die Oberfläche auch homogener. Alle Oberflächen führen bei allen Drehzahlen des Versuchs zu geringeren Reibmomenten als die im Einstich geschliffene Referenz. Dies wird be-

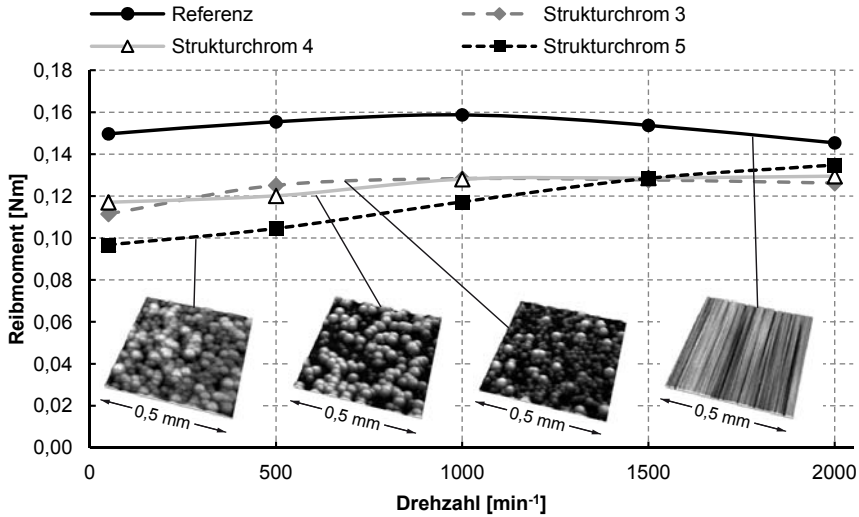


Bild 7.10 Reibmomentverläufe der mit Strukturchrom beschichteten Dichtungsgegenläufige mit variiertes Überdeckung

sonders im Drehzahlbereich zwischen 50 min^{-1} und 1.000 min^{-1} deutlich. Hier lässt sich tendenziell erkennen, dass das Reibmoment mit zunehmender Überdeckung und dadurch steigender Homogenität abnimmt.

Bild 7.11 stellt die Verschleißbreite der Dichtelemente nach den Reibmomentmessungen über 20 Stunden dar. Die angegebenen Werte sind der Mittelwert aus je zwei Messungen pro Dichtelement und zwei Versuchswiederholungen pro Welle. Beide achsparallel drehgefrästen Wellen führen zu einer mit der im Einstich geschliffenen Referenz vergleichbaren Verschleißbreite. Die höhere Muldentiefe von Welle „Drehfräsen 3“ wirkt sich nicht auf den Verschleiß aus. Innerhalb der Versuchsstreuung und Messgenauigkeit sind die Verschleißbreiten bei den drehgefrästen Wellen als gleich zu bewerten. Bei den beschichteten Wellen ist erkennbar, dass die Verschleißbreite mit der Strukturgröße ansteigt und mit der Überdeckung deutlich abnimmt.

Fazit

Die Versuche am Einzeldichtungsprüfstand zeigen, dass mit makroskopisch strukturierten Dichtungsgegenläufige eine deutliche Reibungsminderung gegenüber im

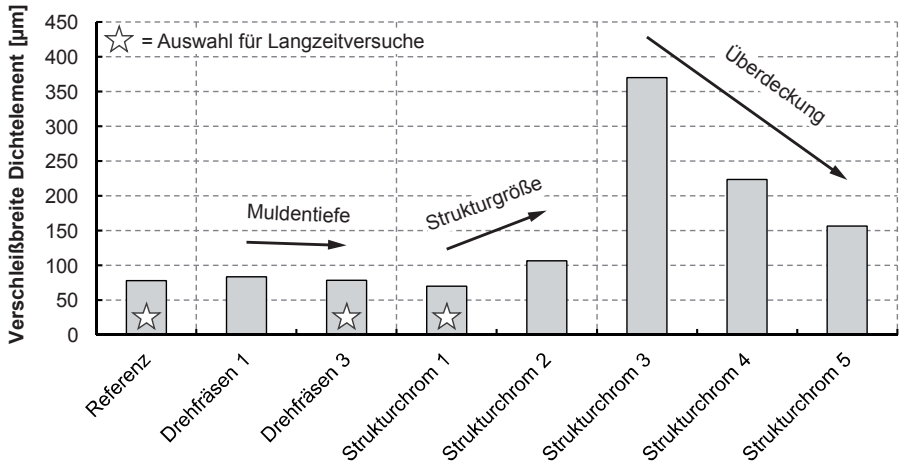


Bild 7.11 Verschleißbreite der Dichtelemente nach den Reibmomentmessungen, ausgewählte Wellen für die Langzeitversuche sind markiert

Einstich geschliffenen Wellen erreichbar ist. Die Verschleißbreite der Dichtelemente bei den drehgefrästen Wellen und den mit Strukturchrom beschichteten Wellen mit vollständiger Überdeckung sind mit der Verschleißbreite bei im Einstich geschliffenen Wellen vergleichbar. Strukturchromschichten mit geringer Überdeckung führen zu hohem Verschleiß des Dichtelements. Sie sind für den Einsatz als Dichtungsgegenlauffläche ungeeignet.

7.4 Langzeitversuche

Ziel der Langzeitversuche über eine Dauer von 1008 Stunden ist, die betriebssichere Eignung für einen realen Einsatz von makrostrukturierten Dichtungsgegenlaufflächen nachzuweisen. Die Auswahl der Versuchswellen basiert auf den Verschleißergebnissen der Reibmomentmessungen, Bild 7.11. Neben der im Einstich geschliffenen Referenz wurde je Bearbeitungsverfahren die Dichtungsgegenlauffläche gewählt, welche die geringste Verschleißbreite des Dichtelements hervorruft. Zielgrößen der Langzeitversuche sind die Verschleißbreite des Dichtelements und die Laufspurtiefe der Welle nach 1008 Stunden.

7.4.1 Versuchsdurchführung und Auswertung

Die Langzeitversuche wurden am Experimentalgetriebe durchgeführt, Kapitel 3.1. Dadurch wird der Einsatz in einem realen Industriegetriebe nachgestellt. Um den in Kapitel 4.7 beschriebenen Einfluss des Schmierstoffs über den Getriebedruck auf das Dichtsystem auszuschließen, wurde das Getriebe entlüftet. Dichtelement und Fließfett entsprachen dem Referenzsystem der Funktionsuntersuchungen, Kapitel 4.2.3. Das Getriebe wurde bis Wellenmitte mit Fließfett gefüllt und die Wellendrehzahl wurde in Stufen von 50, 500, 1.000, 1.500 und 2.000 min^{-1} mit je einer Dauer von 4 Stunden variiert. Die Gehäusetemperatur im Betrieb betrug 80°C . Anschließend folgte eine 4-stündige Stillstandsphase mit einer Abkühlung des Gehäuses auf 20°C . Das 24-stündige Drehzahlkollektiv wurde über die Versuchsdauer von 1008 Stunden (42 Tage) in einer Dauerschleife wiederholt. Zur Verschleißbeurteilung nach den Versuchen wurden die Dichtkanten und die Laufspuren mit dem Laserscanningmikroskop vermessen.

7.4.2 Ergebnisse der Langzeitversuche

Bild 7.12 und Bild 7.13 vergleichen die verschlissenen Dichtkanten nach den Versuchen über 1008 Stunden am Experimentalgetriebe. Erwartungsgemäß trat bei allen Dichtkanten deutlicher Verschleiß auf. Bild 7.13 zeigt das Profil einer Dichtkante im Neuzustand als Vergleich. Die verschlissenen Dichtkanten unterscheiden sich zwar

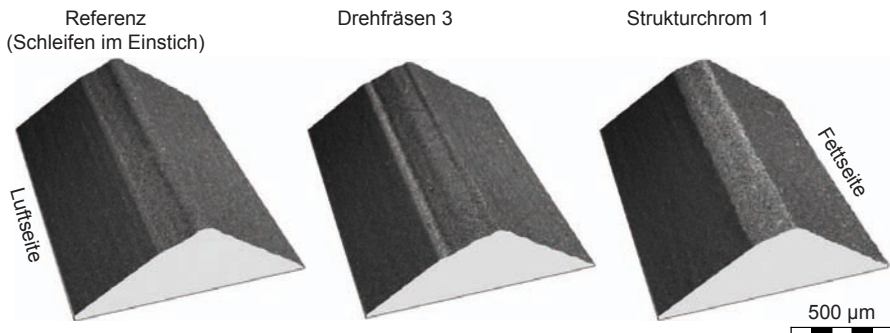


Bild 7.12 3D-Mikroskopbilder der Dichtkanten nach den Langzeitversuchen

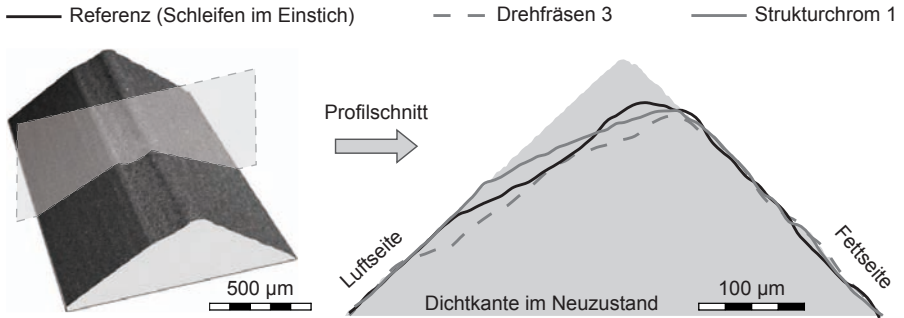


Bild 7.13 Qualitativer Vergleich des Dichtkantenverschleißes anhand von Profilschnitten

in ihrer Form und der effektiven Verschleißbreite, das Verschleißvolumen variiert jedoch nur geringfügig. Welle „Drehfräsen 3“ führt zu etwas höherem und Wellen „Strukturchrom 1“ zu etwas geringerem Verschleißvolumen der Dichtkante als die im Einstich geschliffene Referenz.

Bild 7.14 stellt die Laufspuren der drei Langzeitversuche vergleichend gegenüber. Dargestellt sind axiale Profilschnitte, die aus den Topografiemessungen mit dem Laserscanningmikroskop über $500 \times 500 \mu\text{m}$ extrahiert wurden. Der ungefähre Laufspurbereich ist grau hinterlegt. Zum besseren Vergleich ist die Profilhöhe einheitlich skaliert. Ergänzend zu Bild 7.14 sind die Mikroskop- und Topografiebilder der Laufspuren im Anhang A.3 aufgeführt. Bei der im Einstich geschliffenen Referenz ist der Laufspurbereich nur durch eine Einglättung der Spitzen erkennbar. Bei den anderen beiden Wellen ist der Laufspurbereich deutlicher und die Laufspuren sind tiefer. Die tiefste Laufspur hat die Welle „Strukturchrom 1“. Trotz der vergleichsweise harten Chromschicht sind die Einzelstrukturen an den Spitzen verschlissen. Im Bereich des Pressungsmaximums, fettseitig im Dichtkontakt, ist die Strukturchromschicht komplett bis auf das Trägermaterial der weichen Wellenhülse abgetragen. Die Laufspurtiefe der weich drehgefrästen Welle „Drehfräsen 3“ ist etwas geringer. Das charakteristische Muldenprofil der Oberfläche bleibt erhalten. Bei der im Einstich geschliffenen Referenzwelle und der drehgefrästen Welle sind Verfärbungen im Mikroskopbild erkennbar. Aus den Topografien und den Profilschnitten ist jedoch ersichtlich, dass keine schädlichen Ablagerungen entstanden sind. Weder die Dichtkanten noch das Fließfett im Dichtkantenbereich aller drei Versuche zeigen Anzeichen für lokale

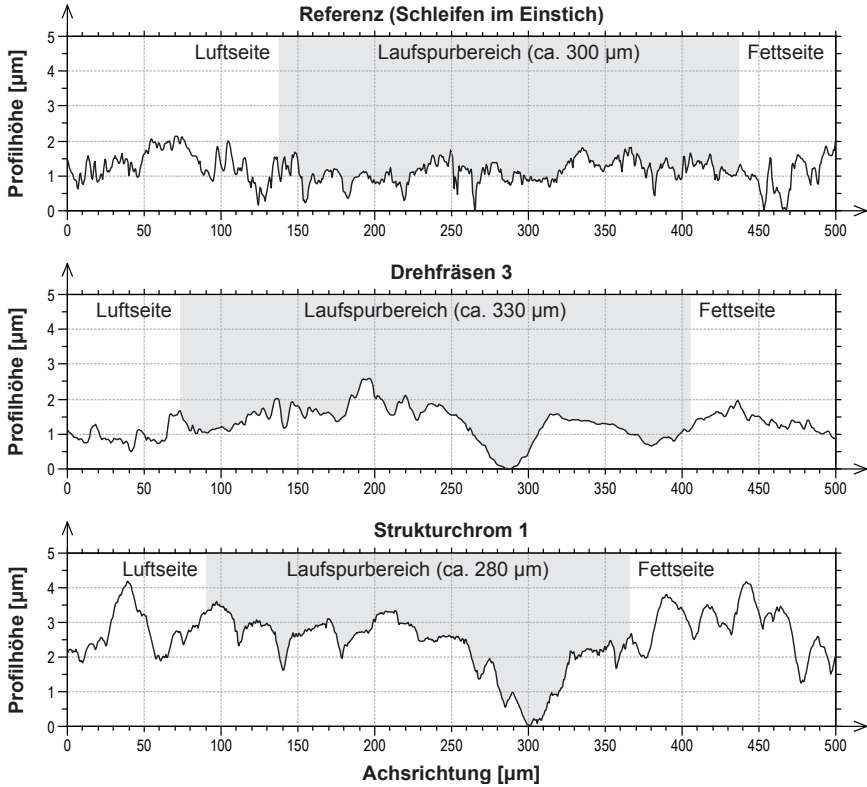


Bild 7.14 Axiale Profilschnitte der Dichtungsgegenläufigen nach den Langzeitversuchen, Laufspurbereiche sind markiert

Mangelschmierung wie etwa Verfärbung.

Fazit

Alle drei Dichtungsgegenläufigen ermöglichten das Abdichten über 1008 Stunden ohne Auftreten von Leckage. Weder die drehgefräste noch die mit Strukturchrom beschichtete Dichtungsgegenläufige führte zu relevant höherem Verschleiß der Dichtkante als die im Einstich geschliffene Referenz. Auffallend ist der aufgetretene Verschleiß der harten Chromschicht von der Welle „Strukturchrom 1“. Es wird angenommen, dass sich durch Zerrüttung abgetragene Hartchrompartikel in das vergleichsweise weiche Elastomer der Dichtkante eingebettet haben. Diese führen gleich

einer Kettenreaktion zu weiterem Materialabtrag, mehr harten Partikeln im Elastomer und damit zu einer erhöhten Verschleißrate. Die Auswirkung dieses Effekts ist im Bereich des Pressungsmaximums am Größten. Im weiteren luftseitigen Bereich des Dichtkontakts sind die Einzelstrukturen der Hartchromschicht zwar an den Spitzen verschlissen, jedoch noch vorhanden. Eine abschließende Aussage, ob diese Art der Strukturchromschicht in der Praxis uneingeschränkt einsetzbar und damit betriebssicher ist, kann auf Basis dieser Arbeit noch nicht getroffen werden. Sehr großes Potential zur betriebssicheren realen Anwendung zeigt dagegen die achsparallel drehgefräste Welle. Trotz des ungehärteten Materials ist die Laufspurtiefe vergleichsweise gering. Die charakteristischen muldenförmigen Strukturen sind außerhalb des Pressungsmaximums nicht verschlissen. Es kann davon ausgegangen werden, dass der reibungsmindernde Effekt dieser Strukturen bei einem Einsatz ohne Schmutzbeaufschlagung dauerhaft erhalten bleibt.

7.5 Regressionsanalyse und Bewertung der Oberflächenparameter

Zur Bewertung der Oberflächenparameter wurden statistische Analysemethoden angewendet. Zunächst wurde eine Korrelationsanalyse mit den Zielgrößen Reibmoment und Verschleißbreite durchgeführt. Die Korrelation gibt Auskunft, ob zwischen den Oberflächenparametern und der jeweiligen Zielgröße ein relevanter Zusammenhang besteht. Zur Identifikation relevanter Parameter wurde pro Drehzahlstufe der lineare Korrelationskoeffizient zwischen jedem Messwert und jedem Parameter gebildet. Eine daraus gewonnene Korrelationsmatrix gibt einen effektiven Überblick der relevanten Parameter. Mit einer dabei getroffenen Vorauswahl erfolgte dann eine lineare Regression mit denselben Zielgrößen. Durch die Regression kann mit dem Bestimmtheitsmaß R^2 eine quantitative Aussage über die Güte des linearen Zusammenhangs getroffen werden. Eine daraus gewonnene Erkenntnis ist gerade dann praxisrelevant, wenn der Zusammenhang unabhängig vom Fertigungsverfahren ist. Die Auswertung beinhaltete daher alle Dichtungsgegenlaufflächen mit allen untersuchten Fertigungsverfahren. Jeder einzelnen Korrelations- und Regressionsrechnung lagen somit die gemessenen Reibmomente von 23 Wellen mit je drei Einzelversuchen über 20 Stunden zugrunde. Folgend wird zunächst auf das angewendete Vorgehen bei der Berechnung der Parameter aus den Messdaten eingegangen.

7.5.1 Messdatenaufarbeitung und Parameterberechnung

Mit Ausnahme der drehgefrästen Dichtungsgegenauflflächen wurden alle Oberflächen mit einem Laserscanningmikroskop über einen Messbereich von 1 x 1 mm und einer lateralen Auflösung von 0,3 µm vermessen, Kapitel 3.6. Da die laterale Größe der beim Drehfräsen entstandenen Mulden teilweise 1 mm übersteigt, wurden diese Oberflächen über einen Messbereich von 4 x 4 mm vermessen. Um aussagekräftige Parameter aus den Messdaten ableiten zu können, müssen diese zunächst aufgearbeitet werden. Hierbei wird zum einen die Zylinderform der Welle und zum anderen Messfehler in Form sogenannter „Peaks“ kompensiert. Zur Kompensation der Zylinderform ist es allgemein hin üblich, mittels der Methode der kleinsten Fehlerquadrate eine Polynomfläche 2. Ordnung zu generieren und diese dann von der gemessenen Topografie zu subtrahieren. Dies ist jedoch für makrostrukturierte Oberflächen nicht zielführend, da die Strukturtiefe teils im Bereich der Größenordnung der Zylinderkrümmung liegt. Die Polynomfläche würde falsch errechnet werden. Um dies zu umgehen, wird die Zylinderform in dieser Arbeit durch Subtrahieren einer idealen Zylinderfläche mit einem Durchmesser von 50 mm kompensiert, Bild 7.15. Zwischenergebnis 1 ist eine um die Krümmung bereinigte Topografie, die um die X- und die Y-Achse verkippt sein kann. Die Verkipfung resultiert aus der Lageabweichung zwischen gemessener Topografie und idealer Zylinderfläche. Im Bereich geringer Abweichungen wirkt sich dieser Fehler annähernd linear aus. Die Lageabweichung kann daher durch Subtraktion einer Ebene kompensiert werden, Bild 7.16. Die Ebene kann mit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate berechnet



Bild 7.15 Aufarbeitung der Messdaten Schritt 1: Kompensation der Zylinderform mit idealem Zylinder

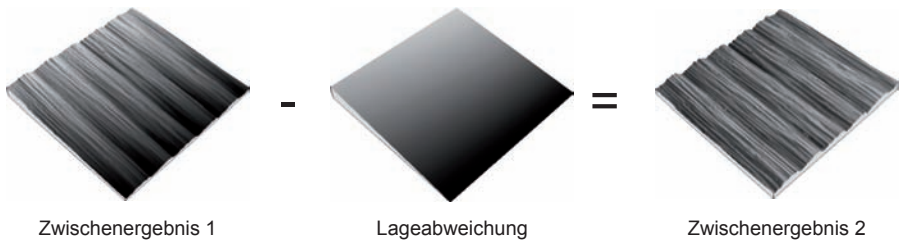


Bild 7.16 Aufarbeitung der Messdaten Schritt 2: Kompensation der Lageabweichung zwischen idealem Zylinder und gemessener Topografie

werden. Zwischenergebnis 2 ist die um die Zylinderkrümmung und Lageabweichung kompenzierte Topografie. Messfehler in Form von „Peaks“ sind jedoch noch immer enthalten. Diese dürfen nicht unberücksichtigt gelassen werden, da sie sich stark auf die Parameter auswirken können. Insbesondere die nicht gemittelten Höhenparameter (S_p, S_v, S_z) wären betroffen. Da die maximale Höhe S_z als Referenz beim Beschneidungsalgorithmus (Pruning) dient, würden als Folge auch alle Elementparameter falsch berechnet werden. Eine praxisgerechte Methode zur Kompensation von „Peaks“ ist das Schnittlinienverfahren, Bild 7.17. Die meist mit nur wenigen Datenpunkten aus der restlichen Topografie herausstechenden „Peaks“ tragen nur äußerst gering zum Materialanteil bei. Anhand der Abbottkurve können nun die Höhen „abgeschnitten“ werden, die außerhalb des Bereichs zwischen 0,1 und 99,9 % Materialanteil liegen. Die dabei gebildeten Schnittlinien sind das neue Minimum bzw. Maximum der Topografie des Endergebnisses.

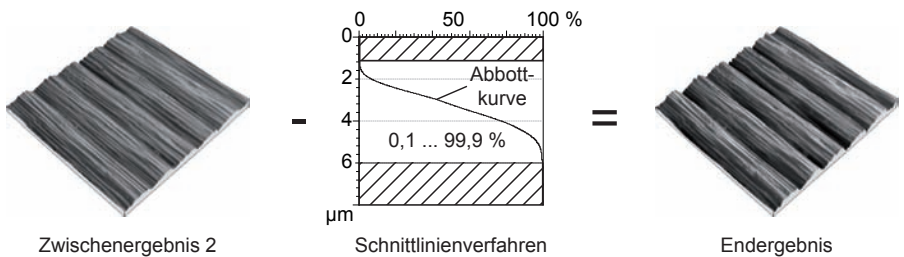


Bild 7.17 Aufarbeitung der Messdaten Schritt 3: Kompensation von Messfehlern (Peaks) mittels Schnittlinienverfahren

7.5.2 Ergebnisse der Regressionsanalyse und Bewertung

Bei der Untersuchungen kamen sowohl alle 2D Parameter nach gängigen Normen [75, 78] sowie die neuen 3D Parameter [9] zum Einsatz. Manche Parameter setzen zur Berechnung die Wahl eines Grenzwerts voraus. Dies sind beispielsweise die Grenzen S_{mr1} und S_{mr2} der Funktionsparameter oder der Beschneidungsgrenzwert bei der Berechnung der Elementparameter. Bei der Korrelationsbildung wurde bei den davon betroffenen Parametern der jeweilige Grenzwert über einen breiten relevanten Wertebereiche variiert und dessen Optimum mittels der Korrelationsmatrix ausgewählt. Dies gewährleistet das beste Ergebnis der darauf folgenden Regression mit dem Parameter. Jeder einzelne Parameter wurde hinsichtlich seiner Korrelation mit Reibmoment als auch Verschleiß untersucht. Von einer Auflistung aller Regressionsergebnisse wird in dieser Arbeit abgesehen. Dargestellt und diskutiert sind nur die als relevant bewerteten Parameter. Tabelle 7.4 zeigt diese im Überblick. Die Analyse mit der Zielgröße Reibmoment ergibt, dass die Reibung in erster Linie von der Tiefe der Senken abhängt. Tiefen Senken mindern das Reibmoment. Zur Quantifizierung der Senkentiefe kommt jedoch nicht ein einzelner, sondern mehrere Parameter aus unterschiedlichen Gruppen bzw., Normen in Frage. Bild 7.18 vergleicht hierzu das Bestimmtheitsmaß R^2 der relevanten Parameter in Abhängigkeit der Drehzahl

Tabelle 7.4 Übersicht relevanter Parameter der Regressionsanalyse und Bewertung

Parameter	Beschreibung	Grenzwert	Norm
S_{5v}	Fünf-Punkt-Senkenhöhe	Pruning = 6% S_z	DIN EN ISO 25178-2
R_v	Rauheitsprofiltiefe	$\lambda_c = 0,8 \text{ mm}$	DIN EN ISO 4287
S_v	maximale Senkenhöhe	-	DIN EN ISO 25178-2
S_{vk}	reduzierte Talhöhe	-	DIN EN ISO 25178-2
V_{vv}	leeres Talvolumen	$S_{mr2} = 72\%$	DIN EN ISO 25178-2
S_{dv}	durchschnittliches Talvolumen	Pruning = 6% S_z	DIN EN ISO 25178-2
S_{5p}	Fünf-Punkt-Spitzenhöhe	Pruning = 6% S_z	DIN EN ISO 25178-2
R_p	Rauheitsprofilhöhe	$\lambda_c = 0,8 \text{ mm}$	DIN EN ISO 4287
S_p	maximale Spitzenhöhe	-	DIN EN ISO 25178-2
S_{pk}	reduzierte Spitzenhöhe	-	DIN EN ISO 25178-2
V_{mp}	Spitzenmaterialvolumen	$S_{mr1} = 13\%$	DIN EN ISO 25178-2
S_{hv}	durchschnittliches Hügelvolumen	Pruning = 6% S_z	DIN EN ISO 25178-2

für alle Versuchswellen. Das beste Ergebnis liefert die Fünf-Punkt-Senkenhöhe S_{5v} nach DIN EN ISO 25178-2. Bei einer Wellendrehzahl von 500 min^{-1} beträgt das Bestimmtheitsmaß $R^2 = 0,94$. Mit steigender Wellendrehzahl ist erkennbar, dass das Bestimmtheitsmaß aller aufgeführten Parameter tendenziell sinkt. Dies bedeutet, dass die mittlere Abweichung von der linearen Regressionsgerade höher ist. Die reibungsmindernde Wirkung von tiefen Senken besteht dennoch auch bei höheren Drehzahlen. Die Ergebnisse zeigen weiterhin, dass auch das Talvolumen eine Auswirkung auf das Reibmoment hat. Große Talvolumina führen zu geringer Reibung, wie der Funktionsparameter V_{vv} zeigt. Dieser Zusammenhang wird jedoch nicht beim durchschnittlichen Talvolumen S_{dv} deutlich. Dessen Bestimmtheitsmaß ist bei allen Drehzahlen sehr gering. Ausgehend vom hohen Bestimmtheitsmaß der zur selben Parametergruppe gehörenden Fünf-Punkt-Senkhöhe S_{5v} , ist dies nicht zu erwarten.

Bild 7.19 zeigt das Reibmoment über der Fünf-Punkt-Senkenhöhe S_{5v} bei 500 min^{-1} Wellendrehzahl. Dargestellt sind die gemittelten Reibmomente aller Versuchswellen sortiert nach deren Fertigungsverfahren. Das hohe Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,94$ führt zu einem schmalen Vertrauensbereich um die Regressionsgerade. Es wird deutlich, dass Standardfertigungsverfahren wie Schleifen oder Drehen nicht zur Rei-

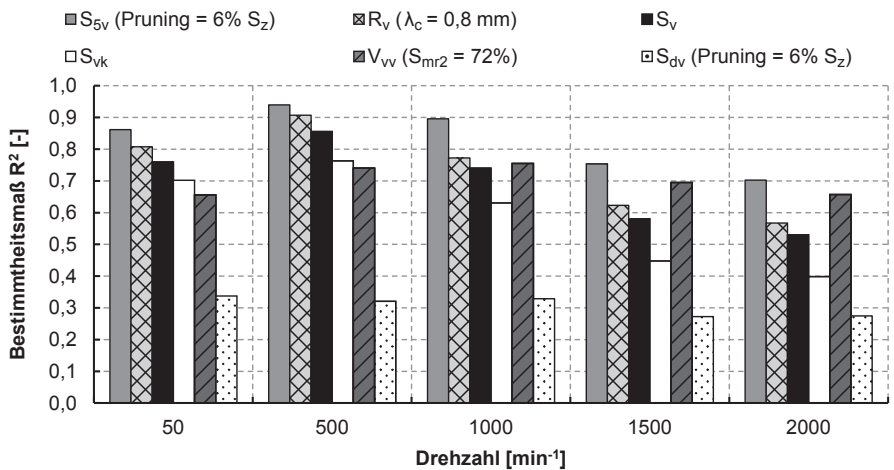


Bild 7.18 Bestimmtheitsmaß R^2 der linearen Regression von Senkenparametern mit dem Reibmoment über Drehzahl für alle Versuchswellen

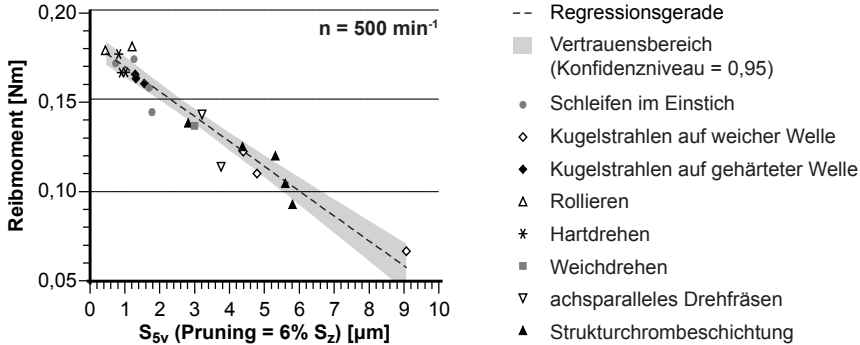


Bild 7.19 Regression von Reibmoment und Fünf-Punkt-Senkenhöhe S_{5v} bei 500 min^{-1} Wellendrehzahl, sortiert nach Fertigungsverfahren für alle Versuchswellen

bungsminderung geeignet sind. Täler mit $S_{5v} > 3 \mu\text{m}$ und daraus resultierenden geringen Reibmomenten sind durch makrostrukturierende Verfahren wie dem achsparallelen Drehfräsen, dem Kugelstrahlen oder der Beschichtung mit Strukturchrom erreichbar.

Da hier unterschiedlichste Oberflächen untersucht werden, ist zu erwarten, dass sich die jeweiligen Dichtsysteme bei unterschiedlichen Drehzahlen in der Mischreibung bzw. in der Hydrodynamik befinden. Die nach dem Versuch gemessene Verschleißbreite entsteht über das gesamte Drehzahlkollektiv und kann daher nicht einzelnen Drehzahlstufen zugeordnet werden. Im Vergleich zum Reibmoment sind Korrelationskoeffizient und Bestimmtheitsmaß gering. Die Auswertung zeigt, dass die Verschleißbreite in erster Linie von der Höhe der Spitzen abhängt. Eine Oberfläche mit ausgeprägten Spitzen ist abrasiver und führt zu einem breiteren Verschleiß der Dichtkante. Auch für die Spitzenhöhe existieren mehrere beschreibende Parameter.

Bild 7.20 zeigt das Bestimmtheitsmaß der linearen Regression mit den zu Bild 7.18 korrespondierenden Spitzenparametern. Dies sind die prinzipiell gleichen Parameter, die sich jedoch nicht auf die Senken, sondern auf die Spitzen beziehen. Das beste Ergebnis liefert hier die reduzierte Spitzenhöhe S_{pk} nach DIN EN ISO 25178-2 mit einem Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,67$. S_{pk} beschreibt die Höhe der aus dem Kernbereich herausstehenden Spitzen auf Basis der Abbottkurve. Ein ähnlich gutes Regressionsergebnis zeigen die Parameter R_p und V_{mp} . Bild 7.21 zeigt die Verschleißbreite

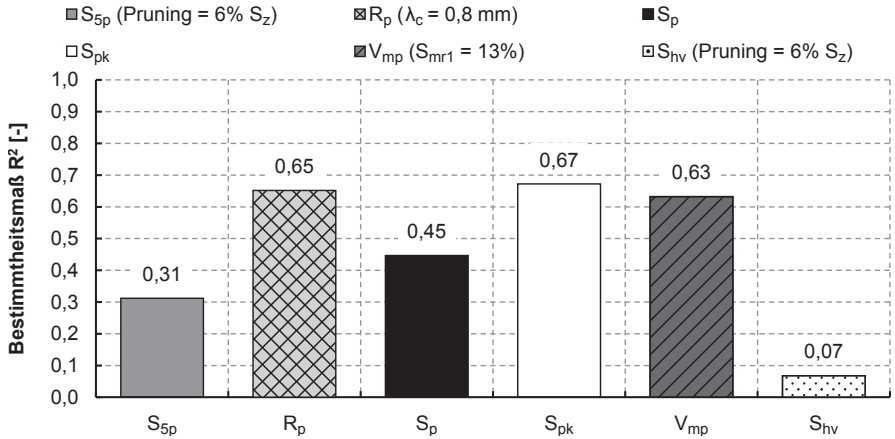


Bild 7.20 Bestimmtheitsmaß R^2 der linearen Regression von Spitzenparametern mit Verschleißbreite für alle Versuchswellen

über der reduzierten Spitzenhöhe S_{pk} für alle Versuchswellen. Bedingt durch das vergleichsweise geringere Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,67$ ist der Vertrauensbereich der linearen Regression deutlich breiter als in Bild 7.19. Dieses eigentlich als negativ zu bewertendes Ergebnis resultiert unter anderem aber auch daher, dass einzelne Dichtungsgegenlaufflächen durch ihre geringere Abrasivität positiv herausstechen. Die beiden achsparallel drehgefrästen Dichtungsgegenlaufflächen führen zu deutlich

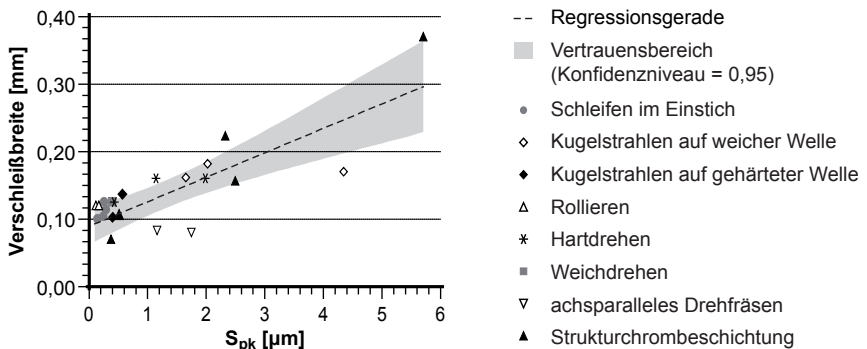


Bild 7.21 Regression von Verschleißbreite und reduzierter Spitzenhöhe S_{pk} , sortiert nach Fertigungsverfahren für alle Versuchswellen

geringeren Verschleißbreiten als es der Parameter S_{pk} prognostiziert. Dies mindert zwar die Aussagekraft des Parameters, spricht aber dennoch für das Drehfräsen als geeignetes makrostrukturierendes Fertigungsverfahren zur Reibungsminderung.

Fazit

Durch die Analyse mit statistischen Methoden wurde erstmalig eine Bewertung von 3D Oberflächenparametern hinsichtlich ihrer Eignung zur Vorhersage von Reibung und Verschleiß von fließfettgeschmierten Dichtsystemen vorgenommen. Hierzu wurden eine große Anzahl von zwei- und dreidimensionalen Parametern ausgewählt und durch Korrelations- und Regressionsrechnungen den Zielgrößen Reibmoment und Verschleißbreite gegenübergestellt. Es konnte gezeigt werden, dass ein praxisrelevanter Zusammenhang zwischen der Tiefe der Senken und dem Reibmoment besteht, der anhand der Fünf-Punkt-Senkenhöhe S_{5v} quantitativ beschreibbar ist. Tiefe Senken führen zu geringer Reibung. Die Analyse mit der Zielgröße Verschleißbreite liefert ein weniger deutliches Ergebnis. Tendenziell zeigt sich, dass die Verschleißbreite mit der reduzierten Spitzenhöhe S_{pk} ansteigt. Insbesondere die achsparallel drehgefrästen Dichtungsgegenlaufflächen weichen von der Prognose anhand der reduzierten Spitzenhöhe in Richtung geringerer Verschleißbreiten ab.

8 Modell funktionaler Zonen fettgeschmierter Dichtsysteme

Berührende Dichtsysteme sind komplexe tribologische Systeme. Numerische Berechnungen und Simulationen dieser Systeme sind zum heutigen Stand der Technik nur ansatzweise möglich. Es können nur stark vereinfachte Teilausschnitte des Gesamtsystems betrachtet werden. Bisherige Arbeiten befassten sich darüber hinaus meist mit der Simulation von ölgeschmierten Dichtsystemen. Der Schmierstoff Fett weist gegenüber Schmieröl jedoch weit komplexere Funktionseigenschaften auf, die sich im rheologischen gänzlich anders als im tribologischen Verhalten äußern.

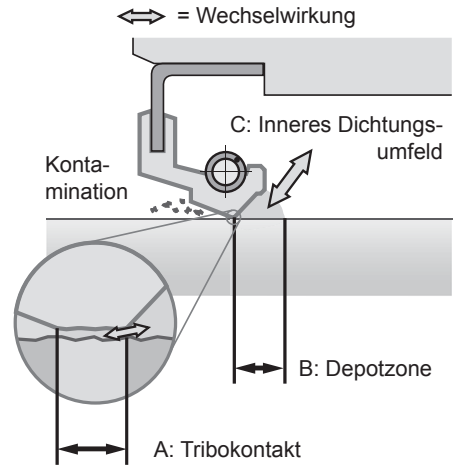


Bild 8.1 Funktionale Zonen fettgeschmierter Dichtsysteme

Die Ableitung eines mathematischen Modells aus den gewonnenen Untersuchungsergebnissen des Arbeitspakts zu den kombinierten Einflussgrößen wäre zwar möglich, aber nicht zielführend. Die Gültigkeit beschränke sich, selbst bei höchster Genauigkeit, lediglich auf den Versuchsraum der Untersuchungen. Auf Basis der Ergebnisse und der bei der Versuchsarbeit gewonnenen Erfahrungen wurde stattdessen ein Modell abgeleitet, das fettgeschmierte Dichtsysteme in drei funktionale Zonen einteilt, Bild 8.1. Hierbei flossen Erkenntnisse aus Fachdiskussionen ein, die mit Dichtungs- und Schmierstoffherstellern geführt wurden. Die Modellvorstellung dient dem generellen Verständnis der Zusammenhänge im fettgeschmierten Dichtsystem.

Ein Dichtsystem zur Fettabdichtung kann in die drei funktionale Zonen Tribokon-

takt (A), Depotzone (B) und inneres Dichtungsumfeld (C) unterteilt werden.

Tribokontakt (A)

Im Tribokontakt findet die dynamische Abdichtung mit der Entstehung von Reibungswärme statt. Je nach Dichtelement, Dichtungsgegenlauffläche, Schmierstoff und Betriebsbedingungen besteht im Dichtspalt entweder Festkörper-, Misch- oder Fluidreibung. Das Schmierfett bewirkt im Fall der Fluidreibung eine Trennung von Dichtkante und Dichtungsgegenlauffläche. Zur Höhe des Dichtspalts liegen für fettabdichtende Systeme derzeit keine Erkenntnisse vor. Es kann jedoch vermutet werden, dass dieser, wie auch bei ölabdichtenden Systemen, allenfalls wenige Mikrometer hoch ist. Genaue Werte sind hierzu jedoch auch bei Öl nicht bekannt. Je nach Prüfaufbau und Aussage der jeweiligen Forschungsstelle liegen die ermittelten Schmierfilmdicken zwischen 0,5 und 10 μm . [19, 38, 39] Abhängig vom verwendeten Verdicker, kann dessen Strukturgröße im Submikrometerbereich liegen, oder mehr als 20 μm und damit ein Vielfaches der Dichtspalthöhe betragen. Im Fall von gängigen Lithiumseifenverdickern sind dies lange faserartige Strukturen mit einem Durchmesser $< 0,5 \mu\text{m}$. [53] Insbesondere bei Fließfetten ist anzunehmen, dass sich das Fett in seiner Gesamtheit im Tribokontakt befindet. Die Auswirkungen von Verdickerart und -anteil auf unter anderem Reibmoment und Temperatur sind Gegenstand eines aktuellen Forschungsprojekts [128].

Die für Ölabdichtungen geltenden Rückförderhypothesen beruhen auf der Annahme, dass sich das Fluid innerhalb des Dichtspalts ständig austauscht. Die Funktionsuntersuchungen zeigen, dass es bei der Abdichtung von Fließfett unter geringem Überdruck in vielen Fällen zu Ablagerungen auf der Dichtungsgegenlauffläche im luftseitigen Teil des Dichtspalts kommt. Diese können auf lokale Mangelschmierung zurückgeführt werden, denn Fließfett tauscht sich im Tribokontakt schlechter aus als Öl. Da Schmierfett nur sehr gering bis gar nicht zur Kühlung des Dichtsystems beiträgt, muss ein Großteil der entstandenen Reibungswärme über die Welle abgeführt werden. Die resultierenden Temperaturen sind höher als bei Öl. Die maximale Umfangsgeschwindigkeit bei der Abdichtung von Fließfett mit Dichtelementen aus FPM bei geringem Überdruck sollte daher nicht mehr als 25 - 30 % der für die Abdichtung von Öl gültigen Werte betragen.

Der Tribokontakt steht in Wechselwirkung mit der Luftseite, mit dem in der Luft enthaltenen Sauerstoff und dem ggf. dort befindlichen Schmutz sowie der fettseitigen Depotzone (B). Diese versorgt den Tribokontakt mit frischem Schmierstoff und führt erwärmten Schmierstoff ab. Auch aus der Depotzone kann eine Kontamination in Form von metallischem und nichtmetallischem Abrieb erfolgen.

Depotzone (B)

Die Depotzone ist der vom Tribokontakt aus fettseitige Bereich zwischen Dichtelement, Dichtungsgegenlauffläche und innerem Dichtungsumfeld, in Bild 8.1 ist dies ein Keilspalt. Die Existenz dieser Zone stellt den wesentlichen Unterschied zwischen öl- und fettabdichtenden Systemen dar. Sie ist das Bindeglied zwischen Tribokontakt und innerem Dichtungsumfeld. Für den Fall, dass entweder sehr konsistente Fette eingesetzt werden, oder das Dichtungsumfeld so gestaltet ist, dass es keinen Austausch von Schmierstoff zwischen Dichtsystem und Fettsumpf gibt, muss das Fett in der Depotzone den Tribokontakt über die gesamte Betriebsdauer des Systems versorgen. Beim Einsatz von Fließfett wird sich in der Depotzone eine Grenzschicht zwischen der ruhenden Seite am Dichtelement und der bewegten Seite an der Dichtungsgegenlauffläche ausbilden, ab der das Fett infolge der Scherung fließt. Grund hierfür ist das strukturviskose Fließverhalten des Fetts. Im bewegten Bereich zwischen Grenzschicht und Dichtungsgegenlauffläche wird das Fett dauerhaft rheologisch geschert und ist dabei gleichzeitig relativ hohen Temperaturen ausgesetzt. Es erfährt somit gleichzeitig eine mechanische und eine thermische Beanspruchung. In wie weit diese Beanspruchung zum Verschleiß und damit zur Minderung der Schmierfähigkeit des Fetts durch das Dichtsystem beiträgt, ist derzeit noch unbekannt.

Inneres Dichtungsumfeld (C)

Das Dichtungsumfeld beeinflusst das Dichtsystem nur dann merklich, wenn ein Fließfett verwendet wird. Hierzu wurden in dieser Arbeit umfangreiche Untersuchungen durchgeführt. Dabei zeigt sich, dass vornehmlich die Wälzlager im direkten Dichtungsumfeld sowie die Raumlage die Schmierstoffversorgung des Dichtsystems beeinflussen. Das innere Dichtungsumfeld eines fließfettgeschmierten Dichtsystems sollte so gestaltet sein, dass es zwei wesentliche Kriterien erfüllt. Zum einen muss

das Dichtsystem in der Depotzone mit genug Schmierstoff versorgt werden. Idealerweise wird der Schmierstoff dort lokal stetig ausgetauscht. Dies verhindert, dass Grundöl mit der Zeit lokal ausblutet und das Schmierfett dort seine Schmierfähigkeit verliert. Neben der lokalen Schmierstoffversorgung des Dichtkontakts ist zum anderen auch der globale Schmierstoffaustausch zwischen Dichtsystem und Fettsumpf von Bedeutung. Die Versuche dieser Arbeit haben gezeigt, dass Rillenkugellager einen Schmierstoffaustausch in axialer Richtungen ermöglichen. Unter der Voraussetzung, dass das Getriebe ausreichend gefüllt ist und Fließfett getriebeseitig am Rillenkugellager ansteht, wird das Dichtsystem kontinuierlich mit frischem Fließfett aus dem kühleren Fettsumpf versorgt.

9 Diskussion und Praxisbedeutung

Der Hauptteil dieser Arbeit befasst sich mit dem Einfluss der systembildenden Komponenten auf das Funktionsverhalten fließfettbeaufschlagter Dichtsysteme. In den Funktionsuntersuchungen mit einzelnen Einflussgrößen wurde jeweils entweder das Dichtelement, die Dichtungsgegenlauffläche, das Fließfett oder das Dichtungsumfeld systematisch variiert. Als Bewertungs- und Variationsgrundlage wurde ein Referenzsystem definiert. Dieses beinhaltet ein Standarddichtelement und eine im Einstich geschliffene, drallfreie Dichtungsgegenlauffläche. Spezielle Dichtelemente zur Abdichtung fettgeschmierter Getriebe sind bisher von keinem Dichtungshersteller entwickelt bzw. vermarktet. Weiterhin geben keine Norm und kein Hersteller explizite Empfehlungen für die Fertigung von Dichtungsgegenlaufflächen zur Fettabdichtung. Dichtelement und Dichtungsgegenlauffläche des Referenzsystems dieser Arbeit sind daher eine nach dem Stand der Technik für die Abdichtung von Öl übliche und bewährte Paarung.

Für Forschungsarbeiten zur Ölabdichtung werden oft FVA-Referenzöle [114] verwendet. Dies gewährleistet eine projektübergreifende Vergleichbarkeit der erzielten Forschungsergebnisse. Da es für Fließfette keine allgemeinen Referenzschmierstoffe gibt, wurde in dieser Arbeit ein handelsübliches Produkt als Referenz definiert. Das wesentliche Kriterium bei der Auswahl war die Reproduzierbarkeit der Versuche am Experimentalgetriebe. Die Versuche zum Einfluss des Dichtelements, der Dichtungsgegenlauffläche und des Dichtungsumfelds wurden ausschließlich mit diesem Referenzfließfett durchgeführt. Die direkten Ergebnisse der Messungen sind daher nur für dieses Fließfett gültig. Die daraus gewonnenen Erkenntnisse sind durch Vergleiche unterschiedlicher Varianten, unter sonst gleichen Bedingungen, abgeleitet und daher auch für andere Fließfette verallgemeinerbar.

Für die Funktionsuntersuchungen kam ein nicht entlüftetes Experimentalgetriebe

zum Einsatz. Der Abdichtdurchmesser an der Ausgangswelle beträgt 50 mm. Die Größenordnung des untersuchten Dichtsystems entspricht damit der von gängigen Industriegetriebenen mit einer maximal zulässigen Leistung von ca. 10 kW. Das Dichtsystem im Experimentalgetriebe steht in Wechselwirkung mit seinem konstruktiven Umfeld. Dessen Einfluss auf das Funktionsverhalten wird auf diese Weise untersucht. Insbesondere die Funktionsuntersuchungen mit kombinierten Einflussgrößen zeigen, dass der Getriebedruck das Dichtsystem sehr stark beeinflusst. Hohe Lufttemperaturen, welche beispielsweise von der Verwendung eines schlecht schmierenden Fließfetts stammen können, führen zu einem hohen Getriebedruck. Dieser bewirkt eine starke Anpressung der Dichtkante und damit eine hohe Dichtspalt- und Wellentemperatur. Diesem Effekt zum Druckanstieg ist das Rückfördivermögen des Dichtsystems überlagert. Bei den Funktionsuntersuchungen mit weich kugelgestrahlten Dichtungsgegenläufflächen steigt der Getriebedruck progressiv mit der Wellendrehzahl an, da das Dichtsystem aktiv Luft in das Experimentalgetriebe fördert. Auch bei anderen Dichtungsgegenläufflächen ist dieser Effekt in geminderter Form festzustellen. Bei der Interpretation der Wellentemperatur muss daher stets das Niveau des Getriebedrucks berücksichtigt werden.

Bei den Funktionsuntersuchungen wurde angestrebt, eine möglichst große Anzahl an unterschiedlichen Varianten zu betrachten. Es gibt keine veröffentlichten vergleichbaren Arbeiten, auf dessen Basis sich der Versuchsumfang hätte vorab einschränken lassen. Wiederholversuche ließ der Zeitplan dieses Arbeitspakets nur stichprobenartig zu. Ergebnis der Funktionsuntersuchungen mit einzelnen Einflussgrößen sind differenzierte Erkenntnisse zum Einfluss der einzelnen Komponenten auf das Dichtsystem. Die daraus abgeleiteten Empfehlungen zur Auslegung fließfettgeschmierter Radialwellendichtungen ermöglichen die praxismgerechte Anwendung der erarbeiteten Erkenntnisse.

Die Untersuchungen kombinierter Einflussgrößen verdeutlichen die Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Dichtsystemkomponenten. Sich hinsichtlich der Wellentemperatur positiv auswirkende Varianten lassen sich erfolgreich zu einem optimalen Dichtsystem kombinieren. Ausschlaggebend sind dabei eine geringe Radialkraft des Dichtelements, eine geringe Konsistenz des Schmierfetts sowie die Fähigkeit des Dichtungsumfelds, einen Schmierstoffaustausch zwischen Dichtsystem und

Fettsumpf zu ermöglichen. Eine Absicherung mit Langzeitversuchen wurde nicht durchgeführt. Weiterhin konnte die reibungsmindernde Wirkung von makrostrukturierten Dichtungsgegenläufigen anhand des optimalen Systems nicht verdeutlicht werden. Die in diesem Abschnitt verwendete weich kugelgestrahlte Dichtungsgegenläufige führte in Kombination mit dem Dichtelement ohne Zugfeder zu Leckage. Auf der dadurch auf der Luftseite mit Fließfett benetzten Welle ließ sich die Wellentemperatur mit dem Laserpyrometer nicht mehr messen. Die betroffenen Versuche konnten nicht ausgewertet werden. Dennoch zeigen die Untersuchungen mit kombinierten Einflussgrößen den großen Wertebereich auf, den die Wellentemperatur in Abhängigkeit der Kombination der Systemkomponenten aufweist. Bei 2.000 min^{-1} besteht zwischen Optimum und Pessimum eine Temperaturdifferenz der Welle von 48 K. Bezogen auf das Referenzsystem entspricht dies 49 % der Wellentemperatur.

Einen sehr dominanten Einfluss hat der Schmierstoff, der in der Praxis nicht für das Dichtsystem, sondern für Wälzlager und die Verzahnungen ausgewählt wird. Es kamen in jenem Arbeitspaket Fließfette zum Einsatz, die sich aus fachmännischer Sicht stark unterscheiden. Neben unterschiedlichen NLGI-Klassen haben sie abweichende Grundöle und Verdickerarten. Weiterhin ist davon auszugehen, dass deren Additivierung stark voneinander abweicht. In der industriellen Praxis verfügt der Großteil der Ingenieure jedoch nicht über die nötige Datengrundlage, das nötige Fachwissen, oder ist nicht ausreichend sensibilisiert, um diese Fette hinsichtlich ihrer Abdichtbarkeit als stark unterschiedlich zu bewerten. Dies kann dazu führen, dass ein Fließfett als eingesetztes Produkt gegen ein anderes, ggf. günstigeres und auf den ersten Blick „gleiches“ Produkt ersetzt wird. Die oft fatalen Folgen äußern sich meist nicht sofort, sondern erst nach einer gewissen Einsatzdauer. Der Rückschluss auf den Produktwechsel als Ursache ist dann schwer zu treffen.

In Kapitel 7 wird ein Ansatz zur Reibungsminderung mit makrostrukturierten Dichtungsgegenläufigen vorgestellt. Vorversuche zeigen zunächst, dass Fließfett zur statischen Abdichtung von Gas mit RWDR beitragen kann. Die Strukturtiefe stellt bei den weiterführend untersuchten Strukturierungsverfahren keine Einschränkung hinsichtlich der statischen Abdichtbarkeit dar. Die Versuche wurden nur mit dem Dichtelement und dem Fließfett des Referenzsystems durchgeführt. Die Übertragbarkeit auf insbesondere andere Schmierfette kann auf Basis dieser Ergebnisse nicht

bewertet werden. Tendenziell dürfte die Wirkung aber ähnlich sein.

Die Reibmomentmessungen zum Einfluss von Makrostrukturen beinhalten zwei Wiederholversuche pro Dichtungsgegenlauffläche. Drei Versuche gewährleiten eine ausreichende statistische Sicherheit, da der Korrelation und Regression eine breite Datenbasis aus experimentell ermittelten Versuchsergebnissen zugrunde liegt. In diesem Arbeitspaket wurden die makrostrukturierten Dichtungsgegenlaufflächen und auch alle herkömmlich gefertigten Dichtungsgegenlaufflächen der Funktionsuntersuchungen untersucht. Es kamen acht unterschiedliche Fertigungsverfahren zum Einsatz. Die erarbeiteten Ergebnisse sind dadurch weitestgehend vom Fertigungsverfahren unabhängig und weisen eine hohe Praxisrelevanz auf. In den Langzeitversuchen über eine Dauer von 1008 Stunden am entlüfteten Experimentalgetriebe konnte gezeigt werden, dass achsparalleles Drehfräsen hohes Potential zur betriebssicheren realen Anwendung hat.

Im Verlauf der Bewertung von Oberflächenparametern wurde deutlich, dass gewisse Parameter unerwartet nicht geeignet sind, um Reibung bzw. Verschleiß zu beschreiben. Die Regressionsanalyse zum Reibmoment zeigt, dass das leere Talvolumen V_{vv} eine gute Korrelation aufweist, das durchschnittliche Talvolumen S_{dv} jedoch nicht. Ein Grund hierfür kann sein, dass die Berechnung von S_{dv} in der DIN EN ISO 25178-2 nicht genau spezifiziert ist. Es ist interpretierbar, dass die Höhe des Volumens von der Senke bis zum nächsten Sattelpunkt reicht und damit der Senkenhöhe analog zur Berechnung des Parameters S_{5v} entspricht. Auf die Art der Volumenberechnung zwischen diesen beiden Höhenwerten wird jedoch weder in der Norm, noch in der Dokumentation des eingesetzten Auswerteprogramms eingegangen. Bei der Regression mit der Verschleißbreite ist diese Argumentation analog auf die korrespondierenden Parameter Spitzenmaterialvolumen V_{mp} und durchschnittliches Hügelvolumen S_{hv} übertragbar.

Als aussagekräftigster 3D Oberflächenparameter hat sich die Fünf-Punkt-Senkenhöhe S_{5v} gezeigt. Täler mit $S_{5v} > 3 \mu\text{m}$ mindern das Reibmoment deutlich. Trotz seiner vergleichsweise komplexen Berechnung mit Segmentierung und Beschneidung ist S_{5v} ein reiner Höhenwert. Er enthält keine Information über die Form des Tals. Mit den in Kapitel 7 untersuchten Dichtungsgegenlaufflächen unterschiedlichster Fertigungsverfahren wurden sehr unterschiedliche Talformen in der Regressionsanalyse

betrachtet. Daraus lässt sich ableiten, dass die reibungsmindernde Wirkung im Wesentlichen von der Tiefe und nicht der Form der Täler abhängig ist.

Strukturchrombeschichtungen wurden als makrostrukturierte Dichtungsgegenläufigen ausgewählt, da sie durch ihre halbkugelförmige Struktur abgerundete Hügel und keine Spitzen haben. Erwartet wurde, dass sich dies im arithmetischen Mittelwert der Spitzenkrümmung S_{pc} und einer guten Korrelation zur Verschleißbreite darstellt. Mit einem Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,43$ ist der Parameter jedoch nicht geeignet. Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass der Parameter stark von der lateralen Auflösung der Messdaten abhängt. Nach [72] berechnet sich S_{pc} anhand der durchschnittlichen Steigung zwischen dem Messpunkt an der Spitze des jeweiligen Hügels und seinen acht direkt benachbarten Messpunkten. Eine Änderung der Auflösung bei sonst gleicher Topografie führt je nach Hügelform entweder zu einer höheren oder geringeren errechneten Spitzenkrümmung. Diesen Zusammenhang zeigen auch die Ergebnisse von Wang [129] anhand von geätzten Titanoberflächen für die Medizintechnik. Mit Änderung der lateralen Auflösung von 10 auf 2 μm steigt bei Wang S_{pc} um 163 % von 38 auf 100 $1/\mu\text{m}$. Dies bedeutet, dass S_{pc} nur zusammen mit der Auflösung interpretierbar ist. Ähnlich gilt dies für die Funktionsparameter und deren Grenzen zwischen Spitzen- Kern- und Talbereich S_{mr1} und S_{mr2} sowie für alle Elementparameter und deren Grenzwert der Beschneidung, Kapitel 2.5.4 und Kapitel 2.5.5.

Nach Jung [25] besteht bei ölgeschmierten Dichtsystemen ein funktionaler Zusammenhang zwischen dem Reibmoment und dem flächenhaften Materialanteil S_{mr} bei einer Schnitttiefe von $c = 1 \mu\text{m}$ unterhalb der Referenz S_{mc} (5 %). Bei Fließfetten und den ermittelten Reibmomenten dieser Arbeit hat der Parameter jedoch nur ein maximales Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,57$ bei einer Wellendrehzahl von 500 min^{-1} und ist damit deutlich weniger geeignet als die Fünf-Punkt-Senkenhöhe S_{5v} .

Das in Kapitel 8 vorgestellte Modell teilt fettgeschmierte Dichtsysteme in drei Zonen auf und soll dem Verständnis der funktionalen Zusammenhänge im Dichtsystem dienen. Das Modell stützt sich zwar teilweise auf quantitative Ergebnisse der durchgeführten Untersuchungen wurde aber zum Großteil auf Basis der Erfahrungen während der mehrjährigen praktischen Versuchsarbeit des Autors sowie auf Erkenntnissen durch Fachdiskussionen formuliert. Auf dieses einfache Modell wurde bereits

mehrfach zur Erklärung fettgeschmierter Radialwellendichtungen in Grundlagenseminaren der FVA für Industrieteilnehmer [130] erfolgreich zurückgegriffen. Rechnerische Modelle zur realitätsnahen Simulation von fließfettabdichtenden Radialwellendichtungen sind nach dem heutigen Stand der Technik nicht existent bzw. aufgrund der komplexen Fluideigenschaften (rheologisch und tribologisch) noch nicht umsetzbar.

10 Zusammenfassung

Zur Schmierung von Industriegetrieben ist Schmierfett eine mögliche Alternative zur herkömmlichen Ölschmierung. Insbesondere bei hohen Drehmomentbelastungen und häufigem Anfahren sind die dicken Schmierfilme der Schmierfette vorteilhaft gegen den Verschleiß der Verzahnungen und Wälzlager. Der Einsatz von Fließfetten¹ ermöglicht, im Gegensatz zu Schmierfetten höherer Konsistenz, eine Zirkulation des Schmierstoffs im Getriebe. Das Fließfett trägt so zur Kühlung der tribologisch beanspruchten Maschinenelemente wie Wälzlager, Zahnräder und Dichtungen bei. Im Vergleich zu Ölen ist dieser Schmierstoffaustausch jedoch deutlich vermindert. Insbesondere die Radialwellendichtungen der Ein- und Ausgangswellen sind durch die resultierende hohe Temperatur erschwerten Betriebsbedingungen ausgesetzt.

Ein Ziel dieser Arbeit war es, den Einfluss der dichtsystembildenden Komponenten von fließfettbeaufschlagten Radialwellendichtungen zu identifizieren. Hierzu wurden die systembildenden Einflussgrößen Dichtelement, Dichtungsgegenlauffläche, Schmierstoff und Dichtungsumfeld anhand eines Experimentalgetriebes systematisch variiert. Das Experimentalgetriebe bietet eine sehr praxisnahe Versuchsumgebung, da das Dichtsystem in Wechselwirkung mit seinem konstruktiven Umfeld steht. In Funktionsuntersuchungen über 20 Stunden wurden die Auswirkungen einzelner Einflussgrößen sowie die Wechselwirkungen der Einflussgrößen untereinander untersucht. Analog zu einer realen Anwendung in sonst meist ölgeschmierten Industriegetrieben, wurde das Experimentalgetriebe unentlüftet betrieben. Durch die thermische Ausdehnung von Schmierstoff und Luft sowie der Förderwirkung der Dichtsysteme baute sich ein Innendruck bis maximal ca. 0,4 bar auf. Dieser lag bei allen Funktionsuntersuchungen innerhalb des nach Herstellerangaben zulässigen Bereichs der Dichtelemente. Auch die maximale Umfangsgeschwindigkeit war

¹Fließfette sind Schmierfette der NLGI-Klassen 0, 00 und 000, siehe Kapitel 2.2.2

mit 5,2 m/s weit unterhalb der für Ölabdichtungen geltenden Einsatzgrenzen der untersuchten Dichtelemente. Die Untersuchungen zeigen jedoch, dass die maximal zulässige Umfangsgeschwindigkeit bei Druckbeaufschlagung und der Abdichtung von Fließfett niedriger ist, als allgemein angenommen. Trotz des Einsatzes von modernen Fließfetten ist der Ansatz der simplen Substitution von Schmieröl durch Fließfett nicht ohne Weiteres durchführbar. Die Einsatzgrenze für die Abdichtung von Fließfett mit Dichtelemente aus FPM und geringem Überdruck sollte auf ca. 25 - 30 % der für Ölabdichtungen gültigen Werte angenommen werden. Aus den Erkenntnissen der Funktionsuntersuchungen wurden Empfehlungen zur Auslegung fließfettgeschmierter Dichtsysteme formuliert.

Als dominante Einflussgröße hat sich der Schmierstoff gezeigt. Die Wahl des Fließfetts wirkt sich am Dichtsystem durch drei überlagerte Mechanismen aus: Reibung, Wärmeabfuhr sowie Beeinflussung des Getriebedrucks. Durch seine tribologischen Eigenschaften beeinflusst der Schmierstoff die Reibung und damit direkt die Temperaturentstehung im Dichtkontakt. Die Wärmeabfuhr durch den Schmierstoff wird durch dessen rheologische Eigenschaften bzw. dessen Fließfähigkeit maßgeblich beeinflusst. Fließfette mit geringen NLGI-Klassen führen zu verminderten Wellentemperaturen. Sie sind fließfähiger und erhöhen den Schmierstoffaustausch zwischen Dichtsystem und kälterem Fettsumpf. Insbesondere die Untersuchungen zu kombinierten Einflussgrößen ergaben, dass der Schmierstoff den Getriebedruck über die Lufttemperatur beeinflusst. Schmiert ein Fließfett das Getriebe schlechter, so steigen die Lufttemperatur, der Getriebedruck, die Anpressung der Dichtkante und somit die Temperatur im Dichtsystem.

Auf Basis der experimentellen Arbeit wurden für fließfettabdichtende Systeme zwei Arten von Mangelschmierung definiert. Globale Mangelschmierung beschreibt die unzureichende Schmierstoffversorgung des gesamten Dichtsystems. Der Dichtkontakt wird unzureichend geschmiert und das Dichtsystem fällt nach kurzer Zeit aus. Im Gegensatz dazu führt lokale Mangelschmierung nicht zwangsläufig unmittelbar zu Leckage. Lokale Mangelschmierung entsteht im luftseitigen Teil des Dichtspalts und führt zu Ablagerungen auf der Dichtungsgegenlauffläche. Diese verursachen einen erhöhten abrasiven Verschleiß der Elastomerdichtkante in diesem Bereich.

Aus den Funktionsuntersuchungen mit weich kugelgestrahlten Dichtungsgegenlauf-

flächen entstand der Ansatz der Makrostrukturierung zur Reibungsminderung. Anhand von statischen Vorversuchen, Reibmomentmessungen, Verschleißbetrachtungen und Langzeituntersuchungen konnte gezeigt werden, dass achsparalleles Drehfräsen mit ganzzahligem Drehzahlverhältnis zwischen Werkzeug und Werkstück hohes Potential zur betriebssicheren realen Anwendung hat. Eine Beschichtung mit Strukturchrom wurde als weiteres Strukturierungsverfahren untersucht.

Zusammen mit allen herkömmlich gefertigten Dichtungsgegenläufigkeiten der Funktionsuntersuchungen wurden die Reibmomente und die Verschleißbreite der Dichtelemente den neuen 3D-Oberflächenparametern nach DIN EN ISO 25178-2 [9] gegenübergestellt. Eine Bewertung anhand des Bestimmtheitsmaßes R^2 einer linearen Regression zeigt, dass ein praxisrelevanter Zusammenhang zwischen dem Reibmoment und dem Elementparameter Fünf-Punkt-Senkenhöhe S_{5v} besteht. Tiefe Senken mit $S_{5v} > 3 \mu\text{m}$ mindern die Reibung im Dichtsystem.

Mit den gewonnenen Erkenntnissen und Erfahrungen im Umgang mit fettgeschmierten Dichtsystemen wurde abschließend ein Modell formuliert. Dieses unterteilt das Dichtsystem in die drei funktionalen Zonen Dichtkontakt, Depotzone und inneres Dichtungsumfeld und beschreibt die Wechselwirkungen untereinander. Das Modell soll dem Verständnis der funktionalen Zusammenhänge im Dichtsystem dienen.

Literaturverzeichnis

- [1] Norm DIN EN ISO 1043-1 März 2012. *Kunststoffe – Kennbuchstaben und Kurzzeichen*
- [2] Norm DIN ISO 1629 November 2004. *Kautschuk und Latices - Einteilung, Kurzzeichen*
- [3] MARTENS, S.: *Ölfreie Industriegetriebe: Maßnahmen und Möglichkeiten zur Minimierung bzw. Eliminierung herkömmlicher Schmierstoffe*, Universität Dresden, Dissertation, 2008
- [4] MONZ, A. ; HÖHN, B.-R.: *Fettschmierung bei Schneckengetrieben: Tragfähigkeit und Wirkungsgrad von Schneckengetrieben bei Fettschmierung*. Abschlussbericht: Vorhaben Nr. 522, Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA), 2010
- [5] LANSDOWN, A.: *Lubrication and Lubricant Selection: A Practical Guide*. 3. Auflage. London : Professional Engineering Pub., 2004. – ISBN 186058408X
- [6] DÜRNEGGER, W. ; HAAS, W.: Fette mittels Radial-Wellendichtungen abdichten. In: *KGK - Kautschuk Gummi Kunststoffe* 60 (2007), Nr. 5, S. 261–266
- [7] *Rotationsdichtungen*. Firmenschrift, Dichtomatik GmbH, Hamburg, 2011
- [8] NARTEN, M. ; HAAS, W.: *Abdichtung von Fließfetten*. Abschlussbericht: Vorhaben Nr. 573, Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA), 2012
- [9] Norm DIN EN ISO 25178-2 September 2012. *Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft – Teil 2: Begriffe und Oberflächen-Kenngrößen*
- [10] Norm DIN 3760 September 1996. *Radial-Wellendichtringe*
- [11] Norm DIN 3761 Januar 1984. *Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge*
- [12] OTT, G.: *Untersuchungen zum dynamischen Leckage- und Reibverhalten von Radialwellendichtringen*, Universität Stuttgart, Dissertation, 1983
- [13] HORVE, L.: *The Effect of Operating Parameters Upon Radial Lip Seal Per-*

- formance*. SAE Technical Paper 841145, 1984
- [14] KAMMÜLLER, M.: *Zur Abdichtwirkung von Radial-Wellendichtringen*, Universität Stuttgart, Dissertation, 1986
- [15] STAKENBORG, M. J. L.: On the Sealing Mechanism of Radial Lip Seals. In: *Tribology International* Bd. 21, S. 335–340
- [16] MÜLLER, H. K.: *Abdichtung bewegter Maschinenteile: Funktion - Gestaltung - Berechnung - Anwendung*. Waiblingen : Medienverlag Müller, 1990. – ISBN 3920484002
- [17] JENISCH, B.: *Abdichtung mit Radial-Wellendichtringen aus Elastomer und Polytetrafluorethylen*, Universität Stuttgart, Dissertation, 1991
- [18] HORVE, L.: Understanding the Sealing Mechanism of the Radial Lip Seal for Rotating Shafts. In: *13th BHRG International Conference*, 1992, S. 5–19
- [19] LEEUWEN, H. van ; WOLFERT, M.: The Sealing and Lubrication Principles of Plain Radial Lip Seals: An Experimental Study of Local Tangential Deformations and Film Thickness. In: *Elastohydrodynamics* Bd. 32. Amsterdam, 1997 (Tribology Series), S. 219–232
- [20] BUHL, S. ; HAAS, W.: *Oberflächentopographie: Ermittlung von Kennwerten zur Beurteilung der Topographie technischer Oberflächen insbesondere hinsichtlich deren Reibungs-, Verschleiß- und Dichtungsverhalten*. Abschlussbericht: Vorhaben Nr. 343 II, Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA), 2002
- [21] KUNSTFELD, T. ; HAAS, W.: *Erfassung und Beschreibung von Wellenoberflächen aus der zeitmäßigen und zukünftigen Fertigung und deren Einfluss auf die Dichtqualität von Radial-Wellendichtringen*. Abschlussbericht: Vorhaben Nr. 279, Forschungskuratorium Maschinenbau (FKM), 2004
- [22] KUNSTFELD, T.: *Einfluss der Wellenoberfläche auf das Dichtverhalten von Radial-Wellendichtungen*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2005
- [23] BUHL, S.: *Wechselbeziehungen im Dichtsystem von Radial-Wellendichtring, Gegenlauffläche und Fluid*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2006
- [24] SCHMUKER, S. ; HAAS, W.: *Einfluss der Wellenlaufflächen Topographie auf das Dichtsystem der Radialwellendichtung*. Abschlussbericht: Vorhaben Nr. 269, Forschungskuratorium Maschinenbau (FKM), 2007
- [25] JUNG, S.: *Beitrag zum Einfluss der Oberflächencharakteristik von Gegenlaufflächen auf das tribologische System Radial-Wellendichtung*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2012

- [26] SCHULER, P. ; HAAS, W.: *Einfluss der Fertigungsparameter von weich bearbeiteten Wellen auf die Dichtfunktion von Elastomerdichtungen*. Abschlussbericht: Vorhaben Nr. 570, Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA), 2011
- [27] BAITINGER, G. ; HAAS, W.: *Strukturanalyse: Drall- und Mikrostrukturanalyse zur funktionalen Bewertung von Dichtungsgegenauflflächen*. Abschlussbericht: Vorhaben Nr. 285, Forschungskuratorium Maschinenbau (FKM), 2011
- [28] KLAIBER, M. ; HAAS, W.: *Einfluss verschiedener Additive auf Elastomere und die tribologischen Eigenschaften im System Radial-Wellendichtung*. Abschlussbericht: Vorhaben Nr. 809, Forschungskuratorium Maschinenbau (FKM), 2012
- [29] KLAIBER, M.: *Betriebs- und Benetzungseigenschaften im Dichtsystem Radial-Wellendichtung am Beispiel additiver synthetischer Schmieröle*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2013
- [30] SALANT, R. F.: Soft Elastohydrodynamic Analysis of Rotary Lip Seals. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* Bd. 224. 2010, S. 2637–2647
- [31] ENGELKE, T.: *Einfluss der Elastomer-Schmierstoff-Kombination auf das Betriebsverhalten von Radialwellendichtringen*, Universität Hannover, Dissertation, 2011
- [32] LEICHNER, T. ; SAUER, B.: *RWDR Dynamik: Berechnung und Prognose des dynamischen Verhaltens von Radialwellendichtringen (RWDR)*. Abschlussbericht: Vorhaben Nr. 574, Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA), 2011
- [33] DAUBNER, A. ; HAAS, W.: *Zur Simulation von Verschleiß an PTFE-Manschettendichtungen*. In: *17th International Sealing Conference*, 2012, S. 619–642
- [34] LEICHNER, T.: *Prognose der Dichtlippenfolgefähigkeit von RWDR bei dynamisch verlagter Welle*, Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2012
- [35] WEBER, D.: *Numerische Verschleißsimulation auf Basis tribologischer Untersuchungen am Beispiel von PTFE-Manschettendichtungen*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2012
- [36] DÜRNEGGER, W. ; HAAS, W.: *Fette mittels Radial-Wellendichtungen zuverlässig abdichten*. Abschlussbericht: Vorhaben Nr. 275, Forschungskuratorium Maschinenbau (FKM), 2008

- [37] SOMMER, M. ; HAAS, W.: *Fette mittels Radialwellendichtung zuverlässig abdichten II*. Abschlussbericht: Vorhaben Nr. 293, Forschungskuratorium Maschinenbau (FKM), 2012
- [38] POLL, G. ; GABELLI, A.: Formation of Lubricant Film in Rotary Sealing Contacts: Part II - A New Measuring Principle for Lubricant Film Thickness. In: *Journal of Tribology* 114 (1992), Nr. 2, S. 290–296
- [39] WENNEHORST, B. ; POLL, G.: Investigations Into the Tribological Characteristics of Radial Lip Seals. In: *KGK - Kautschuk Gummi Kunststoff* 64 (2011), Nr. 4, S. 19–23
- [40] MÜLLER, H. K. ; HAAS, W.: *Dichtungstechnik*. 6. Auflage. Vorlesungsumdruck, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2009
- [41] BRITZ, S. ; STEINHILPER, W.: Funktion von Radialwellendichtringen bei Geometrieabweichungen. In: *Der Konstrukteur* (1990), Nr. 6, S. 28–34
- [42] GERSTENBERGER, J.: *Wälzlagerschmierung mit Fett bei niedrigen Temperaturen*, Universität Hannover, Dissertation, 2000
- [43] BEITZ, W. ; GROTE, K.-H.: *Taschenbuch für den Maschinenbau*. 20. Auflage. Springer, 2001. – ISBN 3540677771
- [44] *Lubricating Grease Guide*. 2. Auflage. Kansas City (USA) : National Lubricating Grease Institute, 1987. – ISBN 0961393513
- [45] BONER, C. J.: *Modern Lubricating Greases*. Scientific Publications, 1976. – ISBN 0900645113
- [46] MORTIER, R. M. ; FOX, M. F. ; ORSZULIK, S. T.: *Chemistry and Technology of Lubricants*. 3. Auflage. New York : Springer, 2010. – ISBN 9781402086618
- [47] DAHLKE, H.: *Handbuch Wälzlager-Technik: Bauarten, Gestaltung, Betrieb*. Braunschweig : Vieweg, 1994. – ISBN 3528065729
- [48] Norm DIN 51825 Juni 2004. *Schmierstoffe - Schmierfette K - Einteilung und Anforderungen*
- [49] KUHN, E.: *Zur Tribologie der Schmierfette: Eine energetische Betrachtungsweise des Reibungs- und Verschleissprozesses*. Renningen : Expert, 2009. – ISBN 9783816928690
- [50] BARTZ, W.: *Schmierfette: Zusammensetzung, Eigenschaften, Prüfung und Anwendung*. Renningen-Malmsheim : Expert-Verl., 2000. – ISBN 3816915337

- [51] *Grease Production Survey*. Firmenschrift, National Lubricating Grease Institute, Kansas City (USA), 2010
- [52] *Die Welt der Schmierstoffe*. Mannheim : Firmenschrift, Fuchs Europe Schmierstoffe GmbH, 2010
- [53] BONER, C. J.: *Manufacture and Application of Lubricating Greases*. Hafner Publishing Company, New York, 1966. – ISBN 978–9998036598
- [54] MERKER, G. ; BAUMGARTEN, C.: *Strömungslehre*. 1. Auflage. Stuttgart : Teubner, 2000. – ISBN 3519063859
- [55] MEZGER, T.: *Das Rheologie-Handbuch: Für Anwender von Rotations- und Oszillations-Rheometern*. 2. Auflage. Hannover : Vincentz Network, 2006. – ISBN 3878701756
- [56] BALAN, C.: *The Rheology of Lubricating Grease*. Amsterdam : European Lubricating Grease Institute, 2000. – ISBN 9080556319
- [57] RADULESCU, A. ; RADULESCU, I.: Rheological Models for Lithium and Calcium Greases. In: *Mechanika* 59 (2006), Nr. 3, S. 67–70
- [58] Norm DIN ISO 51818 Dezember 1981. *Konsistenz-Einteilung für Schmierfette, NLGI-Klassen*
- [59] Norm DIN ISO 2137 August 1997. *Schmierfett und Petrolatum, Bestimmung der Konuspenetration*
- [60] KUNSTFELD, T. ; HAAS, W.: *Einfluss des bespritzungs- und luftseitigen Umfeldes auf die Dichtwirkung von Radial-Wellendichtringen*. Abschlussbericht: Vorhaben Nr. 236, Forschungskuratorium Maschinenbau (FKM), 2001
- [61] SOMMER, M. ; HAAS, W.: Influence of Grease Components on the Tribological Behavior of Rubber Seals. In: *ELGI Annual General Meeting 2012*
- [62] WENNEHORST, B. ; POLL, G.: *Schutzdichtungen für Wälzlager*. Abschlussbericht: Vorhaben Nr. 876 I, Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA), 2008
- [63] OTTINK, K. ; POLL, G.: *Schutzdichtungen für Wälzlager*. Abschlussbericht: Vorhaben Nr. 876 II, Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA), 2013
- [64] BAART, P. ; LUGT, P. ; PRAKASH, B.: Non-Newtonian Effects on Film Formation in Grease Lubricated Radial Lip Seals. In: *Tribology Transactions* 3 (2010), Nr. 53, S. 308–318
- [65] BAART, P. ; VORST, B. van d. ; LUGT, P. ; et al.: Oil Bleeding Model for

- Lubricating Grease Based on Viscous Flow Through a Porous Microstructure. In: *Tribology Transactions* 3 (2010), Nr. 3, S. 340–348
- [66] BEAR, J.: *Dynamics of Fluids in Porous Media*. Dover Publications, 1988
- [67] BAART, P. ; LUGT, P. ; WESTERBERG, L. ; et al.: Sealing Improvements by Grease Selection in Double Lip Seals and Labyrinth Seals. In: *17th International Sealing Conference*, 2012
- [68] KÜMMEL, J. ; HAAS, W.: *Berührungsfreie Wellendichtungen mit Fettfüllung zur Schmutzabdichtung*. Abschlussbericht: Vorhaben Nr. 287, Forschungskuratorium Maschinenbau (FKM), 2011
- [69] BAART, P.: *Grease Lubrication Mechanisms in Bearing Seals*, Luleå University of Technology, Dissertation, 2011
- [70] WANGENHEIM, M. ; KOZMA, M. ; MATE, L. ; et al.: Friction Behavior of Grease Lubricated Seals. In: *15th International Sealing Conference*, 2008
- [71] WANGENHEIM, M.: *Untersuchungen zu Reibmechanismen an Pneumatikdichtungen*, Universität Hannover, Dissertation, 2012
- [72] STOUT, K.: *The Development of Methods for the Characterisation of Roughness in Three Dimensions: European Report EUR 15178N*. Luxembourg : Office for Official Publications of the European Communities, 1993. – ISBN 0704413132
- [73] BLUNT, L. ; JIANG, X.: *Advanced Techniques for Assessment Surface Topography: Development of a Basis for 3D Surface Texture Standards "Surfstand"*. London : Kogan Page Science, 2003. – ISBN 1903996112
- [74] BLATEYRON, F.: *3D Parameters and New Filtration Techniques*. Firmenschrift, Digital Surf, 2006
- [75] Norm DIN EN ISO 4287 Juli 2010. *Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit*
- [76] PREM, E. ; VOGT, R.: *Der Simmerring - Grundlagen zur Schadensprävention*. Firmenschrift, Freudenberg Simrit GmbH & Co. KG, Weinheim, 2008
- [77] SEEWIG, J.: Drall-Messung Version 2. In: *Hommel - Etamic Drallforum*, 2011
- [78] Norm DIN EN ISO 13565-2 April 1998. *Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Oberflächen mit plateauartigen funktionsrelevanten Eigenschaften*

- [79] LEMKE, H.-W. ; SEEWIG, J. ; BODSCHWINNA, H. ; et al.: Kenngrößen der Abbott-Kurve zur integralen Beurteilung dreidimensional gemessener Zylinderlaufbahn Oberflächen. In: *Motortechnische Zeitschrift* 64 (2003), Nr. 5, S. 438–444
- [80] MAXWELL, J.: On Hills and Dales. In: *The London and Edinburgh Philosophical Magazine and Journal of Science* 40 (1870), S. 421–427
- [81] ROERDINK, J. ; MEIJSTER, A.: The Watershed Transform: Definitions, Algorithms and Parallelization Strategies. In: *Fundamenta Informaticae* 41 (2001), S. 187–228
- [82] BARRÉ, F. ; LOPEZ, J.: Watershed Lines and Catchment Basins: A New 3D-Motif Method. In: *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 40 (2000), S. 1171–1184
- [83] BLEAU, A. ; LEON, L.: Watershed-Based Segmentation and Region Merging. In: *Computer Vision and Image Understanding* 77 (2000), S. 317–370
- [84] KWEON, I. ; KANADE, T.: Extracting Topographic Terrain Features from Elevation Maps. In: *CVGIP: image understanding* 59 (1994), Nr. 2, S. 171–182
- [85] WOLF, G.: A Fortran Subroutine for Cartographic Generalization. In: *Computers & Geoscience* 17 (1991), Nr. 10, S. 1359–1381
- [86] Norm DIN EN ISO 25178-3 März 2010. *Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft – Teil 3: Spezifikationsoperatoren*
- [87] Norm ISO 6194 August 2007. *Rotary Shaft Lip Type Seals*
- [88] Norm RMA OS-1-1 2004. *Shaft Finish Requirements for Radial Lip Seals*
- [89] BAITINGER, G. ; HAAS, W.: Drallmessung in der Dichtungstechnik. In: *Antriebstechnik* 40 (2011), Nr. 12, S. 44–47
- [90] KERSTEN, G.: *Optische und antastende Prüfung der Gegenlaufläche von Radial-Wellendichtringen*, Universität Hannover, Dissertation, 1992
- [91] Schutzrecht DE10027449B4 (29.05.2000). RAU, N. ; SEIBOLD, M. ; TRUCKENBRODT, H. ; et al. (Erfinder).
- [92] TRUCKENBRODT, H. ; HERTZSCH, A. ; WÜRTEBERGER, H. ; et al.: Licht und Dunkelheit. In: *Qualität und Zuverlässigkeit* 47 (2002), Nr. 6, S. 656–657
- [93] HERTZSCH, A. ; GROSSMANN, M. ; KRÖGER, K.: Optische Drallerkennung

- für die fertigungsnahe Qualitätskontrolle. In: *ATZ Produktion* 3 (2010), Nr. 6, S. 40–44
- [94] Schutzrecht DE19740141C1 (12.09.1997). RAU, N. ; SEIBOLD, M. (Erfinder).
- [95] Norm MBN 31007-7 September 2008. *Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit Mess- und Auswerteverfahren zur Bewertung von drallreduzierten dynamischen Dichtflächen*
- [96] RAU, N. ; SEIBOLD, M.: Drallstrukturen geschliffener Dichtflächen beurteilen. In: *Werkstatt und Betrieb* 11 (1997), S. 1013–1016
- [97] PUENTE LEON, F.: *Drallerkennung an Gegenlaufflächen von Radialwellendichtungen: Bildverarbeitung im industriellen Einsatz*. VDI-Berichte 1572, S. 117-122, 2000
- [98] KRAHE, D.: *Zerstörungsfreie Prüfung der Textur gehonter und geschliffener Oberflächen*, Universität Karlsruhe, Dissertation, 2007
- [99] SEEWIG, J. ; JORDAN, H.-J. ; HERCKE, T. ; et al.: Optical High Speed Twist Characterisation. In: *XII International Colloquium on Surfaces*, 2008
- [100] SEEWIG, J. ; HERCKE, T.: Lead Characterisation by an Objective Evaluation Method. In: *Wear* 266 (2009), S. 530–533. – ISSN 00431648
- [101] SEEWIG, J. ; HERCKE, T.: 2nd Generation Lead Measurement. In: *XIX IMEKO World Congress*, 2009
- [102] BAITINGER, G.: *Multiskalenansatz mit Mikrostrukturanalyse zur Drallbeurteilung von Dichtungsgegenlaufflächen*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2011
- [103] SEEWIG, J.: *Praxisgerechte Signalverarbeitung zur Trennung der Gestaltabweichungen technischer Oberflächen*, Universität Hannover, Dissertation, 2000
- [104] CALVARD, S. ; RIDLER, T. W.: Picture Thresholding using an Iterative Selection Method. In: *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics* Bd. 8. 1978
- [105] MARQUART, M. ; SAUER, B. ; SEEWIG, J.: 3D-Oberflächenanalyse einer RWDR-Lauffläche unter Berücksichtigung der DIN EN ISO 25178. In: *Tribologie-Fachtagung*, 2009
- [106] JUNG, S. ; HAAS, W.: Treffsichere Bewertung, Einfluss der Gegenlauffläche auf Dichtgüte und Reibung von Radial-Wellendichtungen. In: *KEM* 47 (2011), Nr. 05, S. 20–21

- [107] Norm DIN EN ISO 3274 April 1998. *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Nenneigenschaften von Tastschnittgeräten*
- [108] *Color 3D Laser Microscope VK-9710, User's Manual*. Firmenschrift, Keyence Corporation, 2008
- [109] KEYENCE DEUTSCHLAND GMBH (Hrsg.): *Das neue Digitalmikroskop VHX-1000*. <http://www.analytik-news.de/Fachartikel/Volltext/keyence1.pdf>. Version: 29.10.2010
- [110] Norm DIN ISO 53505 August 2000. *Prüfung von Kautschuk und Elastomeren - Härteprüfung nach Shore A und Shore D*
- [111] BAUBLIES AG: Wirtschaftliches Finishen mit Einrollen-Rollierwerkzeugen. In: *Drehteil + Drehmaschine* 22 (2009), Nr. 2, S. 40–41
- [112] BAUBLIES AG: Diamant-Glätten als Alternative zum Schleifen und Honnen. In: *Schleifen + Polieren* (2009), Nr. 1, S. 14–16
- [113] JUNG, S. ; HAAS, W.: Effects of Shaft Surface Topography on the Friction of Radial Lip Seals. In: *STLE Annual Meeting & Exhibition*. Las Vegas, 2006
- [114] SCHILLING, M.: *Referenzöle für Wälz- und Gleitlager-, Zahnrad- und Kuppelungsversuche - Datensammlung für Mineralöle*. Forschungsheft 180, Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA), 1985
- [115] MÜLLER, H. K. ; NAU, B. S.: *Wellendichtringe ohne Überdruck*. http://www.fachwissen-dichtungstechnik.de/Kapitel_PDFs_02_13/Kapitel108_02_13.pdf. Version: 22.01.2003
- [116] TIETZE, W.: *Handbuch Dichtungspraxis*. 3. Auflage. Essen : Vulkan-Verl., 2003. – ISBN 3802733010
- [117] NARTEN, M. ; HAAS, W.: Low-Viscosity Grease Lubricated Radial Lip Seals – Influence of the Lubricant. In: *STLE Annual Meeting & Exhibition*. Atlanta, 2011
- [118] TIETZE, W. ; RIEDL, A.: *Taschenbuch Dichtungstechnik*. 2. Auflage. Essen : Vulkan-Verlag, 2005. – ISBN 3802727355
- [119] *Simmerringe und Rotationsdichtungen*. Firmenschrift, Freudenberg Simrit GmbH & Co. KG, Weinheim, 2007
- [120] REIBERT, J.-P. ; HAAS, W.: *Unebene Gehäusetrennstelle: Innovative Flächendichtsysteme für unebene, raue und verwindungsweiche Gehäusetrennstellen*. Abschlussbericht: Vorhaben Nr. 546, Forschungsvereinigung An-

triebstechnik (FVA), 2011

- [121] POPOV, V. L.: *Kontaktmechanik und Reibung: Von der Nanotribologie bis zur Erdbebendynamik*. Heidelberg : Springer, 2010. – ISBN 9783642133015
- [122] PFLÜGER, G. ; HAAS, W.: Nicht schön aber gut: Alternative Wellenoberflächen für Radial-Wellendichtungen. In: *KEM* 45 (2009), Nr. 11, S. 16–17
- [123] DANIEL, A.: *Oberflächenfeingestalt beim achsparallelen Innen- und Aussen-drehfräsen*, Technische Hochschule Darmstadt, Dissertation, 1994
- [124] DERSTROFF, B.: *Spanungsgeometrie und Zerspankräfte beim achsparallelen Drehfräsen*, Technische Hochschule Darmstadt, Dissertation, 1994
- [125] KNEISEL, T.: *Bearbeitung gehärteter zylindrischer Werkstücke durch achsparalleles Drehfräsen*, Technische Hochschule Darmstadt, Dissertation, 1996
- [126] Schutzrecht EP2462260 (13.06.2012). KRONBERGER, H. ; WOLF, G. ; SCHUBERT, M. (Erfinder).
- [127] METZNER, M.: Topocrom – Wachstumsmechanismen und Aspekte der Energie- und Ressourceneffizienz. In: *Fachtagung Topocrom*. Überlingen, 2011
- [128] SOMMER, M. ; HAAS, W.: *Verhalten von Schmierfetten im engen Dichtspalt berührender Dichtsysteme – Beispiel: Radial-Wellendichtung*. Laufendes AiF-Forschungsvorhaben (IGF-Nr. 17452 N/1), Forschungskuratorium Maschinenbau (FKM), Laufzeit : 01.09.2012 - 28.02.2015
- [129] WANG, J. ; JIANG, X. Q. ; GURDAK, E. ; et al.: Numerical Characterisation of Biomedical Titanium Surface Texture Using Novel Feature Parameters. In: *Wear* 271 (2011), Nr. 7-8, S. 1059–1065
- [130] NARTEN, M. ; HAAS, W.: Abdichtung fettbeaufschlagter Systeme. In: *FVA-Seminar Grundlagen der Dichtungstechnik*. Universität Stuttgart, 2010-2013

Verzeichnis unveröffentlichter studentischer Arbeiten

- [Stud1] BAILER, M. ; NARTEN, M. ; HAAS, W.: *Experimentelle Untersuchungen zur Eignung strukturierter Hartchromschichten als Gegenauflfläche fettgeschmierter Radialwellendichtungen*. Universität Stuttgart, Studienarbeit, 2013
- [Stud2] BOSCH, F. ; NARTEN, M. ; HAAS, W.: *Einfluss des Dichtungsumfelds auf fließfettbeaufschlagte Dichtsysteme*. Universität Stuttgart, Studienarbeit, 2010
- [Stud3] BREITLING, S. ; NARTEN, M. ; HAAS, W.: *Untersuchung der Eignung von 3D-Oberflächenkennwerten zur funktionsgerechten Beschreibung von Dichtungsgegenauflflächen*. Universität Stuttgart, Studienarbeit, 2013
- [Stud4] FLUHR, T. ; NARTEN, M. ; HAAS, W.: *Makrostrukturierte Dichtungsgegenauflflächen zur Reibungsreduzierung fettgeschmierter Radialwellendichtringe*. Universität Stuttgart, Bachelorarbeit, 2011
- [Stud5] GINDELE, C. ; NARTEN, M. ; HAAS, W.: *Konstruktion eines modularen Experimentalgetriebes zur Untersuchung von Radialwellendichtsystemen*. Universität Stuttgart, Diplomarbeit, 2011
- [Stud6] KINSTLER, S. ; NARTEN, M. ; HAAS, W.: *Entwicklung eines Rheometrie-Messverfahrens für die Bestimmung der Scherviskosität von Schmierfetten*. Universität Stuttgart, Studienarbeit, 2012
- [Stud7] LIVADEFS, A. ; NARTEN, M. ; HAAS, W.: *Ermittlung von Einflussfaktoren auf das Reibmoment fließfettgeschmierter Radial-Wellendichtringe*. Universität Stuttgart, Studienarbeit, 2011
- [Stud8] VOLM, M. ; NARTEN, M. ; HAAS, W.: *Konstruktion eines Getriebeprüfstandes für fettgeschmierte Industriegetriebe*. Universität Stuttgart, Diplomarbeit, 2011

A Anhang

A.1 Topografie- und Parameterübersichten der Versuchswellen

Zur Charakterisierung der Dichtungsgegenläufigkeiten aus Kapitel 7 dienen tabellarische Übersichten.

Anmerkungen zur Topografie

Mit Ausnahme der drehgefrästen Wellen beträgt der Messbereich 1 x 1 mm. Deren Messbereich beträgt 4 x 4 mm, um eine ausreichende Anzahl relevanter Strukturen zu erfassen. Zur besseren Visualisierung einer jeden Topografie ist die Höhendarstellung auf die jeweilige maximale Höhe S_z normiert. Die Höhenskalierung ist daher von Welle zu Welle unterschiedlich.

Anmerkungen zum Rauheitsprofil

Datenbasis ist die CARMEN-Messung mit 72 äquidistant um den Umfang verteilten taktilen Tastschrieben. Für jede Welle ist ein beispielhafter Tastschrieb ausgewählt. Zur Filterung der Welligkeit wurde einheitlich eine Grenzwellenlänge von $\lambda_c = 0,8$ mm angewandt. Zum Vergleich der Profile hat jedes Bearbeitungsverfahren einen einheitlichen Maßstab der Höhendarstellung.

Anmerkungen zu den Amplitudenparametern

Die Grenzwellenlänge λ_c für die Filterung von Welligkeit und Rauheit beträgt einheitlich 0,8 mm. Angegeben ist der Mittelwert aus den 72 Messungen am Umfang der Welle.

Anmerkungen zu den Referenzwellen

Aufgrund der Vielzahl an Versuchen mit der Dichtungsgegenläufigkeit des Referenzsystems kamen ca. 50 Hülsen zum Einsatz. Jede Hülse konnte für bis zu acht Versuche mit axial versetzten Laufspuren verwendet werden. Die Hülsen wurden automatisiert als Serienprodukt in einer einzigen Charge gefertigt. Fertigungsbedingte Abweichungen der Dichtungsgegenläufigkeit von Hülse zu Hülse können daher vernachlässigt werden. Tabelle A.1 zeigt exemplarisch die Topografie und die Oberflächenparameter einer der verwendeten Hülsen.

Tabelle A.1 Topografie- und Parameterübersicht - Referenz (exemplarisch)

Wellenbezeichnung / Bearbeitungsverfahren			
Bezeichnung	Referenzoberfläche (exemplarisch)	Werkstoff	100Cr6
		Weich/Hart	Hart
Verfahren	Schleifen im Einstich	Vorbearbeitung	Weichdrehen

Topografie	Materialverteilung

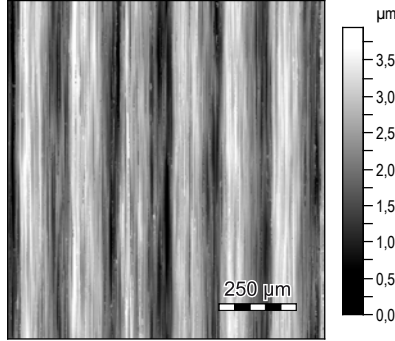
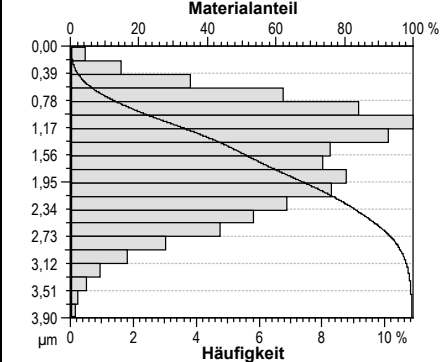
Rauheitsprofil nach DIN ISO 4287	
Länge = 4000 µm Pt = 2,70 µm Maßstab = 5 µm	

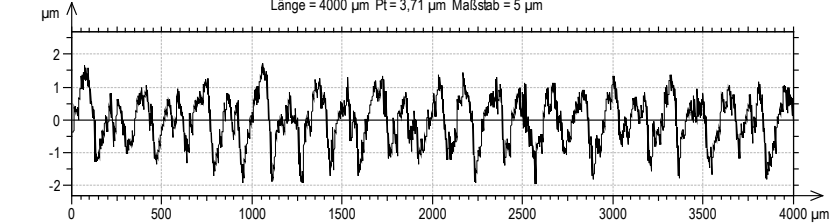
Amplitudenparameter		Höhenparameter		Elementparameter		Pruning = 6% Sz für alle Element- Parameter	
Rp	1,1 µm	Sp	1,1 µm	Spd	2302,0 mm ⁻²		
Rv	1,3 µm	Sv	1,7 µm	Spc	1,30 µm ⁻¹		
Rt	2,7 µm	Sz	2,8 µm	S10z	1,8 µm		
Ra	0,3 µm	Sa	0,4 µm	S5p	0,8 µm	Raumparameter	
Rq	0,4 µm	Sq	0,5 µm	S5v	1,0 µm		
Rsk	-0,2 -	Ssk	-0,6 -	Sda	261,0 µm ²	Sal	14,8 µm
Rku	3,1 -	Sku	3,4 -	Sha	302,0 µm ²	Str	0,03 -
Rz	2,5 µm			Sdv	5,3 µm ³	Std	90,5 °
Rc	0,9 µm			Shv	3,9 µm ³		

Funktionsparameter			Drallparameter nach MBN 31007-7		
Vm	0,015 µm ³ /µm ²	Vm, Vv, Vmp, Vmc, Vvc (p = 10%, q = 80%) Vvv (p = 80%)	Gängigkeit DG	drallfrei -	
Vv	0,557 µm ³ /µm ²		Dralltiefe Dt	- µm	
Vmp	0,015 µm ³ /µm ²	Hybridparameter	Periodenlänge DP	- mm	
Vmc	0,401 µm ³ /µm ²		Drallwinkel Dy	- -	
Vvc	0,492 µm ³ /µm ²	Sdq	0,3 -	Förderquerschnitt DF	- µm ²
Vvv	0,065 µm ³ /µm ²	Sdr	4,1 %	Auflagelänge DLu	- %

Tabelle A.2 Topografie- und Parameterübersicht - Schleifen im Einstich „grob“

Wellenbezeichnung / Bearbeitungsverfahren			
Bezeichnung	Schleifen im Einstich „grob“	Werkstoff	100Cr6
		Weich/Hart	Hart
Verfahren	Schleifen im Einstich	Vorbearbeitung	Weichdrehen

Topografie	Materialverteilung
	

Rauheitsprofil nach DIN ISO 4287	
Länge = 4000 µm Pt = 3,71 µm Maßstab = 5 µm	
	

Amplitudenparameter		Höhenparameter		Elementparameter		Pruning = 6% Sz für alle Elementparameter	
Rp	1,4 µm	Sp	1,6 µm	Spd	3679,6 mm ⁻²		
Rv	1,9 µm	Sv	2,3 µm	Spc	2,69 µm ⁻¹		
Rt	3,8 µm	Sz	3,9 µm	S10z	3,0 µm		
Ra	0,6 µm	Sa	0,6 µm	S5p	1,3 µm	Raumparameter	
Rq	0,7 µm	Sq	0,7 µm	S5v	1,7 µm		
Rsk	-0,4 -	Ssk	-0,3 -	Sda	112,5 µm ²	Sal	30,7 µm
Rku	2,4 -	Sku	2,5 -	Sha	201,8 µm ²	Str	0,06 -
Rz	3,3 µm			Sdv	1,9 µm ³	Std	90,0 °
Rc	1,6 µm			Shv	2,9 µm ³		

Funktionsparameter			Drallparameter nach MBN 31007-7	
Vm	0,020 µm ³ /µm ²	Vm, Vv, Vmp, Vmc, Vvc (p = 10%, q = 80%) Vvv (p = 80%)	Gängigkeit DG	0 -
Vv	0,918 µm ³ /µm ²		Dralltiefe Dt	1,85 µm
Vmp	0,020 µm ³ /µm ²		Periodenlänge DP	0,16 mm
Vmc	0,721 µm ³ /µm ²	Hybridparameter	Drallwinkel Dy	0°00' -
Vvc	0,836 µm ³ /µm ²		Sdq	0,4 -
Vvv	0,082 µm ³ /µm ²		Sdr	6,0 %
			Förderquerschnitt DF	122,8 µm ²
			Auflagelänge DLu	100 %

Tabelle A.3 Topografie- und Parameterübersicht - Schleifen im Einstich „mittel“

Wellenbezeichnung / Bearbeitungsverfahren			
Bezeichnung	Schleifen im Einstich „mittel“	Werkstoff	100Cr6
		Weich/Hart	Hart
Verfahren	Schleifen im Einstich	Vorbearbeitung	Weichdrehen

Topografie	Materialverteilung

Rauheitsprofil nach DIN ISO 4287	
Länge = 4000 µm Pt = 2,22 µm Maßstab = 5 µm	

Amplitudenparameter		Höhenparameter		Elementparameter		Pruning = 6% Sz für alle Elementparameter	
Rp	0,9 µm	Sp	1,1 µm	Spd	8594,2 mm ⁻²		
Rv	1,1 µm	Sv	1,2 µm	Spc	1,77 µm ⁻¹		
Rt	2,3 µm	Sz	2,3 µm	S10z	2,2 µm		
Ra	0,3 µm	Sa	0,3 µm	S5p	0,9 µm	Raumparameter	
Rq	0,3 µm	Sq	0,4 µm	S5v	1,3 µm		
Rsk	-0,3 -	Ssk	-0,4 -	Sda	61,2 µm ²	Sal	15,6 µm
Rku	3,0 -	Sku	3,0 -	Sha	105,8 µm ²	Str	0,03 -
Rz	1,9 µm			Sdv	0,7 µm ³	Std	90,0 °
Rc	0,8 µm			Shv	1,0 µm ³		

Funktionsparameter			Drallparameter nach MBN 31007-7		
Vm	0,014 µm ³ /µm ²	Vm, Vv, Vmp, Vmc, Vvc (p = 10%, q = 80%) Vvv (p = 80%)	Gängigkeit DG	drallfrei -	
Vv	0,478 µm ³ /µm ²		Dralltiefe Dt	- µm	
Vmp	0,014 µm ³ /µm ²	Hybridparameter	Periodenlänge DP	- mm	
Vmc	0,346 µm ³ /µm ²		Drallwinkel Dy	- -	
Vvc	0,425 µm ³ /µm ²	Sdq	0,3 -	Förderquerschnitt DF	- µm ²
Vvv	0,053 µm ³ /µm ²	Sdr	4,4 %	Auflagelänge DLu	- %

Tabelle A.4 Topografie- und Parameterübersicht - Schleifen im Einstich „fein“

Wellenbezeichnung / Bearbeitungsverfahren			
Bezeichnung	Schleifen im Einstich „fein“	Werkstoff	100Cr6
		Weich/Hart	Hart
Verfahren	Schleifen im Einstich	Vorbearbeitung	Weichdrehen

Topografie	Materialverteilung

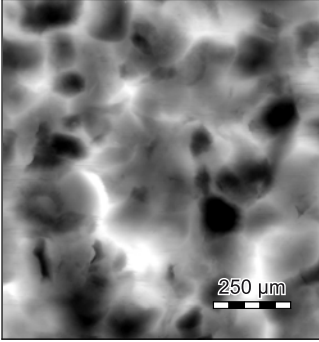
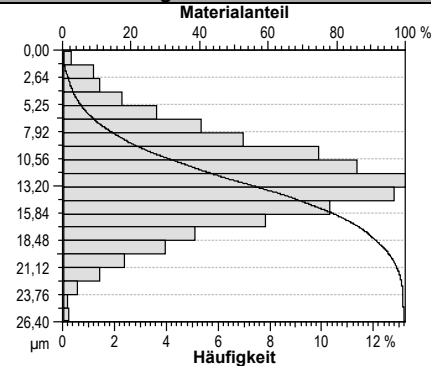
Rauheitsprofil nach DIN ISO 4287	
Länge = 4000 µm Pt = 1,22 µm Maßstab = 5 µm	

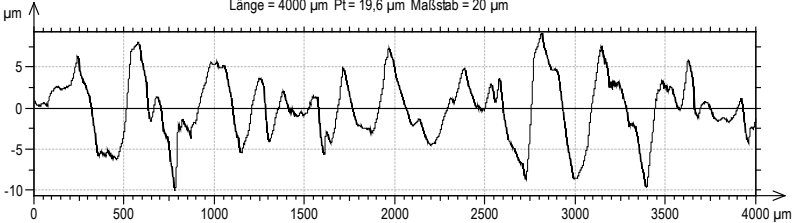
Amplitudenparameter		Höhenparameter		Elementparameter		Pruning = 6% Sz für alle Elementparameter	
Rp	0,4 µm	Sp	0,6 µm	Spd	11297,5 mm ⁻²		
Rv	0,5 µm	Sv	0,6 µm	Spc	1,00 µm ⁻¹		
Rt	1,1 µm	Sz	1,2 µm	S10z	1,4 µm		
Ra	0,1 µm	Sa	0,1 µm	S5p	0,7 µm	Raumparameter	
Rq	0,1 µm	Sq	0,2 µm	S5v	0,8 µm		
Rsk	-0,1 -	Ssk	-0,3 -	Sda	48,4 µm ²	Sal	5,5 µm
Rku	3,6 -	Sku	3,6 -	Sha	83,2 µm ²	Str	0,02 -
Rz	0,9 µm			Sdv	0,4 µm ³	Std	90,5 °
Rc	0,3 µm			Shv	0,6 µm ³		

Funktionsparameter			Drallparameter nach MBN 31007-7		
Vm	0,008 µm ³ /µm ²	Vm, Vv, Vmp, Vmc, Vvc (p = 10%, q = 80%) Vvv (p = 80%)	Gängigkeit DG	drallfrei -	
Vv	0,207 µm ³ /µm ²		Dralltiefe Dt	- µm	
Vmp	0,008 µm ³ /µm ²		Periodenlänge DP	- mm	
Vmc	0,145 µm ³ /µm ²	Hybridparameter	Drallwinkel Dy	- -	
Vvc	0,184 µm ³ /µm ²		Sdq	0,2 -	
Vvv	0,022 µm ³ /µm ²	Sdr	2,1 %	Förderquerschnitt DF	- µm ²
				Auflagelänge DLu	- %

Tabelle A.5 Topografie- und Parameterübersicht - Kugelstrahlen auf weicher Welle „grob“

Wellenbezeichnung / Bearbeitungsverfahren			
Bezeichnung	Kugelstrahlen weich „grob“	Werkstoff	100Cr6
		Weich/Hart	Weich
Verfahren	Kugelstrahlen	Vorbearbeitung	Weichdrehen

Topografie	Materialverteilung
	

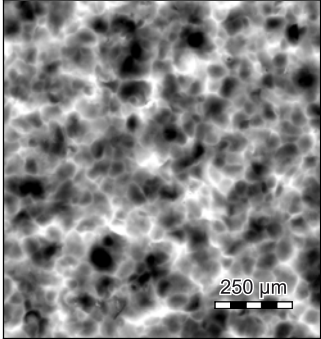
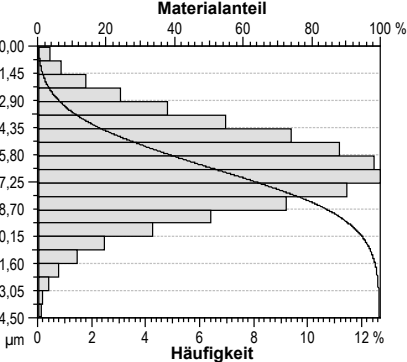
Rauheitsprofil nach DIN ISO 4287	
Länge = 4000 µm Pt = 19,6 µm Maßstab = 20 µm	
	

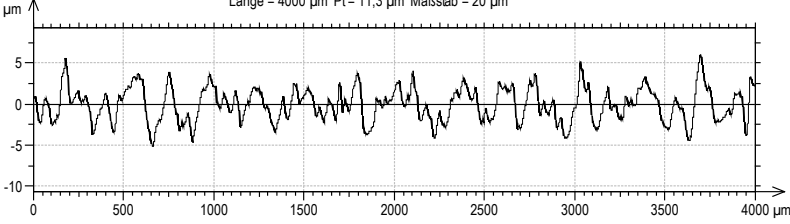
Amplitudenparameter		Höhenparameter		Elementparameter		Pruning = 6% Sz für alle Elementparameter									
Rp	6,9 µm	Sp	12,6 µm	Spd	274,7 mm ⁻²		<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Raumparameter</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Sal</td> <td>81,3 µm</td> </tr> <tr> <td>Str</td> <td>0,62 -</td> </tr> <tr> <td>Std</td> <td>93,7 °</td> </tr> </tbody> </table>	Raumparameter		Sal	81,3 µm	Str	0,62 -	Std	93,7 °
Raumparameter															
Sal	81,3 µm														
Str	0,62 -														
Std	93,7 °														
Rv	7,5 µm	Sv	13,8 µm	Spc	68,70 µm ⁻¹										
Rt	19,3 µm	Sz	26,4 µm	S10z	35,3 µm										
Ra	2,8 µm	Sa	3,4 µm	S5p	26,3 µm										
Rq	3,5 µm	Sq	4,3 µm	S5v	9,1 µm										
Rsk	-0,1 -	Ssk	0,0 -	Sda	8401,8 µm ²										
Rku	2,6 -	Sku	3,1 -	Sha	1857,0 µm ²										
Rz	14,4 µm			Sdv	3805,7 µm ³										
Rc	9,3 µm			Shv	673,8 µm ³										

Funktionsparameter			Drallparameter nach MBN 31007-7		
Vm	0,214 µm ³ /µm ²	Vm, Vv, Vmp, Vmc, Vvc (p = 10%, q = 80%) Vvv (p = 80%)	Gängigkeit DG	drallfrei -	
Vv	5,817 µm ³ /µm ²		Dralltiefe Dt	- µm	
Vmp	0,214 µm ³ /µm ²	Hybridparameter	Periodenlänge DP	- mm	
Vmc	3,755 µm ³ /µm ²		Drallwinkel Dy	- -	
Vvc	5,312 µm ³ /µm ²	Sdq	0,7 -	Förderquerschnitt DF	- µm ²
Vvv	0,504 µm ³ /µm ²	Sdr	17,4 %	Auflagelänge DLu	- %

Tabelle A.6 Topografie- und Parameterübersicht - Kugelstrahlen auf weicher Welle „mittel“

Wellenbezeichnung / Bearbeitungsverfahren			
Bezeichnung	Kugelstrahlen weich „mittel“	Werkstoff	100Cr6
		Weich/Hart	Weich
Verfahren	Kugelstrahlen	Vorbearbeitung	Weichdrehen

Topografie	Materialverteilung
	

Rauheitsprofil nach DIN ISO 4287	
Länge = 4000 µm Pt = 11,3 µm Maßstab = 20 µm	
	

Amplitudenparameter		Höhenparameter		Elementparameter		Pruning = 6% Sz für alle Elementparameter
Rp	4,7 µm	Sp	6,4 µm	Spd	279,1 mm ⁻²	
Rv	4,4 µm	Sv	8,0 µm	Spc	4,83 µm ⁻¹	
Rt	11,5 µm	Sz	14,5 µm	S10z	9,2 µm	
Ra	1,6 µm	Sa	1,8 µm	S5p	4,4 µm	
Rq	1,9 µm	Sq	2,3 µm	S5v	4,8 µm	
Rsk	0,0 -	Ssk	-0,1 -	Sda	1460,8 µm ²	
Rku	2,8 -	Sku	3,0 -	Sha	3277,2 µm ²	
Rz	9,1 µm			Sdv	251,7 µm ³	
Rc	4,7 µm			Shv	285,1 µm ³	

Funktionsparameter			Drallparameter nach MBN 31007-7	
Vm	0,102 µm ³ /µm ²	Vm, Vv, Vmp, Vmc, Vvc (p = 10%, q = 80%) Vvv (p = 80%)	Gängigkeit DG	drallfrei -
Vv	3,051 µm ³ /µm ²		Dralltiefe Dt	- µm
Vmp	0,102 µm ³ /µm ²		Periodenlänge DP	- mm
Vmc	2,029 µm ³ /µm ²	Hybridparameter	Drallwinkel Dy	- -
Vvc	2,786 µm ³ /µm ²		Sdq	0,4 -
Vvv	0,265 µm ³ /µm ²		Sdr	6,4 %
			Förderquerschnitt DF	- µm ²
			Auflagelänge DLu	- %

Tabelle A.7 Topografie- und Parameterübersicht - Kugelstrahlen auf weicher Welle „fein“

Wellenbezeichnung / Bearbeitungsverfahren			
Bezeichnung	Kugelstrahlen weich „fein“	Werkstoff	100Cr6
		Weich/Hart	Weich
Verfahren	Kugelstrahlen	Vorbearbeitung	Weichdrehen

Topografie	Materialverteilung

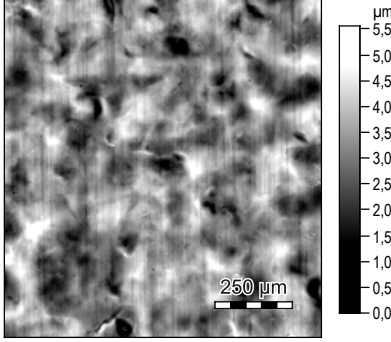
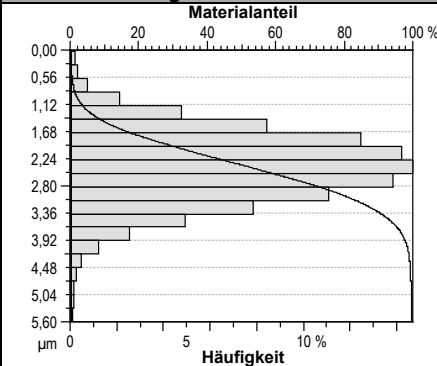
Rauheitsprofil nach DIN ISO 4287	
Länge = 4000 µm Pt = 9,94 µm Maßstab = 20 µm	

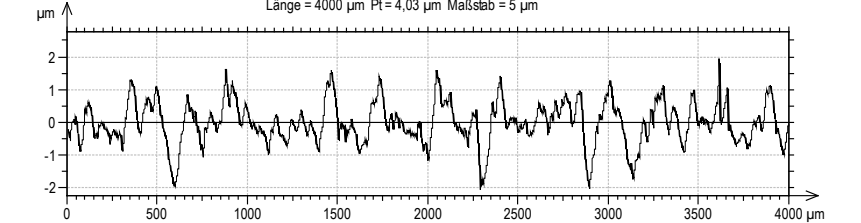
Amplitudenparameter		Höhenparameter		Elementparameter		Pruning = 6% Sz für alle Elementparameter								
Rp	4,4 µm	Sp	5,6 µm	Spd	440,5 mm ⁻²		<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Raumparameter</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Sal</td> <td>33,1 µm</td> </tr> <tr> <td>Str</td> <td>0,95 -</td> </tr> <tr> <td>Std</td> <td>49,7 °</td> </tr> </tbody> </table>	Raumparameter		Sal	33,1 µm	Str	0,95 -	Std
Raumparameter														
Sal	33,1 µm													
Str	0,95 -													
Std	49,7 °													
Rv	4,5 µm	Sv	5,7 µm	Spc	5,11 µm ⁻¹									
Rt	11,2 µm	Sz	11,3 µm	S10z	9,1 µm									
Ra	1,5 µm	Sa	1,4 µm	S5p	4,7 µm									
Rq	1,9 µm	Sq	1,8 µm	S5v	4,4 µm									
Rsk	-0,1 -	Ssk	0,0 -	Sda	706,2 µm ²									
Rku	2,8 -	Sku	3,1 -	Sha	2013,0 µm ²									
Rz	8,9 µm			Sdv	88,9 µm ³									
Rc	4,6 µm			Shv	171,7 µm ³									

Funktionsparameter			Drallparameter nach MBN 31007-7		
Vm	0,084 µm ³ /µm ²	Vm, Vv, Vmp, Vmc, Vvc (p = 10%, q = 80%)	Gängigkeit DG	drallfrei -	
Vv	2,321 µm ³ /µm ²		Dralltiefe Dt	- µm	
Vmp	0,084 µm ³ /µm ²	Vvv (p = 80%)	Periodenlänge DP	- mm	
Vmc	1,566 µm ³ /µm ²		Drallwinkel Dy	- -	
Vvc	2,115 µm ³ /µm ²	Hybridparameter	Förderquerschnitt DF	- µm ²	
Vvv	0,206 µm ³ /µm ²	Sdq	0,4 -		
		Sdr	5,7 %	Auflagelänge DLu	- %

Tabelle A.8 Topografie- und Parameterübersicht - Kugelstrahlen auf harter Welle „grob“

Wellenbezeichnung / Bearbeitungsverfahren			
Bezeichnung	Kugelstrahlen hart „grob“	Werkstoff	100Cr6
		Weich/Hart	Hart
Verfahren	Kugelstrahlen	Vorbearbeitung	Weichdrehen

Topografie	Materialverteilung
	

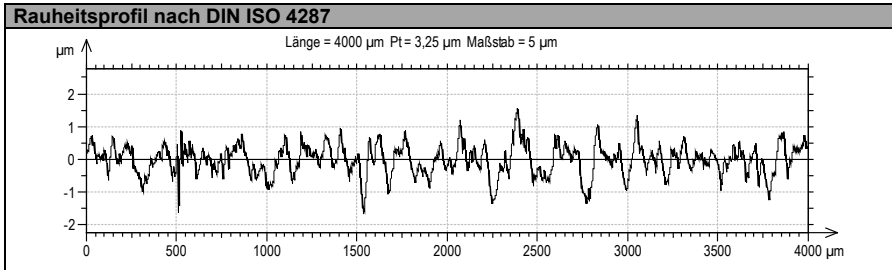
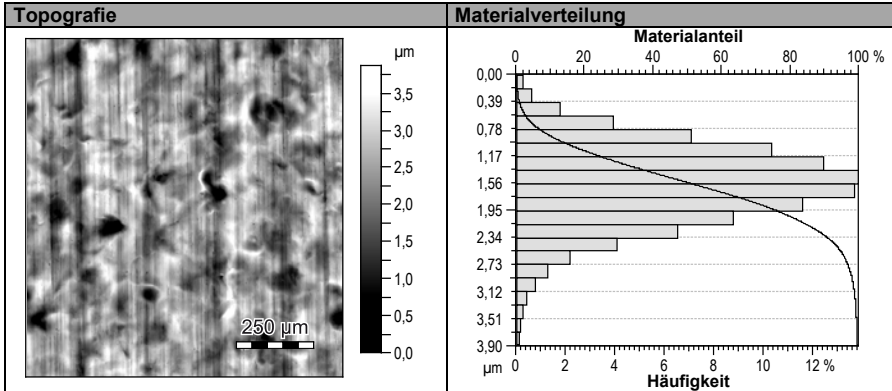
Rauheitsprofil nach DIN ISO 4287	
Länge = 4000 µm Pt = 4,03 µm Maßstab = 5 µm	
	

Amplitudenparameter		Höhenparameter		Elementparameter		Pruning = 6% Sz für alle Elementparameter	
Rp	1,5 µm	Sp	2,4 µm	Spd	1475,9 mm ⁻²		
Rv	1,7 µm	Sv	3,2 µm	Spc	3,52 µm ⁻¹		
Rt	4,4 µm	Sz	5,6 µm	S10z	6,9 µm		
Ra	0,5 µm	Sa	0,6 µm	S5p	5,4 µm	Raumparameter	
Rq	0,7 µm	Sq	0,7 µm	S5v	1,6 µm		
Rsk	-0,2 -	Ssk	-0,3 -	Sda	203,3 µm ²	Sal	48,1 µm
Rku	3,1 -	Sku	3,5 -	Sha	597,4 µm ²	Str	0,80 -
Rz	3,2 µm			Sdv	2,0 µm ³	Std	90,8 °
Rc	1,6 µm			Shv	20,0 µm ³		

Funktionsparameter			Drallparameter nach MBN 31007-7		
Vm	0,030 µm ³ /µm ²	Vm, Vv, Vmp, Vmc, Vvc (p = 10%, q = 80%) Vvv (p = 80%)	Gängigkeit DG	drallfrei -	
Vv	0,941 µm ³ /µm ²		Dralltiefe Dt	- µm	
Vmp	0,030 µm ³ /µm ²		Periodenlänge DP	- mm	
Vmc	0,660 µm ³ /µm ²	Hybridparameter	Drallwinkel Dy	- -	
Vvc	0,852 µm ³ /µm ²		Sdq	0,2 -	
Vvv	0,089 µm ³ /µm ²	Sdr	2,7 %	Förderquerschnitt DF	- µm ²
				Auflagelänge DLu	- %

Tabelle A.9 Topografie- und Parameterübersicht - Kugelstrahlen auf harter Welle „mittel“

Wellenbezeichnung / Bearbeitungsverfahren			
Bezeichnung	Kugelstrahlen hart „mittel“	Werkstoff	100Cr6
		Weich/Hart	Hart
Verfahren	Kugelstrahlen	Vorbearbeitung	Weichdrehen



Amplitudenparameter		Höhenparameter		Elementparameter		Pruning = 6% Sz für alle Elementparameter	
Rp	1,2 µm	Sp	1,6 µm	Spd	2402,5 mm ⁻²		Raumparameter
Rv	1,4 µm	Sv	2,3 µm	Spc	2,33 µm ⁻¹		
Rt	3,4 µm	Sz	3,9 µm	S10z	2,3 µm	Sal	36,4 µm
Ra	0,4 µm	Sa	0,4 µm	S5p	1,0 µm	Str	0,09 -
Rq	0,5 µm	Sq	0,6 µm	S5v	1,3 µm	Std	90,5 °
Rsk	-0,2 -	Ssk	-0,4 -	Sda	148,7 µm ²		
Rku	3,1 -	Sku	3,5 -	Sha	388,5 µm ²		
Rz	2,5 µm			Sdv	1,4 µm ³		
Rc	1,1 µm			Shv	7,9 µm ³		

Funktionsparameter			Drallparameter nach MBN 31007-7		
Vm	0,021 µm ³ /µm ²	Vm, Vv, Vmp, Vmc, Vvc (p = 10%, q = 80%)	Gängigkeit DG	drallfrei -	
Vv	0,716 µm ³ /µm ²		Dralltiefe Dt	- µm	
Vmp	0,021 µm ³ /µm ²	Vvv (p = 80%)	Periodenlänge DP	- mm	
Vmc	0,504 µm ³ /µm ²		Drallwinkel Dy	- -	
Vvc	0,643 µm ³ /µm ²	Hybridparameter	Förderquerschnitt DF	- µm ²	
Vvv	0,074 µm ³ /µm ²	Sdq	0,2 -	- %	
		Sdr	2,0 %	Auflagelänge DLu	- %

Tabelle A.10 Topografie- und Parameterübersicht - Kugelstrahlen auf harter Welle „fein“

Wellenbezeichnung / Bearbeitungsverfahren			
Bezeichnung	Kugelstrahlen hart „fein“	Werkstoff	100Cr6
		Weich/Hart	Hart
Verfahren	Kugelstrahlen	Vorbearbeitung	Weichdrehen

Topografie	Materialverteilung

Rauheitsprofil nach DIN ISO 4287	
Länge = 4000 µm Pt = 2,96 µm Maßstab = 5 µm	

Amplitudenparameter		Höhenparameter		Elementparameter		Pruning = 6% Sz für alle Elementparameter									
Rp	1,1 µm	Sp	1,4 µm	Spd	3474,5 mm ⁻²		<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Raumparameter</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Sal</td> <td>25,0 µm</td> </tr> <tr> <td>Str</td> <td>0,05 -</td> </tr> <tr> <td>Std</td> <td>89,8 °</td> </tr> </tbody> </table>	Raumparameter		Sal	25,0 µm	Str	0,05 -	Std	89,8 °
Raumparameter															
Sal	25,0 µm														
Str	0,05 -														
Std	89,8 °														
Rv	1,2 µm	Sv	1,6 µm	Spc	1,83 µm ⁻¹										
Rt	2,9 µm	Sz	3,0 µm	S10z	2,4 µm										
Ra	0,4 µm	Sa	0,4 µm	S5p	1,1 µm										
Rq	0,4 µm	Sq	0,5 µm	S5v	1,3 µm										
Rsk	-0,1 -	Ssk	-0,1 -	Sda	149,2 µm ²										
Rku	2,9 -	Sku	2,9 -	Sha	272,6 µm ²										
Rz	2,3 µm			Sdv	1,5 µm ³										
Rc	1,1 µm			Shv	5,3 µm ³										

Funktionsparameter			Drallparameter nach MBN 31007-7		
Vm	0,021 µm ³ /µm ²	Vm, Vv, Vmp, Vmc, Vvc (p = 10%, q = 80%) Vvv (p = 80%)	Gängigkeit DG	drallfrei -	
Vv	0,632 µm ³ /µm ²		Dralltiefe Dt	- µm	
Vmp	0,021 µm ³ /µm ²	Hybridparameter	Periodenlänge DP	- mm	
Vmc	0,432 µm ³ /µm ²		Drallwinkel Dy	- -	
Vvc	0,576 µm ³ /µm ²	Sdq	0,2 -	Förderquerschnitt DF	- µm ²
Vvv	0,056 µm ³ /µm ²	Sdr	1,6 %	Auflagelänge DLu	- %

Tabelle A.11 Topografie- und Parameterübersicht - Rollieren „Rolle“

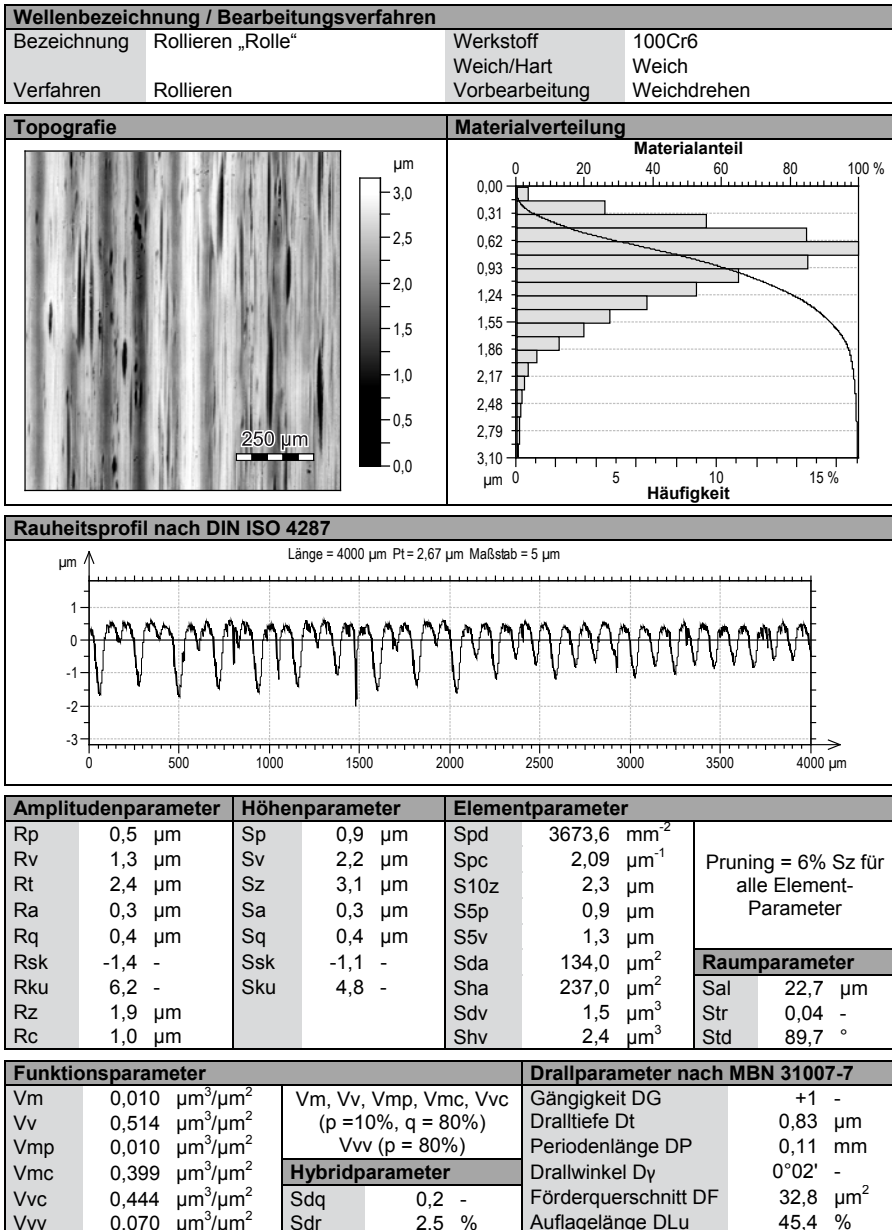
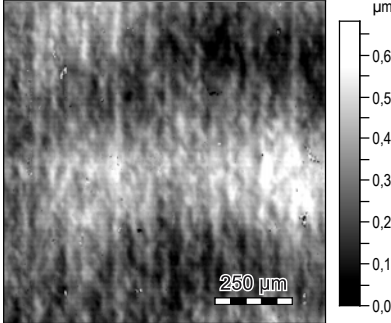
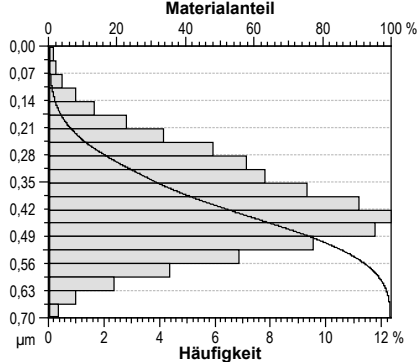
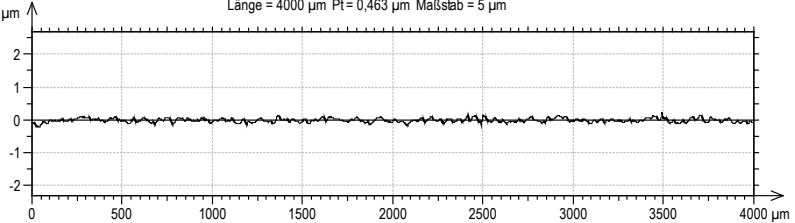


Tabelle A.12 Topografie- und Parameterübersicht - Rollieren „Diamant“

Wellenbezeichnung / Bearbeitungsverfahren			
Bezeichnung	Rollieren „Diamant“	Werkstoff	100Cr6
		Weich/Hart	Weich
Verfahren	Diamantglätten	Vorbearbeitung	Weichdrehen

Topografie	Materialverteilung
	

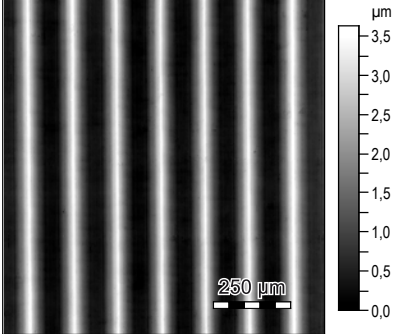
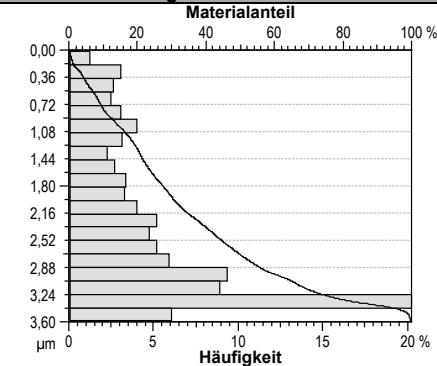
Rauheitsprofil nach DIN ISO 4287	
Länge = 4000 µm Pt = 0,463 µm Maßstab = 5 µm	
	

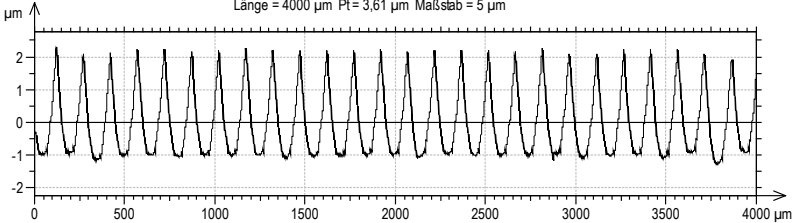
Amplitudenparameter		Höhenparameter		Elementparameter		Pruning = 6% Sz für alle Elementparameter									
Rp	0,2 µm	Sp	0,4 µm	Spd	994,5 mm ⁻²		<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Raumparameter</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Sal</td> <td>148,9 µm</td> </tr> <tr> <td>Str</td> <td>0,29 -</td> </tr> <tr> <td>Std</td> <td>90,0 °</td> </tr> </tbody> </table>	Raumparameter		Sal	148,9 µm	Str	0,29 -	Std	90,0 °
Raumparameter															
Sal	148,9 µm														
Str	0,29 -														
Std	90,0 °														
Rv	0,2 µm	Sv	0,3 µm	Spc	0,18 µm ⁻¹										
Rt	0,4 µm	Sz	0,7 µm	S10z	0,8 µm										
Ra	0,0 µm	Sa	0,1 µm	S5p	0,4 µm										
Rq	0,1 µm	Sq	0,1 µm	S5v	0,4 µm										
Rsk	0,1 -	Ssk	0,3 -	Sda	429,7 µm ²										
Rku	3,4 -	Sku	2,8 -	Sha	909,2 µm ²										
Rz	0,3 µm			Sdv	0,9 µm ³										
Rc	0,1 µm			Shv	3,4 µm ³										

Funktionsparameter			Drallparameter nach MBN 31007-7		
Vm	0,006 µm ³ /µm ²	Vm, Vv, Vmp, Vmc, Vvc (p = 10%, q = 80%) Vvv (p = 80%)	Gängigkeit DG	drallfrei -	
Vv	0,162 µm ³ /µm ²		Dralltiefe Dt	- µm	
Vmp	0,006 µm ³ /µm ²		Periodenlänge DP	- mm	
Vmc	0,103 µm ³ /µm ²	Hybridparameter	Drallwinkel Dy	- -	
Vvc	0,152 µm ³ /µm ²	Sdq	0,0 -	Förderquerschnitt DF	- µm ²
Vvv	0,010 µm ³ /µm ²	Sdr	0,0 %	Auflagelänge DLu	- %

Tabelle A.13 Topografie- und Parameterübersicht - Hartdrehen „grob“

Wellenbezeichnung / Bearbeitungsverfahren			
Bezeichnung	Hartdrehen „grob“	Werkstoff	100Cr6
		Weich/Hart	Hart
Verfahren	Hartdrehen	Vorbearbeitung	Weichdrehen

Topografie	Materialverteilung
	

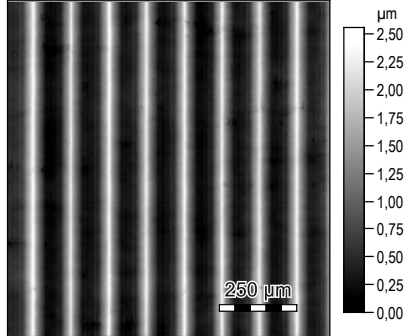
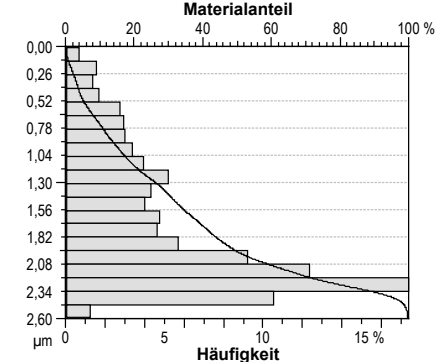
Rauheitsprofil nach DIN ISO 4287	
Länge = 4000 µm Pt = 3,61 µm Maßstab = 5 µm	
	

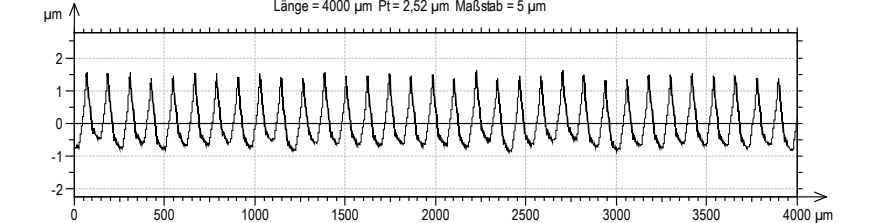
Amplitudenparameter		Höhenparameter		Elementparameter		Pruning = 6% Sz für alle Elementparameter	
Rp	2,3 µm	Sp	2,4 µm	Spd	1627,5 mm ⁻²		
Rv	1,2 µm	Sv	1,2 µm	Spc	2,00 µm ⁻¹		
Rt	3,6 µm	Sz	3,6 µm	S10z	1,8 µm		
Ra	0,9 µm	Sa	0,9 µm	S5p	0,8 µm		
Rq	1,0 µm	Sq	1,0 µm	S5v	1,0 µm	Raumparameter	
Rsk	0,7 -	Ssk	0,8 -	Sda	324,1 µm ²		Sal
Rku	2,2 -	Sku	2,3 -	Sha	330,5 µm ²	Str	0,06 -
Rz	3,4 µm			Sdv	1,8 µm ³	Std	90,3 °
Rc	3,3 µm			Shv	1,3 µm ³		

Funktionsparameter			Drallparameter nach MBN 31007-7		
Vm	0,036 µm ³ /µm ²	Vm, Vv, Vmp, Vmc, Vvc (p = 10%, q = 80%) Vvv (p = 80%)	Gängigkeit DG	-1 -	
Vv	1,648 µm ³ /µm ²		Dralltiefe Dt	2,86 µm	
Vmp	0,036 µm ³ /µm ²	Hybridparameter	Periodenlänge DP	0,15 mm	
Vmc	0,922 µm ³ /µm ²		Drallwinkel Dy	-0°03' -	
Vvc	1,631 µm ³ /µm ²	Sdq	0,1 -	Förderquerschnitt DF	268,9 µm ²
Vvv	0,017 µm ³ /µm ²	Sdr	0,9 %	Auflagelänge DLu	18,9 %

Tabelle A.14 Topografie- und Parameterübersicht - Hartdrehen „mittel“

Wellenbezeichnung / Bearbeitungsverfahren			
Bezeichnung	Hartdrehen „mittel“	Werkstoff	100Cr6
		Weich/Hart	Hart
Verfahren	Hartdrehen	Vorbearbeitung	Weichdrehen

Topografie	Materialverteilung
	

Rauheitsprofil nach DIN ISO 4287	
Länge = 4000 µm Pt = 2,52 µm Maßstab = 5 µm	
	

Amplitudenparameter		Höhenparameter		Elementparameter		Pruning = 6% Sz für alle Elementparameter									
Rp	1,6 µm	Sp	1,7 µm	Spd	1137,9 mm ²		<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Raumparameter</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Sal</td> <td>23,9 µm</td> </tr> <tr> <td>Str</td> <td>0,04 -</td> </tr> <tr> <td>Std</td> <td>90,0 °</td> </tr> </tbody> </table>	Raumparameter		Sal	23,9 µm	Str	0,04 -	Std	90,0 °
Raumparameter															
Sal	23,9 µm														
Str	0,04 -														
Std	90,0 °														
Rv	0,8 µm	Sv	0,9 µm	Spc	1,75 µm ⁻¹										
Rt	2,5 µm	Sz	2,6 µm	S10z	1,7 µm										
Ra	0,5 µm	Sa	0,5 µm	S5p	0,8 µm										
Rq	0,6 µm	Sq	0,6 µm	S5v	0,9 µm										
Rsk	0,8 -	Ssk	0,8 -	Sda	573,8 µm ²										
Rku	2,5 -	Sku	2,6 -	Sha	518,8 µm ²										
Rz	2,4 µm			Sdv	1,7 µm ³										
Rc	2,2 µm			Shv	1,8 µm ³										

Funktionsparameter			Drallparameter nach MBN 31007-7		
Vm	0,028 µm ³ /µm ²	Vm, Vv, Vmp, Vmc, Vvc (p = 10%, q = 80%) Vvv (p = 80%)	Gängigkeit DG	-1 -	
Vv	0,996 µm ³ /µm ²		Dralltiefe Dt	1,67 µm	
Vmp	0,028 µm ³ /µm ²	Hybridparameter	Periodenlänge DP	0,12 mm	
Vmc	0,534 µm ³ /µm ²		Drallwinkel Dy	-0°03' -	
Vvc	0,979 µm ³ /µm ²	Sdq	0,1 -	Förderquerschnitt DF	124,5 µm ²
Vvv	0,016 µm ³ /µm ²	Sdr	0,5 %	Auflagelänge DLu	19,2 %

Tabelle A.15 Topografie- und Parameterübersicht - Hartdrehen „fein“

Wellenbezeichnung / Bearbeitungsverfahren			
Bezeichnung	Hartdrehen „fein“	Werkstoff	100Cr6
		Weich/Hart	Hart
Verfahren	Hartdrehen	Vorbereitung	Weichdrehen

Topografie	Materialverteilung

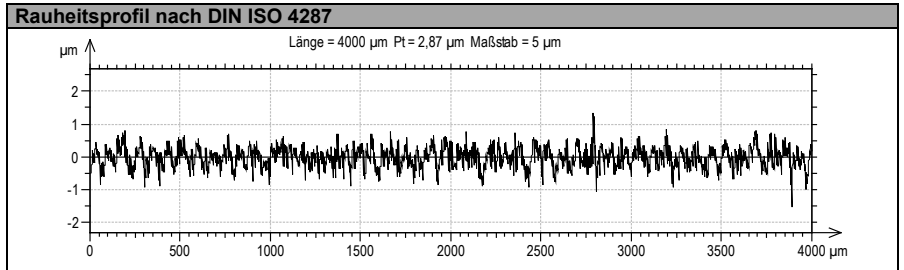
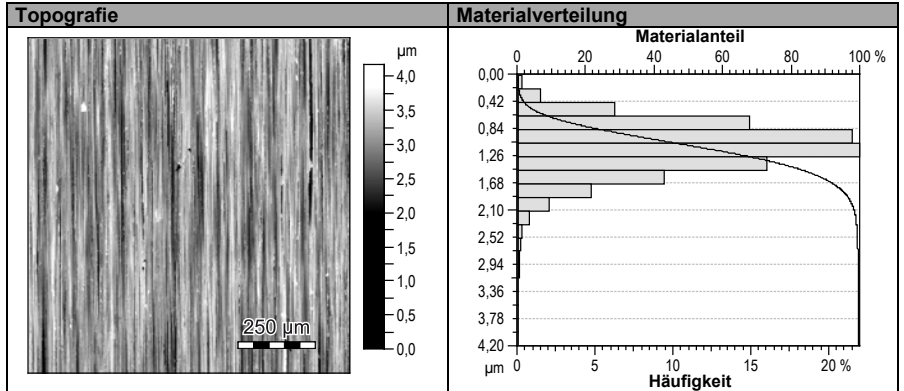
Rauheitsprofil nach DIN ISO 4287	
Länge = 4000 µm Pt = 1,29 µm Maßstab = 5 µm	

Amplitudenparameter		Höhenparameter		Elementparameter		Pruning = 6% Sz für alle Elementparameter	
Rp	0,7 µm	Sp	0,9 µm	Spd	2539,0 mm ⁻²		Raumparameter
Rv	0,4 µm	Sv	0,6 µm	Spc	1,07 µm ⁻¹		
Rt	1,3 µm	Sz	1,4 µm	S10z	1,6 µm	Sal	16,4 µm
Ra	0,2 µm	Sa	0,2 µm	S5p	0,7 µm	Str	0,03 -
Rq	0,3 µm	Sq	0,3 µm	S5v	0,8 µm	Std	90,0 °
Rsk	0,7 -	Ssk	0,7 -	Sda	297,0 µm ²		
Rku	2,6 -	Sku	2,8 -	Sha	339,0 µm ²		
Rz	1,1 µm			Sdv	1,2 µm ³		
Rc	0,8 µm			Shv	1,3 µm ³		

Funktionsparameter			Drallparameter nach MBN 31007-7		
Vm	0,014 µm ³ /µm ²	Vm, Vv, Vmp, Vmc, Vvc (p = 10%, q = 80%) Vvv (p = 80%)	Gängigkeit DG	-1 -	
Vv	0,465 µm ³ /µm ²		Dralltiefe Dt	0,65 µm	
Vmp	0,014 µm ³ /µm ²	Hybridparameter	Periodenlänge DP	0,08 mm	
Vmc	0,256 µm ³ /µm ²		Drallwinkel Dy	-0°02' -	
Vvc	0,449 µm ³ /µm ²	Sdq	0,1 -	Förderquerschnitt DF	31,1 µm ²
Vvv	0,016 µm ³ /µm ²	Sdr	0,6 %	Auflagelänge DLu	19,4 %

Tabelle A.16 Topografie- und Parameterübersicht - Werkstoff „Edelstahl“

Wellenbezeichnung / Bearbeitungsverfahren			
Bezeichnung	Werkstoff „Edelstahl“	Werkstoff	V2A 1.4301
		Weich/Hart	Weich
Verfahren	Schleifen im Einstich	Vorbearbeitung	Weichdrehen

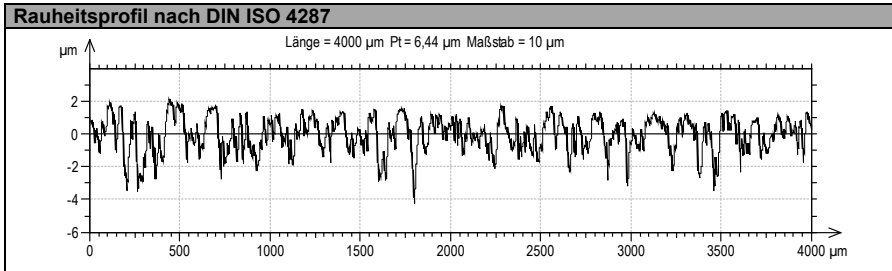
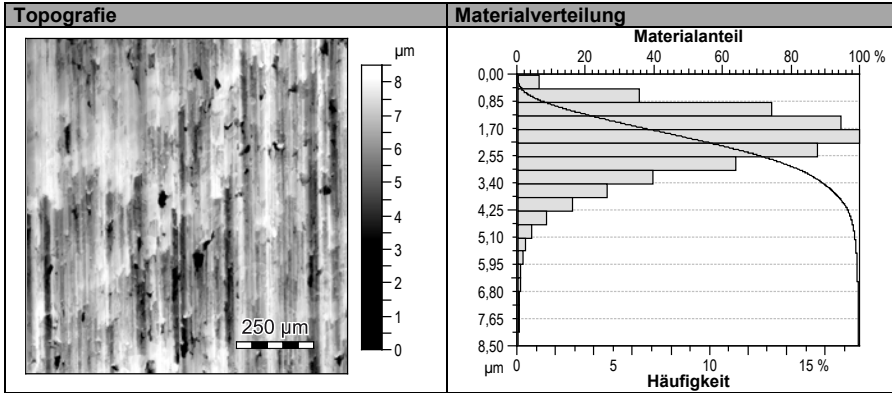


Amplitudenparameter		Höhenparameter		Elementparameter		Pruning = 6% Sz für alle Elementparameter	
Rp	1,0 µm	Sp	1,1 µm	Spd	5649,5 mm ⁻²		Raumparameter
Rv	1,2 µm	Sv	3,1 µm	Spc	2,83 µm ⁻¹		
Rt	3,1 µm	Sz	4,2 µm	S10z	3,8 µm	Sal	6,8 µm
Ra	0,3 µm	Sa	0,3 µm	S5p	2,0 µm	Str	0,02 -
Rq	0,3 µm	Sq	0,4 µm	S5v	1,8 µm	Std	90,5 °
Rsk	-0,4 -	Ssk	-1,2 -	Sda	75,9 µm ²		
Rku	4,2 -	Sku	8,7 -	Sha	162,4 µm ²		
Rz	2,2 µm			Sdv	1,4 µm ³		
Rc	0,8 µm			Shv	2,5 µm ³		

Funktionsparameter			Drallparameter nach MBN 31007-7		
Vm	0,014 µm ³ /µm ²	Vm, Vv, Vmp, Vmc, Vvc (p = 10%, q = 80%) Vvv (p = 80%)	Gängigkeit DG	drallfrei -	
Vv	0,479 µm ³ /µm ²		Dralltiefe Dt	- µm	
Vmp	0,014 µm ³ /µm ²	Hybridparameter	Periodenlänge DP	- mm	
Vmc	0,336 µm ³ /µm ²		Drallwinkel Dy	- -	
Vvc	0,422 µm ³ /µm ²	Sdq	0,4 -	Förderquerschnitt DF	- µm ²
Vvv	0,057 µm ³ /µm ²	Sdr	8,4 %	Auflagelänge DLu	- %

Tabelle A.17 Topografie- und Parameterübersicht - Werkstoff „Grauguss“

Wellenbezeichnung / Bearbeitungsverfahren			
Bezeichnung	Werkstoff „Grauguss“	Werkstoff	EN-GJL-300
		Weich/Hart	Weich
Verfahren	Weichdrehen	Vorbearbeitung	-

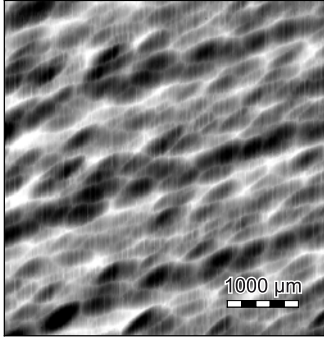
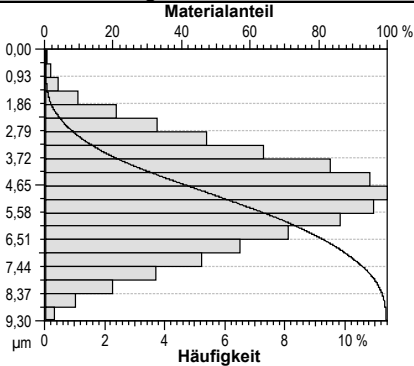


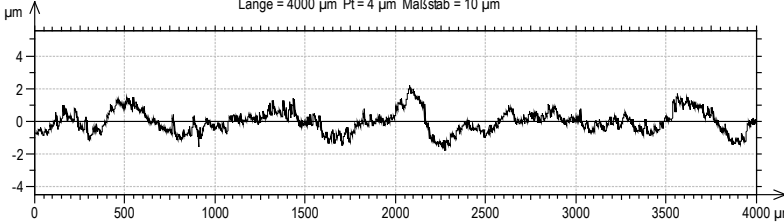
Amplitudenparameter		Höhenparameter		Elementparameter		Pruning = 6% Sz für alle Elementparameter	
Rp	1,7 µm	Sp	2,1 µm	Spd	2005,7 mm ⁻²		Raumparameter
Rv	4,2 µm	Sv	6,4 µm	Spc	6,13 µm ⁻¹		
Rt	8,5 µm	Sz	8,5 µm	S10z	6,7 µm	Sal	23,6 µm
Ra	0,8 µm	Sa	0,8 µm	S5p	3,7 µm	Str	0,09 -
Rq	1,1 µm	Sq	1,0 µm	S5v	3,0 µm	Std	92,0 °
Rsk	-1,0 -	Ssk	-1,2 -	Sda	94,2 µm ²		
Rku	4,8 -	Sku	6,1 -	Sha	415,2 µm ²		
Rz	5,9 µm			Sdv	2,0 µm ³		
Rc	2,3 µm			Shv	18,8 µm ³		

Funktionsparameter			Drallparameter nach MBN 31007-7		
Vm	0,025 µm ³ /µm ²	Vm, Vv, Vmp, Vmc, Vvc (p = 10%, q = 80%)	Gängigkeit DG	-1 -	
Vv	1,213 µm ³ /µm ²		Dralltiefe Dt	1,04 µm	
Vmp	0,025 µm ³ /µm ²	Vvv (p = 80%)	Periodenlänge DP	0,18 mm	
Vmc	0,888 µm ³ /µm ²		Drallwinkel Dy	-0°04' -	
Vvc	1,049 µm ³ /µm ²	Hybridparameter	Förderquerschnitt DF	82,3 µm ²	
Vvv	0,164 µm ³ /µm ²	Sdq	0,5 -	Auflagelänge DLu	20,9 %
		Sdr	12,3 %		

Tabelle A.18 Topografie- und Parameterübersicht - Drehfräsen I

Wellenbezeichnung / Bearbeitungsverfahren			
Bezeichnung	Drehfräsen 1	Werkstoff	100Cr6
		Weich/Hart	Weich
Verfahren	Achsparalleles Drehfräsen	Vorbearbeitung	-

Topografie	Materialverteilung
	

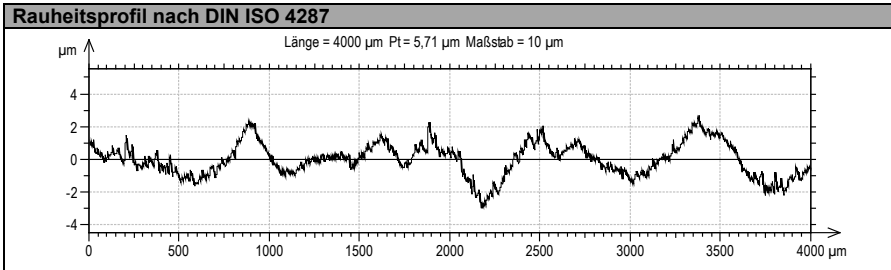
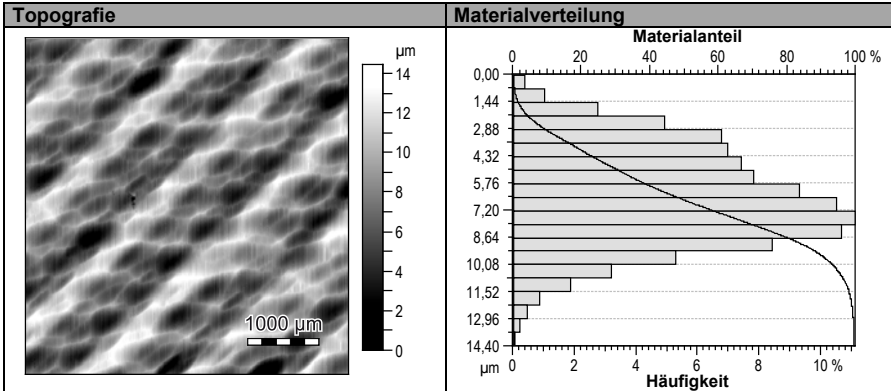
Rauheitsprofil nach DIN ISO 4287	
Länge = 4000 µm Pt = 4 µm Maßstab = 10 µm	
	

Amplitudenparameter		Höhenparameter		Elementparameter		Pruning = 6% Sz für alle Elementparameter	
Rp	1,7 µm	Sp	4,1 µm	Spd	418,4 mm ⁻²		
Rv	1,7 µm	Sv	5,2 µm	Spc	0,41 µm ⁻¹		
Rt	5,1 µm	Sz	9,3 µm	S10z	6,5 µm		
Ra	0,6 µm	Sa	1,0 µm	S5p	3,3 µm	Raumparameter	
Rq	0,8 µm	Sq	1,3 µm	S5v	3,2 µm		
Rsk	0,0 -	Ssk	-0,4 -	Sda	751,7 µm ²	Sal	88,4 µm
Rku	2,7 -	Sku	3,9 -	Sha	2267,4 µm ²	Str	0,28 -
Rz	3,4 µm			Sdv	37,4 µm ³	Std	90,2 °
Rc	1,3 µm			Shv	50,3 µm ³		

Funktionsparameter			Drallparameter nach MBN 31007-7		
Vm	0,060 µm ³ /µm ²	Vm, Vv, Vmp, Vmc, Vvc (p = 10%, q = 80%)	Gängigkeit DG	drallfrei -	
Vv	1,677 µm ³ /µm ²		Dralltiefe Dt	- µm	
Vmp	0,060 µm ³ /µm ²	Vvv (p = 80%)	Periodenlänge DP	- mm	
Vmc	1,108 µm ³ /µm ²		Drallwinkel Dy	- -	
Vvc	1,485 µm ³ /µm ²	Hybridparameter	Förderquerschnitt DF	- µm ²	
Vvv	0,192 µm ³ /µm ²	Sdq	0,3 -		
		Sdr	3,1 %	Auflagelänge DLu	- %

Tabelle A.19 Topografie- und Parameterübersicht - Drehfräsen 3

Wellenbezeichnung / Bearbeitungsverfahren			
Bezeichnung	Drehfräsen 3	Werkstoff	100Cr6
		Weich/Hart	Weich
Verfahren	Achsparalleles Drehfräsen	Vorbearbeitung	-

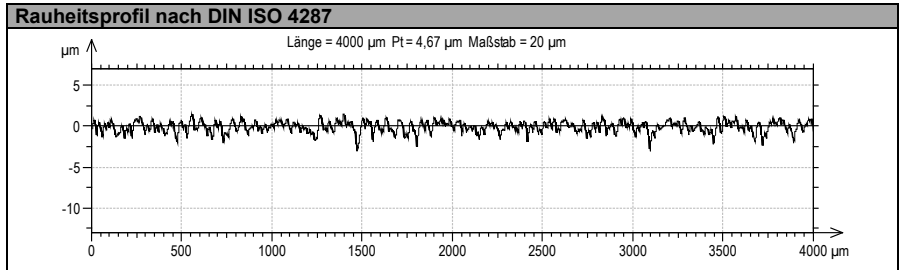
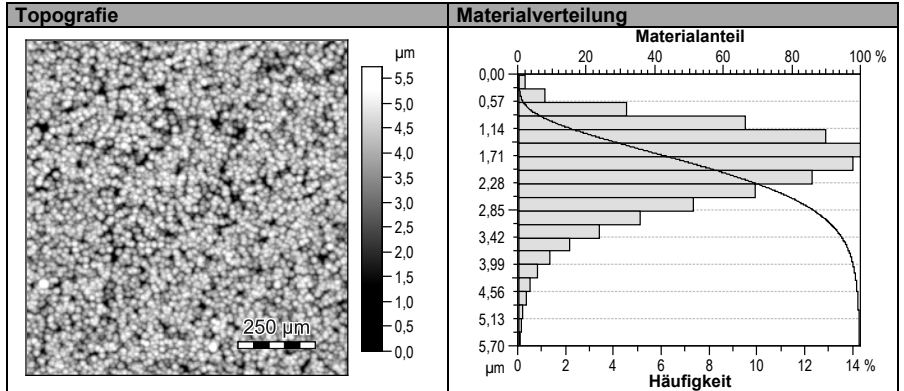


Amplitudenparameter		Höhenparameter		Elementparameter		Pruning = 6% Sz für alle Elementparameter	
Rp	2,0 µm	Sp	6,5 µm	Spd	257,8 mm ⁻²		Raumparameter
Rv	1,8 µm	Sv	8,0 µm	Spc	0,74 µm ⁻¹		
Rt	5,3 µm	Sz	14,4 µm	S10z	7,5 µm	Sal	170,5 µm
Ra	0,8 µm	Sa	2,1 µm	S5p	3,7 µm	Str	0,05 -
Rq	0,9 µm	Sq	2,5 µm	S5v	3,8 µm	Std	90,5 °
Rsk	0,1 -	Ssk	0,0 -	Sda	2557,3 µm ²		
Rku	2,5 -	Sku	2,5 -	Sha	2962,5 µm ²		
Rz	3,9 µm			Sdv	99,8 µm ³		
Rc	1,5 µm			Shv	43,1 µm ³		

Funktionsparameter			Drallparameter nach MBN 31007-7		
Vm	0,082 µm ³ /µm ²	Vm, Vv, Vmp, Vmc, Vvc (p = 10%, q = 80%) Vvv (p = 80%)	Gängigkeit DG	drallfrei -	
Vv	3,587 µm ³ /µm ²		Dralltiefe Dt	- µm	
Vmp	0,082 µm ³ /µm ²	Hybridparameter	Periodenlänge DP	- mm	
Vmc	2,355 µm ³ /µm ²		Drallwinkel Dy	- -	
Vvc	3,342 µm ³ /µm ²	Sdq	0,2 -	Förderquerschnitt DF	- µm ²
Vvv	0,245 µm ³ /µm ²	Sdr	2,0 %	Auflagelänge DLu	- %

Tabelle A.20 Topografie- und Parameterübersicht - Strukturchrom 1

Wellenbezeichnung / Bearbeitungsverfahren			
Bezeichnung	Strukturchrom 1	Werkstoff	100Cr6 / Hartchrom
		Weich/Hart	Weich
Verfahren	Beschichten	Vorbearbeitung	Weichdrehen

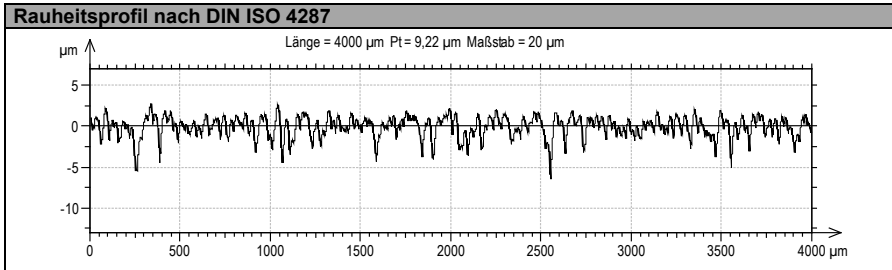
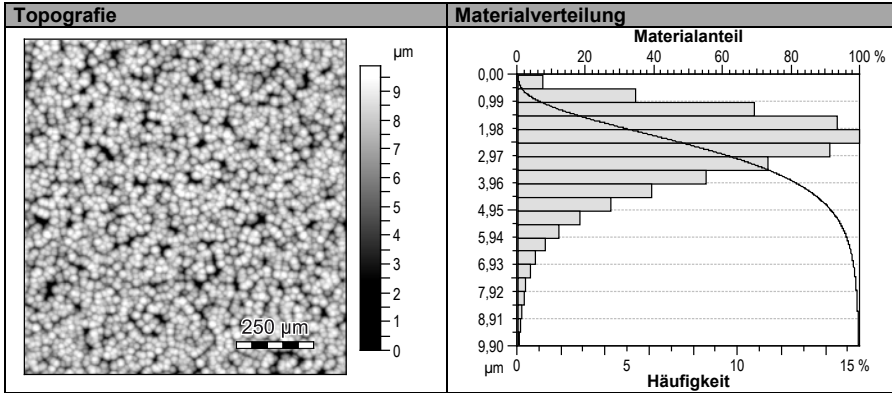


Amplitudenparameter		Höhenparameter		Elementparameter		Pruning = 6% Sz für alle Elementparameter	
Rp	1,4 µm	Sp	2,0 µm	Spd	3033,0 mm ⁻²		Raumparameter
Rv	2,4 µm	Sv	3,8 µm	Spc	7,61 µm ⁻¹		
Rt	4,8 µm	Sz	5,7 µm	S10z	4,9 µm	Sal	12,2 µm
Ra	0,5 µm	Sa	0,7 µm	S5p	2,1 µm	Str	0,94 -
Rq	0,7 µm	Sq	0,8 µm	S5v	2,8 µm	Std	81,5 °
Rsk	-0,6 -	Ssk	-0,8 -	Sda	244,2 µm ²		
Rku	3,5 -	Sku	4,0 -	Sha	311,2 µm ²		
Rz	3,8 µm			Sdv	4,2 µm ³		
Rc	1,7 µm			Shv	51,0 µm ³		

Funktionsparameter			Drallparameter nach MBN 31007-7		
Vm	0,022 µm ³ /µm ²	Vm, Vv, Vmp, Vmc, Vvc (p = 10%, q = 80%) Vvv (p = 80%)	Gängigkeit DG	drallfrei -	
Vv	0,995 µm ³ /µm ²		Dralltiefe Dt	- µm	
Vmp	0,022 µm ³ /µm ²	Hybridparameter	Periodenlänge DP	- mm	
Vmc	0,746 µm ³ /µm ²		Drallwinkel Dy	- -	
Vvc	0,871 µm ³ /µm ²	Sdq	0,3 -	Förderquerschnitt DF	- µm ²
Vvv	0,125 µm ³ /µm ²	Sdr	5,4 %	Auflagelänge DLu	- %

Tabelle A.21 Topografie- und Parameterübersicht - Strukturchrom 2

Wellenbezeichnung / Bearbeitungsverfahren			
Bezeichnung	Strukturchrom 2	Werkstoff	100Cr6 / Hartchrom
		Weich/Hart	Weich
Verfahren	Beschichten	Vorbearbeitung	Weichdrehen

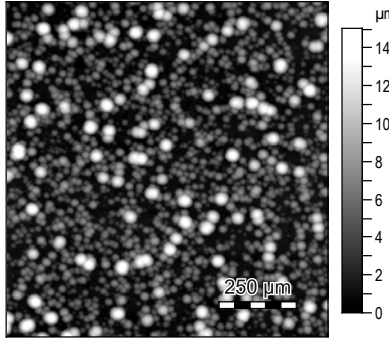
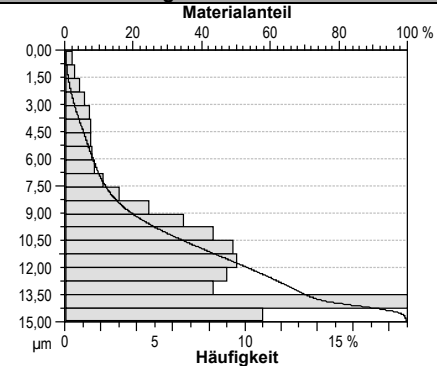


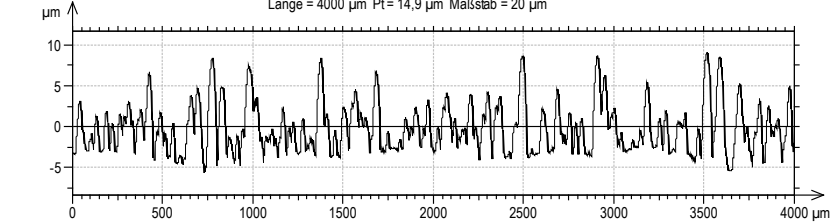
Amplitudenparameter		Höhenparameter		Elementparameter		Pruning = 6% Sz für alle Elementparameter								
Rp	2,2 µm	Sp	2,8 µm	Spd	1227,7 mm ⁻²		<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Raumparameter</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Sal</td> <td>14,7 µm</td> </tr> <tr> <td>Str</td> <td>0,94 -</td> </tr> <tr> <td>Std</td> <td>3,5 °</td> </tr> </tbody> </table>	Raumparameter		Sal	14,7 µm	Str	0,94 -	Std
Raumparameter														
Sal	14,7 µm													
Str	0,94 -													
Std	3,5 °													
Rv	4,8 µm	Sv	7,1 µm	Spc	1,18 µm ⁻¹									
Rt	9,1 µm	Sz	9,9 µm	S10z	9,2 µm									
Ra	1,0 µm	Sa	1,1 µm	S5p	3,4 µm									
Rq	1,3 µm	Sq	1,5 µm	S5v	5,8 µm									
Rsk	-0,9 -	Ssk	-1,1 -	Sda	708,1 µm ²									
Rku	4,3 -	Sku	4,9 -	Sha	750,8 µm ²									
Rz	7,1 µm			Sdv	40,0 µm ³									
Rc	3,0 µm			Shv	186,1 µm ³									

Funktionsparameter			Drallparameter nach MBN 31007-7		
Vm	0,033 µm ³ /µm ²	Vm, Vv, Vmp, Vmc, Vvc (p = 10%, q = 80%)	Gängigkeit DG	drallfrei -	
Vv	1,665 µm ³ /µm ²		Dralltiefe Dt	- µm	
Vmp	0,033 µm ³ /µm ²	Vvv (p = 80%)	Periodenlänge DP	- mm	
Vmc	1,262 µm ³ /µm ²		Drallwinkel Dy	- -	
Vvc	1,421 µm ³ /µm ²	Hybridparameter	Förderquerschnitt DF	- µm ²	
Vvv	0,244 µm ³ /µm ²	Sdq	0,4 -		
		Sdr	6,9 %	Auflagelänge DLu	- %

Tabelle A.22 Topografie- und Parameterübersicht - Strukturchrom 3

Wellenbezeichnung / Bearbeitungsverfahren			
Bezeichnung	Strukturchrom 3	Werkstoff	100Cr6 / Hartchrom
		Weich/Hart	Weich
Verfahren	Beschichten	Vorbearbeitung	Weichdrehen

Topografie	Materialverteilung
	

Rauheitsprofil nach DIN ISO 4287	
Länge = 4000 µm Pt = 14,9 µm Maßstab = 20 µm	
	

Amplitudenparameter		Höhenparameter		Elementparameter		Pruning = 6% Sz für alle Elementparameter	
Rp	8,5 µm	Sp	11,2 µm	Spd	4126,6 mm ⁻²		
Rv	4,5 µm	Sv	3,8 µm	Spc	51,74 µm ⁻¹		
Rt	15,2 µm	Sz	15,0 µm	S10z	17,6 µm		
Ra	2,5 µm	Sa	2,4 µm	S5p	13,2 µm	Raumparameter	
Rq	3,1 µm	Sq	3,1 µm	S5v	4,4 µm		
Rsk	0,8 -	Ssk	1,2 -	Sda	158,1 µm ²	Sal	22,6 µm
Rku	3,2 -	Sku	4,1 -	Sha	221,7 µm ²	Str	0,93 -
Rz	13,0 µm			Sdv	8,6 µm ³	Std	158,7 °
Rc	6,5 µm			Shv	141,4 µm ³		

Funktionsparameter			Drallparameter nach MBN 31007-7	
Vm	0,270 µm ³ /µm ²	Vm, Vv, Vmp, Vmc, Vvc (p = 10%, q = 80%) Vvv (p = 80%)	Gängigkeit DG	drallfrei -
Vv	4,557 µm ³ /µm ²		Dralltiefe Dt	- µm
Vmp	0,270 µm ³ /µm ²		Periodenlänge DP	- mm
Vmc	2,643 µm ³ /µm ²	Hybridparameter	Drallwinkel Dy	- -
Vvc	4,499 µm ³ /µm ²		Sdq	1,3 -
Vvv	0,058 µm ³ /µm ²		Sdr	57,0 %
			Förderquerschnitt DF	- µm ²
			Auflagelänge DLu	- %

Tabelle A.23 Topografie- und Parameterübersicht - Strukturchrom 4

Wellenbezeichnung / Bearbeitungsverfahren			
Bezeichnung	Strukturchrom 4	Werkstoff	100Cr6 / Hartchrom
		Weich/Hart	Weich
Verfahren	Beschichten	Vorbereitung	Weichdrehen

Topografie	Materialverteilung

Rauheitsprofil nach DIN ISO 4287	
Länge = 4000 µm Pt = 19,5 µm Maßstab = 20 µm	

Amplitudenparameter		Höhenparameter		Elementparameter		Pruning = 6% Sz für alle Elementparameter									
Rp	7,6 µm	Sp	9,3 µm	Spd	7481,1 mm ⁻²		<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Raumparameter</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Sal</td> <td>24,9 µm</td> </tr> <tr> <td>Str</td> <td>0,98 -</td> </tr> <tr> <td>Std</td> <td>93,5 °</td> </tr> </tbody> </table>	Raumparameter		Sal	24,9 µm	Str	0,98 -	Std	93,5 °
Raumparameter															
Sal	24,9 µm														
Str	0,98 -														
Std	93,5 °														
Rv	7,7 µm	Sv	7,1 µm	Spc	86,94 µm ⁻¹										
Rt	17,3 µm	Sz	16,5 µm	S10z	20,7 µm										
Ra	3,7 µm	Sa	4,0 µm	S5p	15,4 µm										
Rq	4,2 µm	Sq	4,6 µm	S5v	5,3 µm										
Rsk	-0,1 -	Ssk	0,1 -	Sda	80,1 µm ²										
Rku	1,9 -	Sku	1,7 -	Sha	119,6 µm ²										
Rz	15,3 µm			Sdv	1,8 µm ³										
Rc	10,1 µm			Shv	82,5 µm ³										

Funktionsparameter			Drallparameter nach MBN 31007-7		
Vm	0,103 µm ³ /µm ²	Vm, Vv, Vmp, Vmc, Vvc (p = 10%, q = 80%) Vvv (p = 80%)	Gängigkeit DG	drallfrei -	
Vv	6,230 µm ³ /µm ²		Dralltiefe Dt	- µm	
Vmp	0,103 µm ³ /µm ²	Hybridparameter	Periodenlänge DP	- mm	
Vmc	5,412 µm ³ /µm ²		Drallwinkel Dy	- -	
Vvc	6,131 µm ³ /µm ²	Sdq	2,0 -	Förderquerschnitt DF	- µm ²
Vvv	0,099 µm ³ /µm ²	Sdr	127,6 %	Auflagelänge DLu	- %

Tabelle A.24 Topografie- und Parameterübersicht - Strukturchrom 5

Wellenbezeichnung / Bearbeitungsverfahren			
Bezeichnung	Strukturchrom 5	Werkstoff	100Cr6 / Hartchrom
		Weich/Hart	Weich
Verfahren	Beschichten	Vorbearbeitung	Weichdrehen

Topografie	Materialverteilung

Rauheitsprofil nach DIN ISO 4287	
Länge = 4000 µm Pt = 15,3 µm Maßstab = 20 µm	

Amplitudenparameter		Höhenparameter		Elementparameter		Pruning = 6% Sz für alle Elementparameter	
Rp	5,4 µm	Sp	7,5 µm	Spd	667,9 mm ⁻²		Raumparameter
Rv	5,8 µm	Sv	9,6 µm	Spc	17,67 µm ⁻¹		
Rt	13,9 µm	Sz	17,2 µm	S10z	12,2 µm		Sal
Ra	1,9 µm	Sa	2,0 µm	S5p	6,6 µm	Str	0,94 -
Rq	2,3 µm	Sq	2,5 µm	S5v	5,6 µm	Std	93,3 °
Rsk	0,1 -	Ssk	0,1 -	Sda	920,6 µm ²		
Rku	2,8 -	Sku	3,1 -	Sha	1346,4 µm ²		
Rz	11,2 µm			Sdv	45,5 µm ³		
Rc	5,8 µm			Shv	774,5 µm ³		

Funktionsparameter			Drallparameter nach MBN 31007-7		
Vm	0,107 µm ³ /µm ²	Vm, Vv, Vmp, Vmc, Vvc (p = 10%, q = 80%) Vvv (p = 80%)	Gängigkeit DG	drallfrei -	
Vv	3,554 µm ³ /µm ²		Dralltiefe Dt	- µm	
Vmp	0,107 µm ³ /µm ²	Hybridparameter	Periodenlänge DP	- mm	
Vmc	2,152 µm ³ /µm ²		Drallwinkel Dy	- -	
Vvc	3,283 µm ³ /µm ²	Sdq	0,6 -	Förderquerschnitt DF	- µm ²
Vvv	0,272 µm ³ /µm ²	Sdr	17,5 %	Auflagelänge DLu	- %

A.2 Reibmomentverläufe

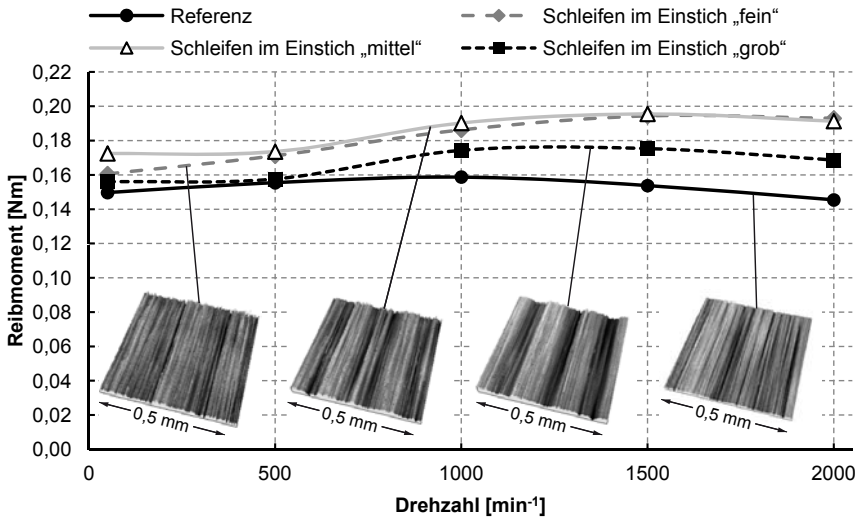


Bild A.1 Reibmomentverläufe der im Einstich geschliffenen Dichtungsgegenläufflächen

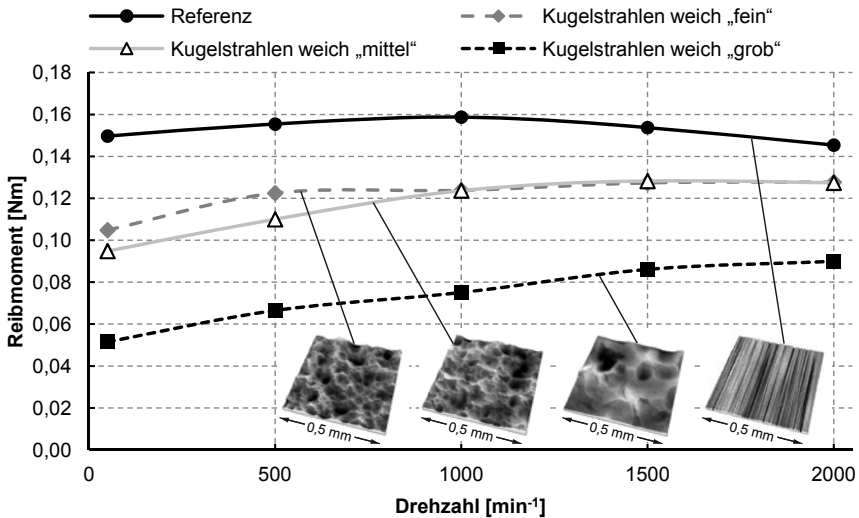


Bild A.2 Reibmomentverläufe der weich kugelgestrahlten Dichtungsgegenläufflächen

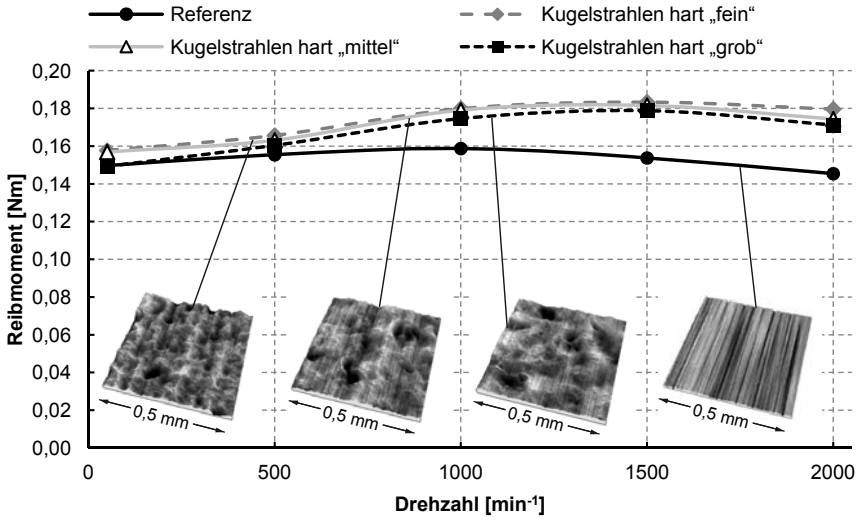


Bild A.3 Reibmomentverläufe der hart kugelgestrahlten Dichtungsgegenläufflächen

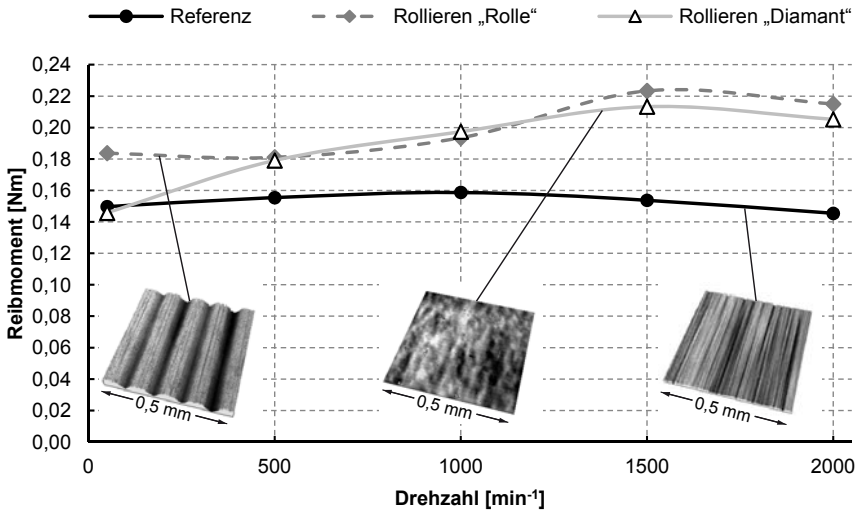


Bild A.4 Reibmomentverläufe der rollierten Dichtungsgegenläufflächen

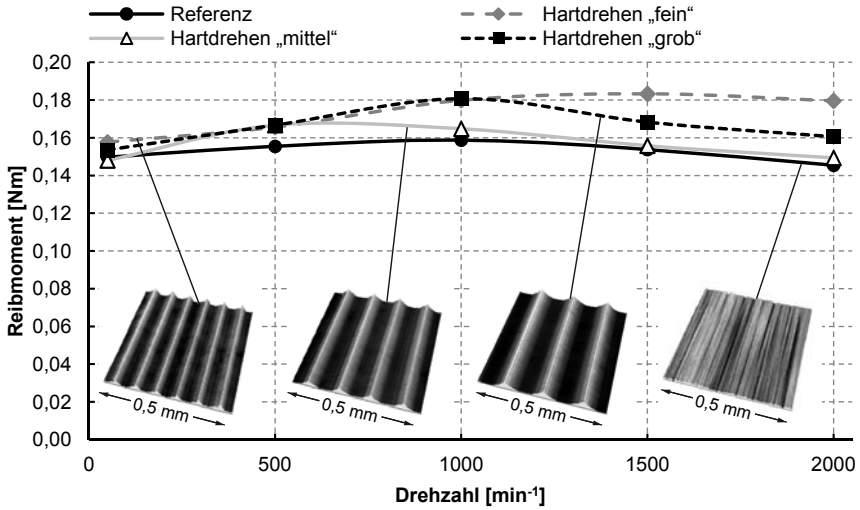


Bild A.5 Reibmomentverläufe der hartgedrehten Dichtungsgegenläufflächen

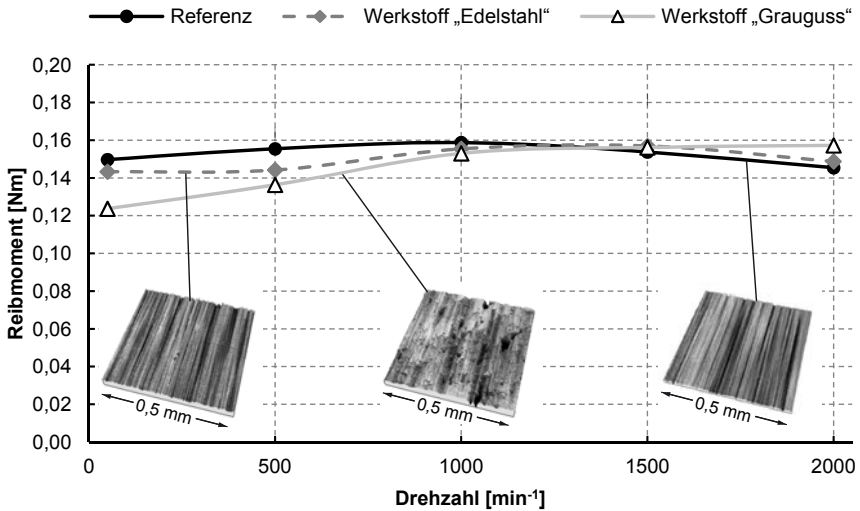


Bild A.6 Reibmomentverläufe der Dichtungsgegenläufflächen aus unterschiedlichen Wellenwerkstoffen

A.3 Mikroskop- und Topografiebilder mit Laufspur

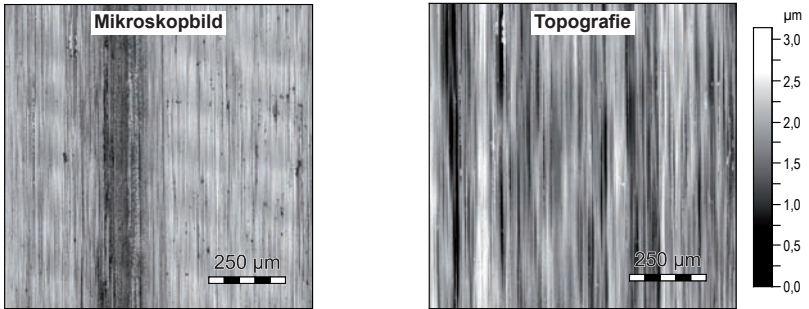


Bild A.7 Mikroskop- und Topografiebild der Referenzwelle (Schleifen im Einstich)

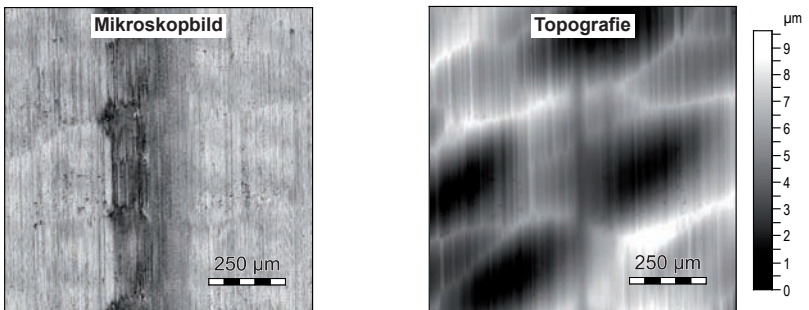


Bild A.8 Mikroskop- und Topografiebild der Welle Drehfräsen 3

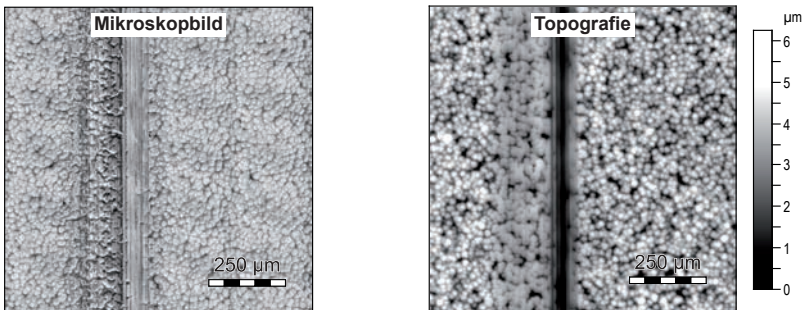


Bild A.9 Mikroskop- und Topografiebild der Welle Strukturchrom 1

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name Michael Narten
Geburtsdatum /-ort 05.12.1981 in Hannover
Staatsangehörigkeit deutsch
Familienstand verheiratet mit Sandra Narten

Schulbildung

1994 bis 2001 Wilhelm-Raabe-Schule in Hannover

Wehrdienst

07/2001 - 04/2002 Grundwehrdienst in Stadtoldendorf und Munster

Studium

10/2002 - 07/2008 Maschinenbaustudium an der Universität Hannover
Schwerpunkte: Fahrzeugsysteme, Mechanik und Konstruktion
10/2004 - 07/2006 Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Mess- und
Regelungstechnik der Universität Hannover
02/2008 - 07/2008 Diplomand bei der Robert Bosch GmbH in Schwieberdingen
10/2009 - 09/2010 Aufbaustudium zum Patentingenieur an der Fernuniversität
Hagen

Praktika

07/2002 - 09/2002 Grundpraktikum bei der WABCO GmbH in Hannover
03/2005 - 04/2005 Fachpraktikum bei Baker Hughes INTEQ in Celle
09/2007 - 12/2007 Fachpraktikum bei der Robert Bosch GmbH in Schwieberdingen

Auslandserfahrung

08/1998 - 06/1999 Schulaufenthalt in den USA, Jonathan Alder High School,
Plain City, Ohio
09/2006 - 05/2007 Forschungs- und Studienaufenthalt als Research Assistant an der
University of Wisconsin-Madison, USA - gefördert durch den
Deutschen Akademischen Austauschdienst e.V. und die
Dr.-Jürgen-Ulдерup-Stiftung Hannover

Berufserfahrung

08/2008 - 03/2013 Akademischer Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente
der Universität Stuttgart
Seit 04/2013 Konstruktionsingenieur bei der Renk AG in Hannover

Liste der bisher erschienenen Berichte aus dem IMA:

Nr.	Verfasser	Titel
1	H.K. Müller	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion von Hochdruckdichtungen an schnellaufenden Wellen
2	W. Passera	Konzentrisch laufende Gewinde-Wellen-Dichtung im laminaren Bereich
	K. Karow	Konzentrische Doppelgewindewellendichtung im laminaren Bereich
3	F.E. Breit	Die Kreiszyinderschalendichtung: Eine Axialspaltdichtung mit druckabhängiger Spaltweite
	W. Sommer	Dichtungen an Mehrphasensystemen: Berührungsfreie Wellendichtungen mit hochviskosen Sperrflüssigkeiten
4	K. Heitel	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion konzentrisch und exzentrisch betriebener Gewindewellendichtungen im laminaren Bereich
5	K.-H. Hirschmann	Beitrag zur Berechnung der Geometrie von Evolventenverzahnungen
6	H. Däuble	Durchfluß und Druckverlauf im radial durchströmten Dichtspalt bei pulsierendem Druck
7	J. Rybak	Einheitliche Berechnung von Schneidrädern für Außen- und Innenverzahnungen. Beitrag zu Eingriffsstörungen beim Hohlrad-Verzahn mittels Schneidräder
8	D. Franz	Rechnergestütztes Entwerfen von Varianten auf der Grundlage gesammelter Erfahrungswerte
9	E. Lauster	Untersuchungen und Berechnungen zum Wärmehaushalt mechanischer Schaltgetriebe
10		Festschrift zum 70. Geburtstag von Prof. Dr.-Ing. K. Talke
11	G. Ott	Untersuchungen zum dynamischen Leckage- und Reibverhalten von Radialwellendichtungen
12	E. Fuchs	Untersuchung des elasto-hydrodynamischen Verhaltens von berührungsfreien Hochdruckdichtungen
13	G. Sedlak	Rechnerunterstütztes Aufnehmen und Auswerten spannungsoptischer Bilder
14	W. Wolf	Programmsystem zur Analyse und Optimierung von Fahrzeuggetrieben
15	H. v. Eiff	Einfluß der Verzahnungsgeometrie auf die Zahnfußbeanspruchung innen- und außenverzählter Geradstirnräder
16	N. Messner	Untersuchung von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
17	V. Schade	Entwicklung eines Verfahrens zur Einflanken-Wälzprüfung und einer rechnergestützten Auswertemethode für Stirnräder
18	A. Gührer	Beitrag zur Optimierung von Antriebssträngen bei Fahrzeugen
19	R. Nill	Das Schwingungsverhalten loser Bauteile in Fahrzeuggetrieben
20	M. Kammüller	Zum Abdichtverhalten von Radial-Wellendichtungen
21	H. Truong	Strukturorientiertes Modellieren, Optimieren und Identifizieren von Mehrkörpersystemen
22	H. Liu	Rechnergestützte Bilderfassung, -verarbeitung und -auswertung in der Spannungsoptik
23	W. Haas	Berührungsfreie Wellendichtungen für flüssigkeitsbespritzte Dichtstellen
24	M. Plank	Das Betriebsverhalten von Wälzlagern im Drehzahlbereich bis 100.000/min bei Kleinstmengenschmierung
25	A. Wolf	Untersuchungen zum Abdichtverhalten von druckbelastbaren Elastomer- und PTFE-Wellendichtungen
26	P. Waidner	Vorgänge im Dichtspalt wasserabdichtender Gleitringdichtungen
27	Hirschmann u.a.	Veröffentlichungen aus Anlaß des 75. Geburtstags von Prof. Dr.-Ing. Kurt Talke
28	B. Bertsche	Zur Berechnung der Systemzuverlässigkeit von Maschinenbau-Produkten
29	G. Lechner; K.-H.Hirschmann; B. Bertsche	Forschungsarbeiten zur Zuverlässigkeit im Maschinenbau
30	H.-J. Prokop	Zum Abdicht- und Reibungsverhalten von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
31	K. Kleinbach	Qualitätsbeurteilung von Kegelradsätzen durch integrierte Prüfung von Tragbild, Einflankenwälzabweichung und Spielverlauf
32	E. Zürn	Beitrag zur Erhöhung der Meßgenauigkeit und -geschwindigkeit eines Mehrkoordinaten-tasters
33	F. Jauch	Optimierung des Antriebsstranges von Kraftfahrzeugen durch Fahrsimulation
34	J. Grabscheid	Entwicklung einer Kegelrad-Laufprüfmaschine mit thermografischer Tragbilderfassung
35	A. Hölderlin	Verknüpfung von rechnerunterstützter Konstruktion und Koordinatenmeßtechnik
36	J. Kurfess	Abdichten von Flüssigkeiten mit Magnetflüssigkeitsdichtungen
37	G. Borenius	Zur rechnerischen Schädigungsakkumulation in der Erprobung von Kraftfahrzeugteilen bei stochastischer Belastung mit variabler Mittellast
38	E. Fritz	Abdichtung von Maschinenspindeln
39	E. Fritz; W. Haas; H.K. Müller	Berührungsfreie Spindelabdichtungen im Werkzeugmaschinenbau. Konstruktionskatalog

Nr.	Verfasser	Titel
40	B. Jenisch	Abdichten mit Radial-Wellendichtringen aus Elastomer und Polytetrafluorethylen
41	G. Weidner	Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben
42	A. Herzog	Erweiterung des Datenmodells eines 2D CAD-Systems zur Programmierung von Mehrkoordinatenmeßgeräten
43	T. Roser	Wissensbasiertes Konstruieren am Beispiel von Getrieben
44	P. Wäschle	Entlastete Wellendichtringe
45	Z. Wu	Vergleich und Entwicklung von Methoden zur Zuverlässigkeitsanalyse von Systemen
46	W. Richter	Nichtwiederholbarer Schlag von Wälzlagereinheiten für Festplattenlaufwerke
47	R. Durst	Rechnerunterstützte Nutprofilentwicklung und clusteranalytische Methoden zur Optimierung von Gewindewerkzeugen
48	G.S. Müller	Das Abdichtverhalten von Gleitringdichtungen aus Siliziumkarbid
49	W.-E. Krieg	Untersuchungen an Gehäuseabdichtungen von hochbelasteten Getrieben
50	J. Grill	Zur Krümmungstheorie von Hüllflächen und ihrer Anwendung bei Werkzeugen und Verzahnungen
51	M. Jäckle	Entlüftung von Getrieben
52	M. Köchling	Beitrag zur Auslegung von geradverzahnten Stirnrädern mit beliebiger Flankenform
53	M. Hildebrandt	Schadensfrüherkennung an Wälzkontakten mit Körperschall-Referenzsignalen
54	H. Kaiser	Konstruieren im Verbund von Expertensystem, CAD-System, Datenbank und Wiederholteil-suchsystem
55	N. Stanger	Berührungsfrei abdichten bei kleinem Bauraum
56	R. Lenk	Zuverlässigkeitsanalyse von komplexen Systemen am Beispiel PKW-Automatikgetriebe
57	H. Naunheimer	Beitrag zur Entwicklung von Stufenlosgetrieben mittels Fahrsimulation
58	G. Neumann	Thermografische Tragbilderfassung an rotierenden Zahnradern
59	G. Wüstenhagen	Beitrag zur Optimierung des Entlasteten Wellendichtrings
60	P. Brodbeck	Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Bauteilzuverlässigkeit und zur Systemberechnung nach dem Booleschen Modell
61	Ch. Hoffmann	Untersuchungen an PTFE-Wellendichtungen
62	V. Hettich	Identifikation und Modellierung des Materialverhaltens dynamisch beanspruchter Flächen-dichtungen
63	K. Riedl	Pulsationsoptimierte Außenzahnpumpen mit ungleichförmig übersetzenden Radpaaren
64	D. Schwuchow	Sonderverzahnungen für Zahnpumpen mit minimaler Volumenstrompulsation
65	T. Spörl	Modulares Fahrsimulationsprogramm für beliebig aufgebaute Fahrzeugtriebstränge und An-wendung auf Hybridantriebe
66	K. Zhao	Entwicklung eines räumlichen Toleranzmodells zur Optimierung der Produktqualität
67	K. Heusel	Qualitätssteigerung von Planetengetrieben durch Selektive Montage
68	T. Wagner	Entwicklung eines Qualitätsinformationssystems für die Konstruktion
69	H. Zelßmann	Optimierung des Betriebsverhaltens von Getriebeentlüftungen
70	E. Bock	Schwimmende Wellendichtringe
71	S. Ring	Anwendung der Verzahnungstheorie auf die Modellierung und Simulation des Werkzeug-schleifens
72	M. Klöpfer	Dynamisch beanspruchte Dichtverbindungen von Getriebegehäusen
73	C.-H. Lang	Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
74	W. Haas	Berührungsfreies Abdichten im Maschinenbau unter besonderer Berücksichtigung der Fang-labyrinth
75	P. Schiberna	Geschwindigkeitsvorgabe für Fahrsimulationen mittels Verkehrssimulation
76	W. Elser	Beitrag zur Optimierung von Wälzgetrieben
77	P. Marx	Durchgängige, bauteilübergreifende Auslegung von Maschinenelementen mit unscharfen Vorgaben
78	J. Kopsch	Unterstützung der Konstruktionstätigkeiten mit einem Aktiven Semantischen Netz
79	J. Rach	Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben
80	U. Häussler	Generalisierte Berechnung räumlicher Verzahnungen und ihre Anwendung auf Wälzfräser-herstellung und Wälzfräsen
81	M. Hüsges	Steigerung der Tolerierungsfähigkeit unter fertigungstechnischen Gesichtspunkten
82	X. Nastos	Ein räumliches Toleranzbewertungssystem für die Konstruktion
83	A. Seifried	Eine neue Methode zur Berechnung von Rollenlagern über lagerinterne Kontakt-Beanspruchungen
84	Ch. Dörr	Ermittlung von Getriebelastkollektiven mittels Winkelbeschleunigungen
85	A. Veil	Integration der Berechnung von Systemzuverlässigkeiten in den CAD-Konstruktionsprozeß
86	U. Frenzel	Rückenstrukturierte Hydraulikstangendichtungen aus Polyurethan
87	U. Braun	Optimierung von Außenzahnpumpen mit pulsationsarmer Sonderverzahnung
88	M. Lambert	Abdichtung von Werkzeugmaschinen-Flachführungen
89	R. Kubalczyk	Gehäusegestaltung von Fahrzeuggetrieben im Abdichtbereich

Nr.	Verfasser	Titel
90	M. Oberle	Spielbeeinflussende Toleranzparameter bei Planetengetrieben
91	S. N. Dogan	Zur Minimierung der Loseilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
92	M. Bast	Beitrag zur werkstückorientierten Konstruktion von Zerspanwerkzeugen
93	M. Ebenhoch	Eignung von additiv generierten Prototypen zur frühzeitigen Spannungsanalyse im Produktentwicklungsprozeß
94	A. Fritz	Berechnung und Monte-Carlo Simulation der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit technischer Systeme
95	O. Schrems	Die Fertigung als Versuchsfeld für die qualitätsgerechte Produktoptimierung
96	M. Jäckle	Untersuchungen zur elastischen Verformung von Fahrzeuggetrieben
97	H. Haier	PTFE-Compounds im dynamischen Dichtkontakt bei druckbelastbaren Radial-Wellendichtungen
98	M. Rettenmaier	Entwicklung eines Modellierungs-Hilfssystems für Rapid Prototyping gerechte Bauteile
99	M. Przybilla	Methodisches Konstruieren von Leichtbauelementen für hochdynamische Werkzeugmaschinen
100	M. Olbrich	Werkstoffmodelle zur Finiten-Elemente-Analyse von PTFE-Wellendichtungen
101	M. Kunz	Ermittlung des Einflusses fahrzeug-, fahrer- und verkehrsspezifischer Parameter auf die Getriebebelastkollektive mittels Fahrsimulation
102	H. Ruppert	CAD-integrierte Zuverlässigkeitsanalyse und -optimierung
103	S. Kilian	Entwicklung hochdynamisch beanspruchter Flächendichtverbindungen
104	A. Flaig	Untersuchung von umweltschonenden Antriebskonzepten für Kraftfahrzeuge mittels Simulation
105	B. Luo	Überprüfung und Weiterentwicklung der Zuverlässigkeitsmodelle im Maschinenbau mittels Mono-Bauteil-Systemen
106	L. Schüppenhauer	Erhöhung der Verfügbarkeit von Daten für die Gestaltung und Berechnung der Zuverlässigkeit von Systemen
107	J. Ryborz	Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Pkw- und Nkw- Getrieben
108	M. Wüthner	Rotierende Wellen gegen Kühlschmierstoff und Partikel berührungsfrei abdichten
109	C. Gitt	Analyse und Synthese leistungsverzweigter Stufenlosgetriebe
110	A. Krolo	Planung von Zuverlässigkeitstests mit weitreichender Berücksichtigung von Vorkenntnissen
111	G. Schöllhammer	Entwicklung und Untersuchung inverser Wellendichtsysteme
112	K. Fronius	Gehäusegestaltung im Abdichtbereich unter pulsierendem Innendruck
113	A. Weidler	Ermittlung von Raffungsfaktoren für die Getriebeerprobung
114	B. Stiegler	Berührungsfreie Dichtsysteme für Anwendungen im Fahrzeug- und Maschinenbau
115	T. Kunstfeld	Einfluss der Wellenoberfläche auf das Dichtverhalten von Radial-Wellendichtungen
116	M. Janssen	Abstreifer für Werkzeugmaschinenführungen
117	S. Buhl	Wechselbeziehungen im Dichtsystem von Radial-Wellendichting, Gegenauflfläche und Fluid
118	P. Pozsgai	Realitätsnahe Modellierung und Analyse der operativen Zuverlässigkeitskennwerte technischer Systeme
119	H. Li	Untersuchungen zum realen Bewegungsverhalten von Loseilen in Fahrzeuggetrieben
120	B. Otte	Strukturierung und Bewertung von Eingangsdaten für Zuverlässigkeitsanalysen
121	P. Jäger	Zuverlässigkeitsbewertung mechatronischer Systeme in frühen Entwicklungsphasen
122	T. Hitziger	Übertragbarkeit von Vorkenntnissen bei der Zuverlässigkeitstestplanung
123	M. Delonga	Zuverlässigkeitsmanagementsystem auf Basis von Felddaten
124	M. Maisch	Zuverlässigkeitsorientiertes Erprobungskonzept für Nutzfahrzeuggetriebe unter Berücksichtigung von Betriebsdaten
125	J. Orso	Berührungsfreies Abdichten schnelllaufender Spindeln gegen feine Stäube
126	F. Bauer	PTFE-Manschettendichtungen mit Spirallrille - Analyse, Funktionsweise und Erweiterung der Einsatzgrenzen
127	M. Stockmeier	Entwicklung von Klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetrieben
128	M. Trost	Gesamtheitliche Anlagenmodellierung und -analyse auf Basis stochastischer Netzverfahren
129	P. Lambeck	Unterstützung der Kreativität von verteilten Konstrukteuren mit einem Aktiven Semantischen Netz
130	K. Pickard	Erweiterte qualitative Zuverlässigkeitsanalyse mit Ausfallprognose von Systemen
131	W. Novak	Geräusch- und Wirkungsgradoptimierung bei Fahrzeuggetrieben durch Festradentkopplung
132	M. Henzler	Radialdichtungen unter hoher Druckbelastung in Drehübertragern von Werkzeugmaschinen
133	B. Rzepka	Konzeption eines aktiven semantischen Zuverlässigkeitsinformationssystems
134	C.G. Pflüger	Abdichtung schnelllaufender Hochdruck-Drehübertrager mittels Rechteckring und hoch-effizient strukturierter Gleitfläche
135	G. Baitinger	Multiskalenansatz mit Mikrostrukturanalyse zur Drallbeurteilung von Dichtungsgegenauflflächen

Nr.	Verfasser	Titel
136	J. Gäng	Berücksichtigung von Wechselwirkungen bei Zuverlässigkeitsanalysen
137	Ch. Maisch	Berücksichtigung der Ölalterung bei der Lebensdauer- und Zuverlässigkeitsprognose von Getrieben
138	D. Kirschmann	Ermittlung erweiterter Zuverlässigkeitsziele in der Produktentwicklung
139	D. Weber	Numerische Verschleißsimulation auf Basis tribologischer Untersuchungen am Beispiel von PTFE-Manschettendichtungen
140	T. Leopold	Ganzheitliche Datenerfassung für verbesserte Zuverlässigkeitsanalysen
141	St. Jung	Beitrag zum Einfluss der Oberflächencharakteristik von Gegenaufläufen auf das tribologische System Radial-Wellendichtung
142	T. Prill	Beitrag zur Gestaltung von Leichtbau-Getriebegehäusen und deren Abdichtung
143	D. Hofmann	Verknüpfungsmodell zuverlässigkeitsrelevanter Informationen in der Produktentwicklung mechatronischer Systeme
144	M. Wacker	Einfluss von Drehungleichförmigkeiten auf die Zahnradlebensdauer in Fahrzeuggetrieben
145	B. Jakobi	Dichtungsgeräusche am Beispiel von Pkw-Lenkungen - Analyse und Abhilfemaßnahmen
146	S. Kiefer	Bewegungsverhalten von singulären Zahnradstufen mit schaltbaren Koppelungsrichtungen
147	P. Fietkau	Transiente Kontaktberechnung bei Fahrzeuggetrieben
148	B. Klein	Numerische Analyse von gemischten Ausfallverteilungen in der Zuverlässigkeitstechnik
149	M. Kläiber	Betriebs- und Benetzungseigenschaften im Dichtsystem Radial-Wellendichtung am Beispiel von additivierten synthetischen Schmierölen
150	A. Baumann	Rasselgeräuschminimierung von Fahrzeuggetrieben durch Getriebeöle
151	M. Kopp	Modularisierung und Synthese von Zuverlässigkeitsmethoden