

Markus Schulz

**Einfluss alternativ gefertigter
Dichtungsgegenläufigen auf die
Funktionsmechanismen von
Radial-Wellendichtungen**

D 93
ISBN 978-3-948308-15-5

Institut für Maschinenelemente

Antriebs-, Dichtungs-, Schienenfahrzeug- u. Zuverlässigkeitstechnik

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

Prof. Dr.-Ing. A. Nicola

Einfluss alternativ gefertigter Dichtungsgegenlauf- flächen auf die Funktionsmechanismen von Radial-Wellendichtungen

Influence of alternatively manufactured shaft counterfaces on the functional
mechanisms of radial shaft seals

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

von

Markus Schulz

aus Geislingen an der Steige

Hauptberichter: apl. Prof. Dr.-Ing. Frank Bauer
Mitberichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Hans-Christian Möhring

Tag der mündlichen Prüfung: 22. Mai 2024

Meiner Familie gewidmet

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als akademischer Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater, Herrn Privatdozent Dr.-Ing. Frank Bauer, Leiter des Bereichs Dichtungstechnik am Institut für Maschinenelemente, für die Ermöglichung und Betreuung dieser Arbeit sowie das in mich gesetzte Vertrauen.

Ebenso danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Werner Haas, ehemaliger Leiter des Bereichs Dichtungstechnik am Institut für Maschinenelemente, für die Ermöglichung dieser Arbeit und seine Unterstützung.

Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Hans-Christian Möhring, Direktor des Instituts für Werkzeugmaschinen der Universität Stuttgart, danke ich für die Durchsicht meiner Arbeit und für die Übernahme des Mitberichts.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche, dem Leiter des Instituts für Maschinenelemente danke ich für die Möglichkeit zur Promotion und das von ihm geförderte, familiäre Arbeitsklima.

Ein herzlicher Dank geht an alle meine ehemaligen Kolleginnen und Kollegen, die die gemeinsame Zeit am Institut, neben den fachlichen Diskussionen, besonders durch den außerfachlichen Austausch unvergessen machen. Mein besonderer Dank gilt dabei Frau Susanne Hahn und Herrn Philipp Fricker für ihre tägliche Unterstützung und fortwährende Hilfsbereitschaft sowie für die Durchsicht meiner Arbeit.

Der große Umfang an Untersuchungen, die die Grundlage dieser Arbeit darstellen, wäre nicht ohne studentische Unterstützung möglich gewesen. Aus diesem Grund danke ich allen meinen ehemaligen wissenschaftlichen Hilfskräften, Studien-, Bachelor- und Masterarbeitern. Besonderer Dank gilt dabei den Herren André Jaquemod und Marius Hagmayer.

Mein herzlichster Dank gilt meiner Familie, die mich bis zur Promotion unablässig unterstützte und mir diesen Werdegang ermöglichte.

Stuttgart, im Mai 2024

Markus Schulz

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen, Abkürzungen und Indices	XI
Abstract	XV
1 Einleitung	1
1.1 Zielsetzung.....	2
1.2 Gliederung der Arbeit.....	2
2 Stand der Technik	4
2.1 Tribologisches System Radial-Wellendichtung	4
2.1.1 Aufbau einer Radial-Wellendichtung.....	4
2.1.2 Schmierfilmaufbau	6
2.1.3 Dynamischer Dichtmechanismus	8
2.1.4 Reibung.....	11
2.1.5 Temperatur im Dichtspalt	14
2.1.6 Einfluss der Dichtungsgegenlauffläche	18
2.2 Anforderungen an die Dichtungsgegenlauffläche.....	20
2.3 Fertigungsverfahren	22
2.3.1 Schleifen im Einstich (Ref)	23
2.3.2 Bandschleifen (ohne axiale Bewegung, BS)	24
2.3.3 Bandschleifen mit axialer Bewegung (Superfinishen, SF)	25
2.3.4 Schäldrehen (SD)	26
2.3.5 Rolldrehen (RD)	28
2.4 Oberflächencharakterisierung.....	28
2.4.1 Geometrische Oberflächenbeschaffenheit 2D.....	31
2.4.2 Geometrische Oberflächenbeschaffenheit 3D.....	36
2.4.3 Drall.....	39
3 Forschungsfragen und Funktionshypthesen	45
4 Versuchseinrichtungen und Untersuchungsablauf	48
4.1 Messgeräte.....	48
4.1.1 Optische Messgeräte	48
4.1.2 Taktiles Rauheitsmessgerät Hommel T8000	51
4.1.3 Radialkraftmessgerät.....	52

4.2	Prüfstände	54
4.2.1	Dauerlaufprüfstand	54
4.2.2	Reibmomentprüfstand.....	56
4.2.3	Strömungsprüfstand.....	57
4.3	Untersuchungsmethodik.....	58
5	Eingesetzte Versuchsteile und ihre Charakterisierung	59
5.1	RWDR	59
5.1.1	Radialkraft.....	59
5.1.2	Verschleißbreite und Befundung der Dichtkante (IMA-MARS)	61
5.2	Dichtungsgegenlauffläche.....	63
5.2.1	Oberflächenuntersuchung und -auswertung.....	64
5.2.2	Ergebnisse Oberflächenuntersuchung.....	65
5.3	Schmiermittel.....	76
6	Schmierung und Reibung	78
6.1	Versuchsdurchführung.....	78
6.2	Versuchsergebnisse	82
6.2.1	Reibmomentverläufe	82
6.2.2	Gümbelzahldiagramme.....	89
6.3	Regressionsanalysen mit den Oberflächen-Kenngrößen	92
6.4	Zusammenfassung und Fazit	96
7	Förderwirkung	98
7.1	Versuchsdurchführung.....	101
7.2	Versuchsergebnisse	103
7.2.1	Förderwirkung des Dichtsystems	103
7.2.2	Förderwirkung der DGLF und des RWDRs.....	109
7.3	Regressionsanalysen mit den Oberflächen-Kenngrößen	114
7.4	Zusammenfassung und Fazit	118
8	Praxisuntersuchungen	121
8.1	Versuchsdurchführung und -auswertung.....	121
8.2	Versuchsergebnisse	122
8.2.1	Leckage.....	122
8.2.2	Quietschen des RWDRs	124
8.2.3	Temperatur	125

8.2.4 Radialkraft.....	130
8.2.5 Verschleiß.....	131
8.3 Regressionsanalysen mit den Oberflächen-Kenngrößen.....	146
8.4 Zusammenfassung und Fazit	152
9 Strömungsuntersuchungen	156
9.1 Versuchsdurchführung	156
9.2 Versuchsergebnisse.....	159
9.2.1 Trockenlauf.....	159
9.2.2 Strömungsuntersuchungen	162
9.3 Zusammenfassung und Fazit	164
10 Übertragbarkeit der Ergebnisse auf andere Systeme	166
10.1 Ergebnisse der FW-Untersuchungen.....	166
10.2 Ergebnisse der Praxisuntersuchungen.....	168
10.3 Zusammenfassung und Fazit	171
11 Diskussion und Praxisbedeutung	172
11.1 Diskussion der Forschungsfragen und -hypothesen.....	172
11.2 Übertrag der Ergebnisse in die Praxis.....	175
11.3 Untersuchungsmethodik zur Qualifizierung von geeigneten DGLF..	177
12 Zusammenfassung und Ausblick	180
13 Literaturverzeichnis	184
14 Anhang	202
14.1 Fertigungsparameter	202
14.2 Rauheits- und Drall-Kenngrößen der DGLF	205
14.2.1 Makrodrall.....	205
14.2.2 Mikrodrall.....	208
14.2.3 2D-Kenngrößen und dominante Welligkeit.....	211
14.2.4 3D-Kenngrößen	215
14.2.5 Rauheit in Umfangsrichtung.....	221
14.2.6 Korrelation aller Drall- und Rauheitskenngrößen	226

14.3 Vorgehen bei den Regressionsanalysen.....	226
14.4 Ergebnisse der Schmierungs- und Reibungsuntersuchungen	228
14.4.1 Einfluss unterschiedlicher Radialkräfte und Temperaturen auf das Gümbelzahldiagramm	228
14.4.2 Einfluss unterschiedlicher Verschleißbreiten auf das Gümbelzahldiagramm	230
14.4.3 Reibmomentverläufe	232
14.4.4 Gümbelzahldiagramme.....	235
14.4.5 Ergebnisse der Regressionsanalysen.....	238
14.5 Ergebnisse der Förderuntersuchungen	240
14.5.1 Förderwirkung des Dichtsystems	240
14.5.2 Förderwirkung der DGLF und des RWDRs	240
14.5.3 Ergebnisse der Regressionsanalysen.....	241
14.6 Ergebnisse der Praxisuntersuchungen.....	241
14.6.1 Temperatur	241
14.6.2 Verschleiß	245
14.6.3 Rauheit Dichtkante	248
14.6.4 Ergebnisse der Regressionsanalysen.....	250
14.7 Übertragbarkeit der Ergebnisse auf andere Systeme.....	251
Lebenslauf	253

Formelzeichen, Abkürzungen und Indices

Formelzeichen

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
α	Fluidseitiger Dichtkantenwinkel	°
β	Luftseitiger Dichtkantenwinkel	°
ϵ_{dyn}	Dynamische Exzentrizität	m
ϵ_{IR}	Emissionskoeffizient	-
ϵ_{Kipp}	Verkipfungswinkel schief montierter RWDR	°
ϵ_{stat}	Statische Exzentrizität	m
η	Dynamische Viskosität	Ns/m ²
ϕ_{reib}	Reibparameter nach Hirano	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/(mK)
λ_{c}	Grenzwellenlänge zw. Welligkeit und Rauheit	m
λ_{s}	Grenzwellenlänge zur Begrenzung der Rauheit zu kleineren Wellenlängen	m
ω	Winkelgeschwindigkeit	rad/s
ϑ	Temperatur	°C
ϑ_{DS}	Dichtspalttemperatur	°C
$\vartheta_{\text{öl}}$	Ölsumpftemperatur	°C
A	Gescherte Fläche	m ²
b	Berührbreite Dichtkante	m
c	Schnitttiefe	m
c_0	Referenzschnittebene	-
d	Durchmesser	m
DF	Förderquerschnitt	m ²
DG	Gängigkeit	-
DP	Periodenlänge	m
Dt	Dralltiefe	m
Dv	Drallwinkel	°
f	Reibbeiwert	-
F'	In Messrichtung projizierte Kraft der Linienpressung	N
F_{N}	Normalkraft	N
F_{r}	Radialkraft	N

F_{reib}	Reibkraft	N
G_{Brink}	Dimensionslose Kennzahl nach Brink	-
G_{Hirano}	Dimensionslose Kennzahl nach Hirano	-
G_{hyd}	Gümbelzahl	-
h	Dynamische Schmierfilmdicke	m
l_n	Messstrecke	m
l_r	Einzelmessstrecke	m
l_t	Taststrecke	m
M_r	Reibmoment	Nm
Mr_1	Kleinster Materialanteil	%
Mr_2	Größter Materialanteil	%
n	Drehzahl	1/min
p	Druck	N/m ²
p_l	Linienpressung	N/m
p_m	Mittlere Flächenpressung	N/m ²
P_R	Reibleistung	W
P_t	Profiltiefe	m
R_a	Arithmetischer Mittenrauwert	m
R_{Eng}	Proportionalitätskonstante nach Engelke	Kmm ² /W
R_k	Kernrautiefe	m
R_{korr}^2	Korrigiertes Bestimmtheitsmaß Regressionsanalyse	-
R_{max}	Maximale Rautiefe	m
R_{mr}	Materialanteil	-
R_p	Mittlere Glättungstiefe	m
R_{pk}	Reduzierte Spitzenhöhe	m
R_{pm}	Gemittelte Glättungstiefe	m
R_t	Gesamthöhe des Profils	m
r_{tip}	Tastspitzenradius	m
R_v	Mittlere Riefentiefe	m
R_{vk}	Reduzierte Riefentiefe	m
R_z	Gemittelte Rautiefe	m
S_{medianS}	Medianwinkel der Winkelverteilung	°
S_{medianV}	Medianwinkel der Volumenverteilung	°
S_{Sdt}	Standardabweichung der Winkelverteilung	-
S_{dt}	Arithmetisch gemittelte Mikrodralltiefe	m
S_z	Maximale Höhe der skalenbegrenzten Oberfläche	m
T	Absoluttemperatur (Kelvin-Skala)	K
u	Umfangsgeschwindigkeit	m/s

v	Vorschubgeschwindigkeit	m/U
\dot{V}_{F1}	Fluidseitiger Förderstrom	l/s
\dot{V}_{F2}	Luftseitiger Förderstrom	l/s
\dot{V}_{Netto}	Nettoförderstrom	l/s
WDC	Mittlere Höhe der Profilelemente	m
WDSm	Horizontale Welligkeitskenngröße	m
WDt	Gesamthöhe des dominanten Welligkeitsprofils	m
W_t	Wellentiefe	m
x	Axialer Abstand von der Dichtkante	m

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
ACM	Acrylat-Kautschuk (engl. acrylate rubber)
BS	Bandschleifen ohne Axialbewegung
CBN	Kubisch kristalliner Bornitrid (engl. cubic boron nitride)
CHT	Konjugierter Wärmetransport (engl. conjugate heat transfer)
DGLF	Dichtungsgegenlauffläche
DIN	Deutsches Institut für Normung e.V.
EDX	Energiedispersive Röntgenspektroskopie (engl. energy dispersive X-ray analysis)
ExACT	Extended Approximation of the Contact Temperature of Radial Lip Seals
FKM	Fluor-Kautschuk (engl. fluoro rubber)
FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.
FW	Förderwert
HSK	Hohlschaftkegel
IMA	Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart
IMA-MARS	IMA-Matrix for the Advanced Rating of Seals
InsECT	Instrument for Estimating the Contact Temperature of Radial Lip Seals
ISO	International Organization for Standardization
MTEHD	Mikro-Thermo-Elastohydrodynamik
NBR	Acrylnitril-Butadien-Kautschuk (engl. nitrile butadiene rubber)
p	Signifikanzwert
PIV	Particle Image Velocimetry
PTFE	Polytetrafluorethylen
PTV	Particle Tracking Velocimetry

RD	Rolldrehen
Ref	Referenz-Fertigungsverfahren = Schleifen im Einstich
RMA	Rubber Manufacturers Association
RWDR	Radial-Wellendichtring
RWD	Radial-Wellendichtung
SD	Schäldrehen
SIM	Mikroskopie mit strukturierter Beleuchtung (engl. structured illumination microscopy)
SF	Bandschleifen mit axialer Bewegung (Superfinishen)
VG	Viskositätsgruppe
WW	Wechselwirkung

Abstract

Influence of alternatively manufactured shaft counterfaces on the functional mechanisms of radial shaft seals

Almost each technical product needs a seal to meet its function. One of the most common sealing solutions involve radial shaft seals. This type of sealing is used for example to seal a shaft inlet or outlet point. A radial shaft seal is a tribological system, which consists not only of the elastomeric radial lip seal itself, but also of a shaft counterface and the fluid that is to be sealed. Consequently, the functionality of a radial shaft seal depends on each single component of the seal, as well as the interactions between the sealing components.

The standard manufacturing for shaft counterfaces is based on a lead-free plunge grinding process. In order to reduce costs and time during the manufacturing process often alternative manufacturing processes are used to manufacture shaft counterfaces. Due to the use of different manufacturing processes, various surface structures appear on the shaft counterfaces, which can often be linked to problems with leakage, increased wear or thermal damage of the elastomeric radial lip seal. The aim of this work is to analyse the influence of different surface structures on the functional mechanisms of radial shaft seals.

Within this work the influence of four different alternative manufacturing processes on the function of a radial shaft seal is analysed: belt grinding (BS), superfinishing (SF), rollfeed turning (RD) and scroll-free turning (SD). Shaft counterfaces of varying roughness were produced using each of the above manufacturing processes. The different roughnesses of the shaft counterfaces were achieved by using abrasive belts with different grit sizes (BS and SF shaft counterfaces) or different rough cutting edges as well as feed rates (RD and SD shaft counterfaces) for the production of the shafts. By using this approach, it is possible to find manufacturing parameters that lead to an optimal roughness of a sealing counterface and thus to an optimal function of a radial shaft seal.

In order to achieve the goals of this work, five research steps were carried out: lubrication and friction tests, tests on the conveying effect of the sealing systems and components (radial lip seal and shaft counterface), practical investigations and flow analyses. In addition, a test methodology was derived from the knowledge obtained in these tests that allows a shaft to be qualified as a sealing counterface. In a final step the practical implications of the test and analysis results were explained.

In the first step, the shaft counterfaces were measured tactilely and optically (2D and 3D roughness, macro and micro lead as well as the dominant waviness). These

surface parameters were used after the tests to determine the significant influencing variables on the measured characteristics (friction torque, conveyance value, wear, ...) by means of regression analyses. The analyses showed a significant influence of the surface parameters and their interactions with other parameters on the test results.

Friction torque measurements allow conclusions to be drawn about the state of friction and lubrication and thus they represent a possibility for an "energetic" assessment of a radial shaft sealing. Conveying value measurements show how reliably a shaft counterface can be sealed and, with a test duration of 80 hours, provide information on the influence of the radial lip seal conditioning on the sealing reliability. Practical tests can be used to examine the tightness in real operation. In addition, conclusions can be drawn about the lubrication and wear condition by inspecting both sealing components (radial lip seal and shaft counterface). This allows statements to be made on the suitability of a shaft as a sealing counterface. In flow investigations, the influence of different surface structures on a shaft counterface on the conditioning of sealing edges as well as the influence of the surface structures on the flow itself were investigated.

The investigations showed that the crossed surface structures of the SF shaft counterfaces act as lead structures, which either cause leakage or an insufficient lubricated sealing edge and thus a failure of the sealing system. The reliability of such sealing systems is insufficient, which is why SF shafts turned out to be not suitable as a sealing counterface.

In the case of sealing systems with RD and SD shaft counterfaces, there were several cases where no stationary condition was found in the friction torque measurements. This shows that the lubrication in these sealing systems was not always sufficient. In addition, higher friction losses occurred than for the reference sealing system with a plunge ground shaft counterface. In sealing systems with RD and SD shaft counterfaces, the system and especially the radial lip seal conveying values are very small. As a result, the sealing reliability is also lower than for sealing systems with plunge ground shaft counterfaces. Practical tests have shown that the fluid exchange in the sealing contact is disturbed by the circumferential closed surface structures, resulting in thermal damage to the sealing edge. For these reasons, RD and SD shafts are only suitable as shaft counterfaces to a limited extent. Their use, with associated increased risk of failure, is only possible under moderate operating conditions (at atmospheric pressure, low speeds, no change in direction of rotation, ...).

In sealing systems with BS shaft counterfaces, which provide a suitable surface roughness, comparable friction torques can be achieved as with the reference sealing system. In addition, these sealing systems have high conveying values and thus also a high sealing reliability. In the practical tests with the BS shaft counterfaces, however, the closed circumferential surface structures influenced the fluid exchange in the seal

contact, which led to thermally damaged sealing edges. For this reason, BS shaft counterfaces can also only be an alternative to lead-free plunge-ground shaft counterfaces under moderate operating conditions.

Flow investigations are not suitable for a standardized investigation of the state of wear due to the high time expenditure of making a measurement and the locally limited observed area of the sealing contact. For basic research on radial shaft seals, in contrast, flow investigations are an excellent option in the author's opinion.

From the knowledge gained with the alternatively manufactured shaft counterfaces in the various tests, a four-step investigation methodology was created for the qualification of arbitrarily manufactured shafts as sealing counterfaces. The four steps are the metrological characterisation of the shaft counterface, conveyance value measurements, practical tests and friction torque measurements.

1 Einleitung

In Maschinen und Anlagen werden Schmierstoffe eingesetzt, um die Reibung und den Verschleiß an den Kontaktflächen von relativ zueinander bewegten Maschinenteilen zu verhindern bzw. zu reduzieren. Dazu müssen die Schmierstoffe über die gesamte Betriebsdauer zuverlässig im Bereich der Kontaktflächen gehalten werden und dürfen darüber hinaus nicht verschmutzt werden. An angespritzten, ganz oder teilweise überfluteten Wellendurchtrittsstellen werden zur Abdichtung von mit Schmierstoff gefüllten Räumen milliardenfach Radial-Wellendichtringe (RWDR) nach DIN 3760 [1] bzw. DIN 3761 [2] eingesetzt.

Der RWDR bildet dabei zusammen mit der Dichtungsgegenauflfläche (DGLF) und dem abzudichtenden Schmierstoff als Zwischenstoff ein tribologisches System, welches als Radial-Wellendichtung (RWD) bezeichnet wird. Neben den einzelnen Komponenten beeinflussen auch die Umgebungs- sowie die Betriebsbedingungen das tribologische System. Aus diesem Grund dürfen, aus dichtungstechnischer Sicht, Untersuchungen des Dichtsystems nicht auf den Dichtring beschränkt werden [3, 4].

Bei einem Versagen des Dichtsystems kann der Schmierstoff austreten und eine gesamte Maschine bzw. Anlage ausfallen, wodurch neben hohen Kosten infolge von Stillstand ein Imageverlust und/oder eine Schädigung der Umwelt entstehen können. Die Ursache für einen Ausfall wird dabei häufig am RWDR selbst gesucht. Laut Hoepke [5] sowie Prem und Vogt [6] ist allerdings lediglich in 10 % aller Ausfälle von RWD der Dichtring die Ursache. Als Hauptausfallursache führen sie mit jeweils 30 % die Montage und die Wellenbearbeitung auf, siehe Bild 1.1.

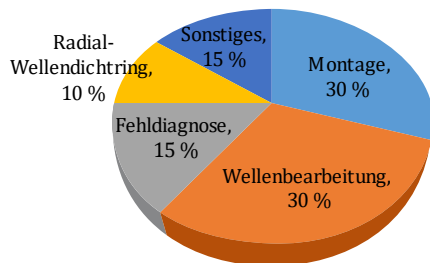


Bild 1.1: Ausfallursachen von Radial-Wellendichtungen nach [5, 6]

Im Gegensatz zum RWDR wird die DGLF in den meisten Fällen nicht als Zukaufteil erworben, sondern in der eigenen Firma bzw. nach den eigenen Vorgaben extern gefertigt. Dabei ist das Standard-Fertigungsverfahren, welches auch in den Normen [1, 2] empfohlen wird, das Schleifen im Einstich mit rotierender Schleifscheibe. Um mit diesem Fertigungsverfahren eine drallfreie und somit förderneutrale DGLF zu erzielen, wie sie ebenfalls in den Normen [1, 7] und von den Dichtungsherstellern [6] gefordert wird, sind lange Ausfunkezeiten und sauber abgerichtete Schleifscheiben nötig.

Aufgrund der aufwendigen Fertigung beim Schleifen im Einstich werden aus Kosten- und Zeitgründen vermehrt neuere und schnellere Fertigungsverfahren eingesetzt, welche es z. B. erlauben, neben den Lagerflächen in einer Aufspannung auch die Dichtflächen zu bearbeiten. Diese Fertigungsverfahren werden als alternative Fertigungsverfahren bezeichnet und beziehen sich jeweils auf das Fertigungsverfahren zur Endbearbeitung der DGLF. In dieser Arbeit werden die nachfolgenden Fertigungsverfahren auf ihre Eignung untersucht: Bandschleifen (BS), Superfinishen (SF), Rotations- (RD) und Schälendrehen (SD). Für derartig bearbeitete Oberflächen liegen noch keine empirischen Erfahrungswerte hinsichtlich ihrer Eignung als DGLF bzw. zu ihren Einsatzgrenzen vor. Woraus nach Baumann [8] „eine stark zunehmende Tendenz zu Abdichtproblemen, die auf die Dichtungsgegenauflfläche zurückzuführen sind“, resultiert.

1.1 Zielsetzung

Durch das Ziel in der Zukunft das Standard-Fertigungsverfahren für DGLF, das Schleifen im Einstich, durch ein alternatives Fertigungsverfahren zu ersetzen, ergibt sich die Zielsetzung der vorliegenden Arbeit: Die Erforschung von physikalischen Funktions- und Wirkmechanismen zwischen einem RWDR und einer alternativ gefertigten DGLF. Hierzu werden Funktionsmodelle abgeleitet, die es erlauben, Einsatzparameter für zuverlässige Dichtsysteme mit alternativ gefertigter DGLF festzulegen. Erreicht wird dieses Ziel durch phänomenologische und modellbasierte Methoden, eine messtechnische Analyse aller Systemkomponenten vor und nach den jeweiligen experimentellen Untersuchungen sowie ein theoretisches Arbeitspaket, in welchem modellgestützt die physikalischen Funktions- und Wirkmechanismen untersucht werden.

Auf dem Weg zum Erreichen dieses Forschungsziels wird eine Methodik entwickelt, die es ermöglicht, die Eignung einer DGLF festzustellen. Durch Anwenden dieser Methodik kann überprüft werden, ob eine beliebig gefertigte DGLF für ein sicheres Abdichten eingesetzt werden kann.

1.2 Gliederung der Arbeit

Die Gliederung der Arbeit ist in Bild 1.2 grafisch dargestellt. In Kapitel 2 wird der Stand der Technik zu RWD, den alternativen Fertigungsverfahren sowie der Oberflächencharakterisierung vorgestellt. Diese Grundlagen sind erforderlich, um das Vorgehen in dieser Arbeit und die Ergebnisse beurteilen und in den Forschungskontext einordnen zu können. In Kapitel 3 werden die Forschungsfragen und -hypothesen, die

in dieser Arbeit geklärt werden sollen, vorgestellt. Daran anschließend werden in Kapitel 4 die eingesetzten Versuchseinrichtungen sowie der Untersuchungsablauf erläutert. Die verwendeten Versuchskomponenten (RWDR, DGLF und Schmiermittel) werden in Kapitel 5 beschrieben. In den Kapiteln 6 bis 9 werden die Ergebnisse der verschiedenen Versuchsblöcke (Schmierungs- und Reibungsuntersuchungen, Förderwirkung, Praxisuntersuchungen sowie Strömungsuntersuchungen) vorgestellt. Jedes einzelne Kapitel untergliedert sich dabei in mehrere Unterkapitel: Beschreibung der Versuchsdurchführung, Vorstellung der Versuchsergebnisse, Erläuterung der Regressionsanalysen sowie abschließend eine Zusammenfassung und ein Fazit. In Kapitel 10 werden die erzielten Ergebnisse an RWDR eines zweiten Herstellers, einem anderen Schmiermittel und Wellen aus Gussmaterial validiert. Daran anschließend erfolgt in Kapitel 11 eine Diskussion der erzielten Ergebnisse, ein Übertrag der Ergebnisse in die Praxis sowie die Vorstellung einer Untersuchungsmethodik zur Qualifizierung von DGLF. Den Abschluss der Arbeit bildet Kapitel 12 mit einer Zusammenfassung der Arbeit und einem Ausblick auf mögliche weitere Forschungsansätze.

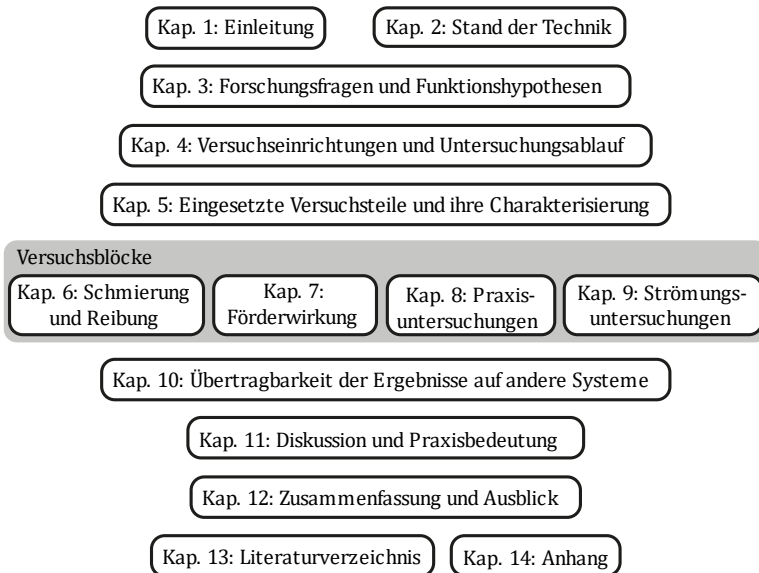


Bild 1.2: Aufbau der Arbeit

2 Stand der Technik

Im folgenden Kapitel werden das tribologische System RWD, die Anforderungen an eine DGLF und verschiedene alternative Fertigungsverfahren für eine DGLF vorgestellt. Darüber hinaus wird auf die Oberflächencharakterisierung einer DGLF sowie die Wirkung von Drall in der Dichtungstechnik eingegangen.

2.1 Tribologisches System Radial-Wellendichtung

Das tribologische System Radial-Wellendichtung besteht aus drei Hauptkomponenten: dem Radial-Wellendichtring (RWDR), einer Welle mit der Dichtungsgegenläufige (DGLF) sowie dem abzudichtenden Fluid als Zwischenstoff. Neben diesen Hauptkomponenten haben auch die Umgebungs- und Betriebsbedingungen Einfluss auf das Verhalten des tribologischen Systems. Alle Komponenten stehen in komplexen Wechselwirkungen zueinander und müssen daher für ein funktionierendes Dichtsystem aufeinander abgestimmt sein.

2.1.1 Aufbau einer Radial-Wellendichtung

Der Aufbau einer RWD ist in der deutschen Norm DIN 3760 [1] sowie der internationalen Norm ISO 6194 [9] genormt. Bis 2017 existierte mit der Norm DIN 3761 [2] eine weitere Norm zum Aufbau einer RWD. Die Normen enthalten verschiedene RWDR-Bauformen, wobei der Aufbau einer RWD mit einem RWDR mit Elastomer-ummantelter Außenfläche in Bild 2.1 dargestellt ist. Dieser RWDR besteht aus einem metallenen Versteifungsring, an den eine Membran und eine Dichtlippe aus Elastomer anvulkanisiert ist, sowie einer Zugfeder. Die dem abzudichtenden Fluid zugewandte Seite des RWDRs wird als Fluid- (Stirn-) und die abgewandte Seite als Luftseite (Bodenseite) bezeichnet. Der Versteifungsring gibt dem RWDR die nötige Formstabilität und ermöglicht eine korrekte Montage und Positionierung des RWDRs. Außerdem bildet er zusammen mit dem Dichtringaufnahme die statische Nebenabdichtung. Aus diesem Grund ist der metallene Versteifungsring häufig mit Elastomer ummantelt [1, 10].

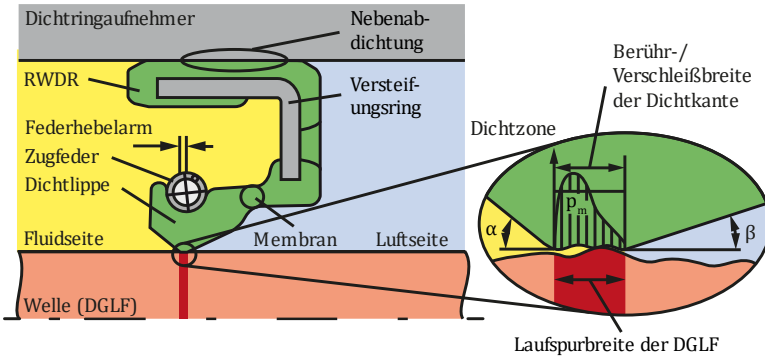


Bild 2.1: Aufbau einer Radial-Wellendichtung [10]

Die Membran aus Elastomer dient als flexibles Verbindungsstück zwischen Versteifungsring und Dichtlippe. Durch diese Flexibilität ist die Dichtlippe bei Rundlaufabweichungen der DGLF in der Lage, dieser zu folgen und ein Abdichten zu gewährleisten.

Bei der Montage eines RWDRs kommt es aufgrund einer Überdeckung des Dichtring-Innendurchmessers mit dem Wellen-Außendurchmesser zu einer Aufweitung des Dichtrings und einer Rotation der Dichtlippe um die Membran. Diese Aufweitung und Rotation erzeugen zusammen mit der Zugfeder eine Radialkraft, welche die Dichtkante auf die DGLF presst. Die Messung der Radialkraft kann nach DIN 3761-9 erfolgen [11]. Zu welchen Anteilen sich die Radialkraft aus der Aufweitung bzw. der Kraft der Zugfeder zusammensetzt, hängt zum einen vom Federhebelarm und zum anderen von den Betriebsbedingungen ab. Mit zunehmender Temperatur nimmt z. B. die Steifigkeit des Elastomers und damit die Radialkraftkomponente aus der Aufweitung der Dichtlippe ab [12]. Durch Relaxation kann die Radialkraftkomponente aus der Aufweitung im Betrieb weiter abnehmen [13]. Da hierdurch der Anteil der Radialkraftkomponente aus der Aufweitung und Rotation der Dichtlippe im Extremfall zu nahezu 0 % werden kann, sorgt die metallene Zugfeder für die Sicherstellung einer minimal notwendigen Flächenpressung im Kontaktbereich zwischen Dichtkante und DGLF. Im Neuzustand eines RWDRs ergibt sich aus der Anpressung der Dichtkante auf die DGLF eine Berührbreite b zwischen Dichtkante und DGLF von $b = 0,1$ bis $0,15$ mm. Die mittlere Flächenpressung p_m beträgt dabei ca. 1 N/mm^2 [4].

Die axiale Pressungsverteilung im Kontaktbereich eines RWDRs mit einer DGLF ist asymmetrisch [14], siehe Bild 2.1. Verursacht wird diese asymmetrische Pressungsverteilung neben den beiden unterschiedlichen Dichtkantenwinkeln α und β durch den Federhebelarm. Der fluidseitige Dichtkantenwinkel weist in der Regel Werte von $\alpha = 40^\circ \dots 50^\circ$ und der luftseitige Dichtkantenwinkel von $\beta = 20^\circ \dots 30^\circ$ auf [14].

Bei Stillstand der Welle, also im statischen Betrieb, verschließt das Elastomer aufgrund der Radialkraft und des viskoelastischen Materialverhaltens alle Leckagekanäle unter der Dichtkante und sorgt somit für einen flächigen Kontakt zwischen Dichtkante und DGLF. Die Abdichtung ist dabei solange gewährt, wie eine geschlossene Linienpressung am gesamten Umfang der Welle größer ist als der Druck des abzudichtenden Fluids.

Im Gegensatz dazu bildet sich bei einer Rotation der Welle, dem dynamischen Betrieb, zwischen den beiden relativ zueinander bewegten Komponenten (Dichtkante des RWDRs und DGLF) ein dynamischer Dichtspalt (siehe Kapitel 2.1.2), der eine Schmierung des Kontaktbereichs ermöglicht. In diesem Fall wird Leckage durch einen aktiven Rückfördermechanismus, der sich infolge der asymmetrischen Pressungsverteilung einstellt, verhindert. Das bekannteste Funktionsprinzip für das Zustandekommen dieses Rückfördermechanismus, das Verzerrungsprinzip, wird in Kapitel 2.1.3 vorgestellt. Auf weitere Funktionsprinzipien und -hypothesen wird lediglich verwiesen.

Typische Elastomer-Werkstoffe für RWDR sind Acrylnitril-Butadien-Kautschuk (NBR), Fluor-Kautschuk (FKM) und Acrylat-Kautschuk (ACM). Die verschiedenen Werkstoffe sind Compounds, die ihre Festigkeit und Eigenschaften durch verschiedene Füllstoffe erhalten. Als Füllstoffe kommen z. B. Rußpartikel und gefällte Kieselsäuren (amorphe Form von Siliziumdioxid) zum Einsatz [15]. Des Weiteren enthalten die Elastomer-Compounds Weichmacher und Vulkanisationsmittel, um die Verarbeitbarkeit und Vernetzung des Kautschuks zu verbessern [15]. Durch die Füllstoffe lassen sich Eigenschaften wie die Tief- und Hochtemperaturtauglichkeit, das viskoelastische Verhalten oder die chemische Beständigkeit optimieren [16].

2.1.2 Schmierfilmaufbau

Lein [17] und Jagger [18] wiesen in ihren Arbeiten nach, dass das von der DGLF mitgeschleppte Fluid zwischen dem RWDR und der DGLF einen Schmierfilm bildet. Mit ihren Arbeiten widerlegten sie die bis dahin verbreitete Annahme, dass die Dichtkante eines RWDRs den Schmierfilm „abschneidet“ und dadurch das Dichtsystem abgedichtet wird. Kuzma [19] zeigte ergänzend an einem axialen Prüfaufbau die hydrodynamische Tragfähigkeit des mitgeschleppten Schmierfilms mit analytischen Methoden.

Nach Wennehorst [20] erfolgt der hydrodynamische Schmierfilmaufbau im parallelen Kontaktbereich zwischen Dichtkante und DGLF nicht, wie bei Gleitlagern, an keilförmigen Makrogeometrien, sondern mikroskopisch an Rauheitserhebungen. Bauer [21] geht noch weiter und führt die Schmierfilmbildung im Kontaktbereich zwischen Dichtkante und DGLF auf die Mikro-Thermo-Elastohydrodynamik (MTEHD) zurück. Laut dieser kommt es zur hydrodynamischen Trennung von Dichtkante und

DGLF, indem sich die Dichtkante makroskopisch und jeder Rauheitsberg der Dichtkante mikroskopisch elastisch verformen. Dabei ist nach Bauer [21] der Prozess stark abhängig von der Temperatur, der Geschwindigkeit, der Frequenz und den Wechselwirkungen im System. Daraus resultieren eine Druckverteilung, Geschwindigkeit und dynamische Schmierfilmdicke, die in der Dichtzone an jeder Stelle und zu jeder Zeit variieren. Dadurch kommt Bauer zu folgender Einsicht:

„Die mitgeschleppte Flüssigkeit fließt also nicht ideal gemäß der Modellvorstellung, sondern wird immer wieder umgelenkt und durchläuft, [...] am Umfang, in axialer Richtung und in der Spalthöhe verschiedene Geschwindigkeits- und Druckbereiche und kann hinter Rauheitshügeln sogar kavieren.“ [10]

Durch die Ausbildung eines hydrodynamischen Drucks im von der DGLF mitgeschleppten Fluid entsteht ein dynamisch tragfähiger Schmierfilm und die Dichtkante „schwimmt“ auf [8]. Ab einer ausreichenden Umfangsgeschwindigkeit sind Dichtkante und DGLF vollständig durch einen dynamischen Schmierfilm von geringer Höhe getrennt. In diesem Zustand der Vollschrüierung sind ein verschleißarmer Betrieb sowie ein guter Fluidaustausch in der Dichtzone und damit eine gute Wärmeabfuhr möglich. Wird hingegen die benötigte Umfangsgeschwindigkeit nicht erreicht, bildet sich der Schmierfilm nicht komplett aus und es kommt zu Misch- und Grenzreibung [8].

Horve [22] sowie Jagger und Walker [23] zeigten in ihren Arbeiten, dass die DGLF im Betrieb im Bereich der Dichtkante geglättet wird. Deshalb wurde der Einfluss der DGLF auf den Schmierfilmaufbau in der Forschung nicht weiter untersucht [20]. Nach Schuler [24] ist die Glättung der DGLF im Kontaktbereich mit der Dichtkante allerdings abhängig vom Benetzungsverhalten der drei Hauptkomponenten des tribologischen Systems (RWDR, DGLF und Fluid). Demnach existieren auch Dichtsysteme, bei denen die DGLF im Kontaktbereich mit der Dichtkante nicht geglättet wird und die Oberflächenrauheit und -struktur der DGLF daher ihren ursprünglichen Einfluss auf den Schmierfilmaufbau behält. Des Weiteren belegen Ergebnisse von Kawahara und Abe [25] sowie Jung [26], dass ein Zusammenhang zwischen der Rauheit der DGLF und der im Betrieb entstehenden Rauheit an der Dichtkante besteht. Die an der Dichtkante entstehende Rauheit hat nach Kammüller [27] und Horve [22] wiederum Einfluss auf das Funktionsverhalten der Dichtung, wonach glatte Dichtkanten ein schlechteres Leckage- und Fördervermögen aufweisen als raue Dichtkanten.

Die Höhe h des Schmierfilms lässt sich bislang nicht direkt messen. Analytische Ansätze von Jagger [18] und Wollesen [28] basieren auf Reibmomentmessungen und der Flüssigkeitsreibung nach Newton, Gleichung (2.1). Die Berechnung der Dichtspalthöhe erfolgt mit der gescherten Fläche A , der dynamischen Viskosität η , der Reibkraft F_{reib} und der Umfangsgeschwindigkeit u .

$$F_{reib} = A \cdot \eta \cdot \frac{\partial u}{\partial h} \quad (2.1)$$

Dieser Ansatz liefert in den beiden genannten Arbeiten Spalthöhen im Bereich von $h < 1 \mu\text{m}$ und damit in der Größenordnung der Rauheit der DGLF. Im Widerspruch dazu stehen die Ergebnisse einiger messtechnischer Ansätze, welche die Spalthöhe auf indirektem Weg erfassen. Die eingesetzten Messverfahren beruhen z. B. auf einer kapazitiven Abstandsmessung zwischen einem speziellen leitfähigen Dichtring und der DGLF [18], einer optischen Messmethode mittels Laserabstandsmessung [29], der magnetischen Induktivität [30] oder dem Fluoreszenzmessverfahren [31–33]. Unabhängig vom gewählten messtechnischen Verfahren ist zur indirekten Messung der Dichtspalthöhe bei jedem Verfahren ein Eingriff in das reale Dichtsystem nötig. So muss für den Einsatz eines optischen Messverfahrens die reale DGLF durch eine Glashohlwelle ersetzt werden. Diese Eingriffe beeinflussen die Dichtspalthöhe und erlauben damit keinen direkten Vergleich der verschiedenen gemessenen Dichtspalthöhen. Mit Ausnahme der Arbeiten von Poll und Gabelli [30] sowie Wennehorst und Poll [33] liefern alle Arbeiten [18, 23, 29, 31, 34] zur messtechnischen Bestimmung der Dichtspalthöhe höhere Dichtspalthöhen als aus dem rechnerischen Ansatz über das Reibmoment ermittelt. Poll und Gabelli [32] sahen in einer späteren Arbeit einen Nachteil ihres ersten Ansatzes darin, dass der Messaufbau nicht weiter verkleinert werden konnte und dadurch die Messauflösung in axialer Richtung auf maximal $10 \mu\text{m}$ beschränkt war.

Nach Wiehler [35] kann die Abweichung zwischen den berechneten und gemessenen Dichtspalthöhen dadurch begründet werden, dass die Annahme reiner Flüssigkeitsreibung im Rechnungsansatz aufgrund der Verzerrung von makromolekularen Schmierstoffbestandteilen nicht zulässig ist. Bonacurso et al. [36] stellen die Haftbedingung für raue Oberflächen in Frage und erwarten Schlupf zwischen der Flüssigkeitsschicht und der DGLF, womit sie einen zweiten Erklärungsansatz für die Abweichungen liefern.

Da gemäß Bauer [10] die Schmierfilmdicke an jeder Stelle in der Dichtzone variiert und im Mittel $h < 1 \mu\text{m}$ [14] und somit kleiner als die Rauheit der DGLF ist, ergibt sich für die dynamische Schmierfilmdicke $h = 0,1 \mu\text{m}$ bis $10 \mu\text{m}$ (Rauheitstal der DGLF mit R_{max} -Wert von $6,3 \mu\text{m}$ [1, 2] + Rauheitstal der Dichtkante mit $3,5 \mu\text{m}$ aus [37]).

2.1.3 Dynamischer Dichtmechanismus

Im dynamischen Betrieb einer RWD hebt die Dichtkante von der DGLF ab und es bildet sich ein Schmierfilm, auf dem die Dichtkante gleitet. Auf diese Weise entsteht zwischen der Dichtkante und der DGLF ein mit Fluid gefüllter Dichtspalt. Der dynamische

Dichtmechanismus einer RWD sorgt dafür, dass luftseitig kein Fluid aus dem Dichtspalt austritt. Die Erforschung des dynamischen Dichtmechanismus wird nachfolgend vorgestellt.

Als einen ersten Erklärungsversuch für den Dichtmechanismus eines RWDRs nannte Jagger [38] in seiner Arbeit die Grenzflächenspannungen zwischen dem Fluid, dem Elastomer des RWDRs und der DGLF. Jagger ging davon aus, dass das Fluid von Kapillarkräften in den Dichtspalt gefördert wird und sich als Grenzfläche zur Luftseite ein konkaver Fluidmeniskus bildet, der das Fluid im Dichtspalt hält. Seine Meniskustheorie belegte Jagger durch Experimente an druckbeaufschlagten Kapillaren, an denen er beobachtete, dass ein konkaver Fluidmeniskus unter Druckbelastung in einen konvexen Fluidmeniskus übergeht und dieser erst bei „erheblichem“ Überdruck aufbricht und das Fluid austritt.

Kuzma [19] widersprach der Meniskustheorie von Jagger, indem er zeigte, dass gebräuchliche Fluide beide Dichtflächen benetzen und dadurch der Druck auf der Fluidseite des Fluidmeniskus niedriger ist als auf der Luftseite. Durch diesen Nachweis falsifizierte er die von Jagger für die Meniskustheorie getroffene Annahme, dass der Druck auf der Fluidseite des Fluidmeniskus größer ist als auf der Luftseite.

Während Salant [39] simulativ zeigte, dass für einen Dichtmechanismus, der auf Oberflächenspannungen beruht, auf der Luftseite des RWDRs ein konvexer Fluidmeniskus benötigt wird, ergaben experimentelle Untersuchungen von Stakenborg [40, 41], dass auf der Luftseite eines RWDRs ein konkaver Fluidmeniskus vorliegt. Nach diesen widersprüchlichen Ergebnissen können Oberflächenspannungen als alleingige Ursache für den Dichtmechanismus ausgeschlossen werden. Untersuchungen von Schuler [24] zeigen allerdings, dass das Benetzungsverhalten der Fluide und die Oberflächenkombination in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen einen Einfluss auf den dynamischen Dichtmechanismus haben.

Endgültig widerlegt wurde die Meniskustheorie von Hermann und Seffler [42] sowie Kawahara und Abe [43], indem sie im dynamischen Betrieb experimentell eine aktive Förderwirkung des RWDRs von der Luft- zur Fluidseite nachwiesen. Diese Beobachtung stellt die Grundlage für verschiedene Förderprinzipien/ -hypothesen eines RWDRs dar.

In der Praxis wird davon ausgegangen, dass der aktive Rückfördermechanismus auf einem Zusammenwirken verschiedener Förderprinzipien/ -hypothesen beruht. Welches Förderprinzip in welchem Maße zum dynamischen Dichtmechanismus beiträgt ist nicht nachgewiesen. Im Folgenden wird das bekannteste Förderprinzip, das Verzerrungsprinzip, vorgestellt und auf die weiteren Förderprinzipien/ -hypothesen verwiesen. Neben diesen Förderprinzipien/ -hypothesen kann auch die DGLF eine Fluidförderung bewirken, siehe Kapitel 2.1.6.

Der aktive Rückfördermechanismus sorgt darüber hinaus, für einen ständigen Fluidaustausch im Dichtspalt wie in Bild 2.2 dargestellt ist. Dieser Fluidaustausch führt zu einem Abtransport der im Dichtkontakt entstehenden Reibwärme sowie von Verschleißpartikeln, wodurch die thermische und mechanische Schädigung der Dichtkante verringert/ vermieden wird.

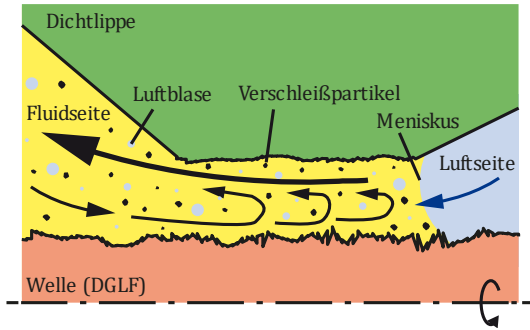


Bild 2.2: Fluidaustausch im Dichtspalt nach [44]

Verzerrungsprinzip

Kuzma [19] und Kawahara et al. [25] vermuteten bereits einen Zusammenhang zwischen der Verzerrung der Dichtkante und der Fluidförderung im dynamischen Betrieb. Kammüller [27] stellte die Verzerrungshypothese auf, nachdem er wie bereits Ott [45], axiale Verschleißstrukturen an der Dichtkante feststellte. Dabei traf er die Annahme, dass die tangentielle Verzerrung der axialen Verschleißstrukturen im Betrieb, entsprechend der asymmetrischen Pressungsverteilung und der daraus resultierenden unterschiedlichen Pressungsgradienten, in Achsrichtung ebenfalls asymmetrisch ist, siehe Bild 2.3. Das von der DGLF mitgeschleppte Fluid wird an den verzerrten Verschleißstrukturen axial umgelenkt, wodurch zwei gegensinnige Förderströme (\dot{V}_{F1} und \dot{V}_{F2}) entstehen. Durch die Asymmetrie der Flächenpressung sowie daraus resultierend der Verzerrung ist der luftseitige Rückförderstrom (\dot{V}_{F2}) größer als der fluidseitige Förderstrom (\dot{V}_{F1}). Daraus resultiert ein zur Fluidseite gerichteter Nettostrom (\dot{V}_{Netto}) bei gleichzeitig optimaler Schmierung und Kühlung.

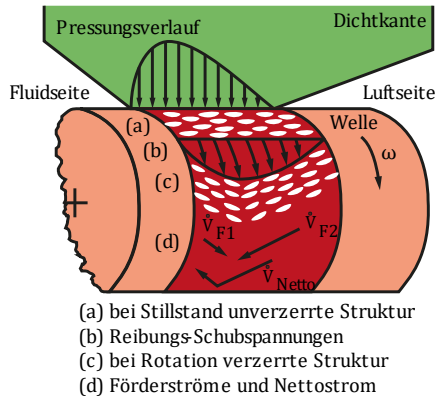


Bild 2.3: Verzerrungsprinzip nach [27]

Van Leeuwen und Wolfert [29] bestätigten die Verzerrungshypothese experimentell durch Analyse der tangentialen Verzerrung während Salant und Flaherty [46, 47] sie mittels elasto-hydrodynamischer Simulation nachbilden konnten. Auf Grund dieser Bestätigungen und weiterer visueller [48] und simulativer [49] Untersuchungen der Verzerrungshypothese folgte Bauer [10], dass aus der von Kammüller formulierten Verzerrungshypothese in der Zwischenzeit das wissenschaftlich bestätigte und anerkannte Verzerrungsprinzip wurde.

Voraussetzungen für die Funktion des Verzerrungsprinzips sind nach Bauer [10] das Vorhandensein spezifischer Verschleißstrukturen an der Dichtkante, eine weiche, elastische und verzerrbare Dichtkante sowie eine asymmetrische Pressungsverteilung. Die Verschleißstrukturen sind dabei senkrecht zur Gleitrichtung als in Umfangsrichtung orientiert.

Wie weitere Untersuchungen [50–52] zeigten, tritt eine aktive Fluidförderung aber auch bei Dichtkanten ohne axiale Verschleißstrukturen auf. Aus diesem Grund muss der aktive Dichtmechanismus mehrere Ursachen haben.

Neben dem Verzerrungsprinzip gibt es in der Literatur folgende weitere Förderprinzipien und -hypothesen:

- die Seitenstromhypothese [50–52], die von Nakamura und Kawahara [53] sowie Stakenborg [40] experimentell untersucht wurde;
- das Wischkantenprinzip [54];
- die Normalspannungshypothese [55];
- sowie die Wirkung von Taylor-Görtler-Wirbeln [24, 45, 50].

Für eine Erklärung der verschiedenen Förderprinzipien und -hypothesen wird auf die jeweiligen Quellenangaben verwiesen.

2.1.4 Reibung

Die Reibung im Dichtsystem ist ein Maß für die Verlustleistung und ein Indikator für den tribologischen Zustand des Systems. Für verlässliche Aussagen über den Schmierzustand einer RWD genügen einzelne Reibmomentmessungen allerdings nicht. Daher ist es nötig, den tribologischen Zustand mit Hilfe des Gümbelzahl-Diagramms zu charakterisieren. Im Folgenden wird die Entstehung des Gümbelzahl-Diagramms erläutert.

Lein [56] untersuchte mit als Erster die Reibung in einer RWD. Er unterteilte die Reibung in zwei Bestandteile: den geschwindigkeitsunabhängigen Grenzreibungsanteil und den geschwindigkeitsabhängigen Flüssigkeitsreibungsanteil. Gemäß Hardy und Doubleday [57] tritt Festkörperreibung nach Amontons und Coulomb nur bei

reinsten Oberflächen auf. Hardys und Doubledays Versuche zeigten, dass kondensierter Schmierstoff bereits ausreicht, um eine geringere Reibung als die Grenzreibung zu erzielen. Für die Grenzreibung erstellten sie ein Modell (siehe Bild 2.4), wonach die Fluidschicht durch Adhäsionskräfte direkt am Festkörper haftet. Mit zunehmender Entfernung vom Festkörper lassen die Adhäsionskräfte nach. In ausreichendem Abstand vom Festkörper tritt eine Fluidschicht auf, in der ausschließlich Kohäsionskräfte wirken.

Das Modell von Hardy und Doubleday verdeutlicht, dass zwischen den Festkörpern Fluidschichten mit unterschiedlichen mechanischen Eigenschaften vorkommen. Die Grenzreibung tritt nach Hockel [58] im Elastomer-Stahl-Kontakt, also bei einer RWD, bis zu einer Gleit-/Umfangsgeschwindigkeit von $u = 20$ m/s auf.

Bei einer ausreichend hohen Fluidschicht und einer Relativbewegung der sie begrenzenden Festkörper entsteht im Fluid eine Scherströmung, die von Newton als Flüssigkeitsreibung bezeichnet wurde. Im Falle einer Flüssigkeitsreibung kann die Reibkraft nach Gleichung (2.1) in Abhängigkeit des Geschwindigkeitsprofils der Scherströmung, der gescherten Fläche A sowie der dynamischen Viskosität η des Fluids berechnet werden [59].

Berühren sich bei rauen Festkörpern und niedrigen Schmierfilmen (aufgrund einer geringen Relativgeschwindigkeit zwischen den Festkörpern) die Rauheitserhebungen beider Festkörper, kann bei Flüssigkeitsreibung gleichzeitig Grenzreibung auftreten. In diesem Fall wird von Mischreibung gesprochen. Dabei ist die Ausprägung der Mischreibung umso stärker, je rauer die Oberflächen und je höher die Anpressung der Festkörper sind [24].

Brink [60] untersuchte das Reibmoment von RWD in Abhängigkeit der Radialkraft sowie der Drehzahl. Die Reibbeiwerte stellte er, in Analogie zur Stribeckkurve bei hydrodynamischen Gleitlagern, über der dimensionslosen Kennzahl G_{Brink} (entspricht dem Kehrwert der Sommerfeldzahl ohne relatives Lagerspiel, siehe Gleichung (2.2)) dar. Zur Berechnung der dimensionslosen Kennzahl G_{Brink} verwendet er neben der mittleren Flächenpressung p_m , die dynamische Viskosität η und die Drehzahl n .

$$G_{Brink} = \frac{\eta \cdot n}{p_m} \quad (2.2)$$

Hirano und Ishiwata [61] erstellten ein Modell für die hydrodynamischen und elastohydrodynamischen Vorgänge im Dichtspalt einer RWD. Sie erweiterten hierfür

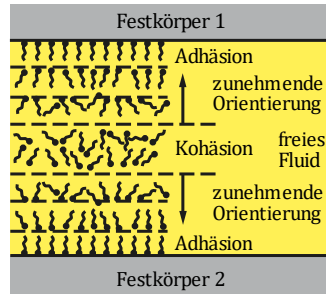


Bild 2.4: Modell der Grenzreibung nach [57]

das Modell für hydrodynamische Gleitlager um die Theorie der Folienlager nach Blok und Van Rossum [62]. Wie Brink trugen sie die Reibbeiwerte über einer dimensionslosen Kennzahl G_{Hirano} (Gleichung (2.3)) auf.

$$G_{Hirano} = \frac{\eta \cdot u}{p_l} \tag{2.3}$$

Im Unterschied zu Brink verwendeten sie anstelle der Drehzahl n die Umfangsgeschwindigkeit u und anstelle der mittleren Pressung p_m die Linienpressung p_l . Mit dieser dimensionslosen Kennzahl fanden sie für den Reibbeiwert f den Zusammenhang

$$f = \phi_{reib} \cdot \left(\frac{\eta \cdot u}{p_l}\right)^{1/3} \tag{2.4}$$

In Versuchen stellten sie fest, dass der Reibparameter ϕ_{reib} für einen Dichtring annähernd konstant ist und es ab einer kritischen Drehzahl zu einem Abfall des Reibparameters ϕ_{reib} kommt. Außerdem verringert sich der Wert des Reibparameters ϕ_{reib} mit einer raueren DGLF. Den Abfall des Reibparameters ϕ_{reib} erklärten Hirano und Ishiwata mit einer zunehmenden Dichtspalthöhe.

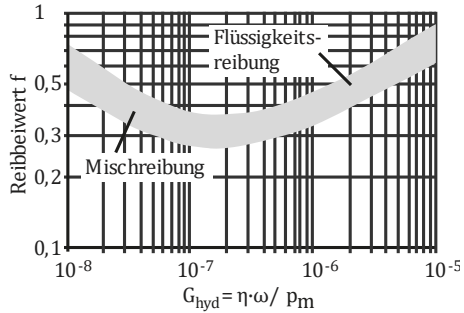


Bild 2.5: Gümbelzahldiagramm bei einer im Einstich geschliffenen DGLF [4]

der Beweis der Drehzahlabhängigkeit des Reibparameters ϕ_{reib} . Die Reibbeiwerte trugen sie, wie bereits Brink, über der dimensionslosen Kennzahl G_{Brink} auf. Aus dieser Darstellung ist das heute geläufige Gümbelzahldiagramm (siehe Bild 2.5) entstanden, welches sich lediglich bei der Berechnung der Gümbelzahl G_{hyd} (Gleichung (2.5)) um einen Faktor von 2π unterscheidet.

$$G_{hyd} = \frac{\eta \cdot \omega}{p_m} = \frac{\eta \cdot \omega \cdot b \cdot \pi \cdot d}{F_r} \tag{2.5}$$

Das Gümbelzahldiagramm zeigt einen ähnlichen Verlauf wie die aus dem Bereich der hydrodynamischen Gleitlagerung bekannte Stribeckkurve. Die Haftreibung gibt beim Anfahrvorgang die Reibung bis zum Losbrechen an. Danach anschließend tritt bis zum Ausklinkpunkt bei einer Gümbelzahl von $G_{hyd} \approx 2 \dots 3 \cdot 10^{-7}$ Mischreibung auf. Der

Ausklippunkt markiert den Betriebszustand an dem die geringste Reibung im Dichtkontakt entsteht. Oberhalb des Ausklippunkts tritt gemäß des Gümbelzahldiagramms nur noch Flüssigkeitsreibung auf [4]. In diesem Bereich nimmt die Reibung aufgrund zunehmender Scherung des Fluids wieder zu. Die Annahme reiner Flüssigkeitsreibung steht hierbei in Widerspruch zu den Ergebnissen von Bartel [64]. Bartel argumentiert, dass in den Festkörpern immer hysteresebedingte Energieverluste auftreten und diese der Festkörperreibung zuzuordnen sind und deshalb in jedem Kontakt, auch bei Vollschmierung, Mischreibung vorliegt.

Jung [26] erkannte, dass die Topographie der DGLF einen Einfluss auf den Reibwert und somit auch das Gümbelzahldiagramm hat. Er zeigte in seinen Untersuchungen, dass je nach eingesetztem Fertigungsverfahren der DGLF verschiedene Verläufe im Gümbelzahldiagramm entstehen, siehe Bild 2.6.

Bei der Betrachtung und Erstellung von Gümbelzahldiagrammen ist allerdings zu beachten, dass die einzelnen Kenngrößen der Gümbelzahl sowie des Reibbeiwerts stark miteinander wechselwirken. So sind neben der dynamischen Viskosität η auch die mittlere Flächenpressung p_m (indirekt durch die Radialkraft sowie die Berührbreite) und die Normalkraft F_N für den Reibbeiwert f (bei einer Bestimmung nach Gl. (2.6) die Radialkraft F_r) temperaturabhängig. Eine vollständige Auflistung der Wechselwirkungen ist [10] zu entnehmen.

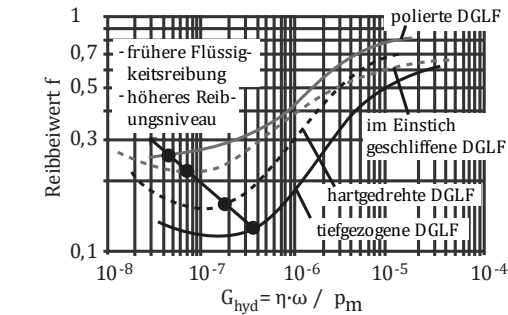


Bild 2.6: Erweitertes Gümbelzahldiagramm nach [26]

$$f = \frac{F_{reib}}{F_N} = \frac{F_{reib}}{F_r} \quad (2.6)$$

2.1.5 Temperatur im Dichtspalt

Die Temperatur im Dichtkontakt wird zur Ermittlung der Schmierstoffeigenschaften, wie z. B. der dynamischen Viskosität η , im Dichtspalt benötigt. Zur Bestimmung der Dichtspalttemperatur kommen neben Messverfahren auch Simulationsmodelle oder Abschätzverfahren zum Einsatz. Für eine berührende Temperaturmessung muss in

einen der beiden Kontaktpartner (RWDR oder DGLF) ein Temperatursensor eingebracht werden. Alternativ kann die Temperatur in der Nähe des Dichtkontakts berührungsfrei mittels Laser-Pyrometer [65] oder Infrarot-Thermografie-Kamera [66] gemessen werden. Von der Messgenauigkeit liefern diese Messungen zusammen mit den Simulationsmodellen die genauesten Ergebnisse. Allerdings sind die Messverfahren auch entsprechend aufwendig [67]. Bei den berührenden Messverfahren ist zu beachten, dass je nach Positionierung des Temperatursensors eine Beeinflussung des tribologischen Zustands des Dichtsystems zu beachten ist. Dieser Nachteil tritt bei den berührungsfreien Messverfahren nicht auf. Aufgrund der Einsehbarkeit des Dichtkontakts wird bei den berührungsfreien Messverfahren allerdings nicht die Dichtspalttemperatur, sondern die Temperatur in Dichtspaltnähe gemessen.

Nachfolgend wird die Entwicklung der Temperaturbestimmung im Dichtspalt dargestellt. Außerdem werden verschiedene Untersuchungsergebnisse vorgestellt und anhand dieser Ergebnisse der Einfluss der Messposition (direkt im Dichtspalt oder in Dichtspaltnähe) aufgezeigt.

Lines, Lawrie und O'Donoghue [68] brachten einen Platin-Draht entlang des Umfangs in einer V-förmigen Nut der Versuchswelle an. Aufgrund der geringen Breite des Drahtes ($25\ \mu\text{m}$) konnten sie hochauflösende Messungen der Temperaturverteilung in der Dichtzone aufnehmen. Die von ihnen ermittelte Temperaturdifferenz zwischen den kühlen Randbereichen und dem heißesten Punkt im Dichtspalt von $\Delta T \approx 35\ \text{K}$ bezeichneten sie als „Übertemperatur“.

Upper [69] berechnete Übertemperaturen an einem Modell-RWDR und bestätigte damit die Ergebnisse von Lines, Lawrie und O'Donoghue. Außerdem zeigte er die Abhängigkeit der Übertemperatur von der Ölsumpftemperatur, wonach niedrige Ölsumpftemperaturen zu hohen Temperaturdifferenzen führen. Aufgrund der schlechten Wärmeleitfähigkeit des Elastomers geht Upper davon aus, dass die Reibwärme ausschließlich über die Welle und das Öl abtransportiert wird. Zu seinen untersuchten Einflussfaktoren zählen neben dem Wellendurchmesser und der Drehzahl bzw. Umfangsgeschwindigkeit die Temperatur und der Füllstand des Öls sowie die Wellengeometrie (Länge der Welle auf der Fluid- und Luftseite).

Brink [70] untersuchte den Einfluss des Temperatur-Viskositäts-Verhaltens des Öls, des Werkstoffs und der Radialkraft des RWDRs, der Ondulierung der Dichtkante, des Vorhandenseins einer Schutzlippe sowie der Wandstärke einer Hohlwelle auf die Temperatur im Dichtspalt.

Schnürle [72] merkt an, dass die in den bisher vorgestellten Arbeiten gemessenen Temperaturen zu hoch sind, da die Temperatursensoren nicht nur elektrisch, sondern auch thermisch isoliert verbaut wurden. Die von ihm durchgeführten Messungen mit einem nicht thermisch isolierten Temperatursensor ergaben einen qualitativ gleichen Temperaturverlauf wie von Lines, Lawrie und O'Donoghue ermittelt, aber mit einer um den Faktor fünf geringeren Temperaturdifferenz, siehe Bild 2.7. Auf der x-Achse ist dabei der axiale Abstand x von der Dichtkante aufgetragen.

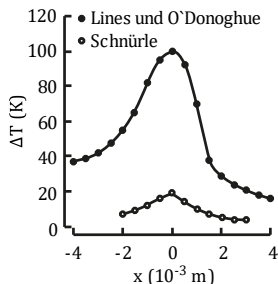


Bild 2.7: Verlauf der Übertemperatur im Dichtspalt nach [71, 72]

Lines und O'Donoghue [71] berechneten den Verlauf der Temperatur für einen RWDR in der Dichtzone (Bild 2.7). Diesen Verlauf konnten sie anschließend an einem realen RWDR verifizieren und gleichzeitig ihre Ergebnisse aus [68] bestätigen.

Wollesen [28] konnte in seiner Arbeit mit einer vergleichbaren Messung die Ergebnisse bestätigen. Er erkannte für den Zusammenhang zwischen der Übertemperatur und der Umfangsgeschwindigkeit

$$\frac{\partial T}{\partial u} \approx 3,7 \frac{K \cdot s}{m} \quad (2.7)$$

Lines und O'Donoghue untersuchten in ihrer Arbeit den Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit, der Rauheit der DGLF (anhand des Ra-Werts), eines Überdrucks, des Wellenwerkstoffs und seiner Wärmeleitfähigkeit sowie der Wärmeabfuhr auf der Luft- und Fluidseite auf die Übertemperatur. Bei einer Druckerhöhung konnten sie eine deutliche Erhöhung der Übertemperatur nachweisen. Bei der Untersuchung des Einflusses der Rauheit der DGLF auf die Übertemperatur stellten sie fest, dass bei einer DGLF mit einem Ra-Wert von $0,2 \mu\text{m}$ bei einer Umfangsgeschwindigkeit ab $u = 5,2 \text{ m/s}$ ein Minimum der Übertemperatur auftritt. Dies führten sie auf die Art der vorherrschenden Reibung zurück. Während ihrer Meinung nach bei rauen DGLF zunehmend Festkörper-/Grenzreibung auftritt, tritt bei glatten DGLF Flüssigkeitsreibung bei einer geringen Spalthöhe auf.

Maoui, Hajjam und Bonneau [73] berechneten die Temperatur im Dichtspalt anhand elasto-hydrodynamischer Vorgänge. Der von ihnen ermittelte Temperaturverlauf über der Berührbreite enthält zwei Temperaturmaxima (Bild 2.8), welche bereits Wollesen [28] in seinen Messungen beobachtete. Wollesen führt die beiden Temperaturmaxima einerseits auf eine Ondulierung der Dichtkante zurück, wonach wellenseitig zwei Temperaturmaxima gemessen werden. Andererseits führt er die geringere Temperatur im Bereich des Pressungsmaximums auf eine lokal höhere Schmierstoffhöhe zurück, die durch eine Förderwirkung in Richtung des Pressungsmaximums verursacht wird.

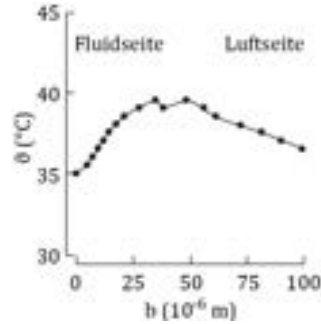


Bild 2.8: Berechneter Temperaturverlauf im Dichtspalt nach [24, 73]

In radialer Richtung des Dichtspalts errechneten sie eine Temperaturdifferenz von $\Delta T \approx 7$ K bei einer Spalthöhe von $h \approx 2$ μ m. Damit bestätigten sie Uppers Vermutung eines radialen Temperaturgradienten.

Kunstfeld [65] zeigte, dass die Schmierungsart einen Einfluss auf die Dichtspalttemperatur hat. Bezogen auf einen Fluidsumpf bis zur Wellenunterkante wirkt ein Fluidsumpf bis zur Wellenmitte temperatursenkend. Eine Minimalschmierung verursacht hingegen stets eine höhere Temperatur.

Engelke et al. [37, 74] entwickelten ein zweiteiliges Berechnungsverfahren zur Abschätzung der Verlustleistung (über die Reibwärme) und Temperaturverteilung im Kontaktbereich. Im ersten Teil schätzten sie die Reibwärme mit Hilfe einer empirischen Näherungsgleichung ab. Die so ermittelte Reibwärme wurde im zweiten Teil dazu genutzt die Temperaturüberhöhung im Dichtkontakt, ebenfalls über eine empirische Näherungsgleichung, abzuschätzen. Die Bestimmung der Reibwärme basiert dabei auf einer Abschätzung der Schmierfilmhöhe anhand der R_p -Werte der RWDR- und DGLF-Oberflächen ($h \sim R_p, RWDR + R_p, DGLF$). Aus dieser Schmierfilmhöhe wird anschließend das Reibmoment, bestehend aus dem viskosen Reibungsanteil (Newton'sche Flüssigkeitsreibung, siehe Gleichung (2.1)) und dem geschwindigkeitsunabhängigen Grenzreibungsanteil ermittelt. Abschließend erfolgt die Berechnung der Reibleistung aus dem Reibmoment. Im zweiten Teil erfolgt iterativ die Abschätzung der Temperaturüberhöhung im Dichtspalt anhand eines annähernd linearen Zusammenhangs zwischen der entstehenden Reibwärme und der Temperaturüberhöhung (Gleichung (2.8)). Die Abschätzung erfolgt anhand der

Reibleistung P_R , der Berührbreite b , dem Wellendurchmesser d sowie einer Proportionalitätskonstante R_{Eng} und ist abhängig von der Gestaltung des Umfelds und des verwendeten Prüfstandes [67]. Für den von Engelke et al. verwendeten Aufbau ergibt sich eine Proportionalitätskonstante von $R_{Eng} = 16,5 \text{ Kmm}^2/\text{W}$.

$$\Delta T_{Eng} = R_{Eng} \cdot \frac{P_R}{\pi b d} \quad (2.8)$$

Daubner und Feldmeth [75–77] entwickelten ein Conjugate Heat Transfer (CHT)-Simulationsmodell mit dem die Temperatur im Dichtsystem und im Kontaktbereich bestimmt werden kann. Vorteil dieser Simulation ist, dass die Wärme und Temperatur nicht nur im Fluid, sondern auch in den angrenzenden Bauteilen simuliert wird. Für die Modellierung der Reibwärme sind entweder Versuche zur Ermittlung der Reibleistung oder eine empirische Ermittlung der Reibleistung aus bereits vorhandenen Gümbelkurven nötig.

Feldmeth [67] erweiterte die CHT-Simulation zu einer Multiskalen-Simulation bestehend aus einem Mikromodell zur Bestimmung der Wärmeentstehung im Dichtspalt und einem Makromodell (CHT-Simulation) zur Simulation der Wärmeabfuhr aus dem Dichtungsumfeld. Die Multiskalen-Simulation ist unter dem Begriff „InsECT“ (Instrument for Estimating the Contact Temperature of Radial Lip Seals) [78] bekannt. Wie im Abschätzverfahren nach Engelke et al. wird die Abschätzung in zwei Teilen durchgeführt. Zunächst erfolgt die Abschätzung der entstehenden Reibleistung im Kontaktbereich, aus der anschließend die Kontakttemperatur ermittelt wird. Da die Reibleistung über die temperaturabhängige Ölviskosität stark von der Kontakttemperatur abhängt, werden die Reibleistung und die Kontakttemperatur iterativ berechnet. Die Reibleistung kann dabei nach dem Verfahren von Engelke et al. sowie dem Gümbelkurven-Reibmodell abgeschätzt werden, falls sie nicht bereits in Versuchen ermittelt wurde. Für die Temperaturabschätzung stehen vier Verfahren zur Wahl: eine Faustformel in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit [14], das Verfahren nach Engelke et al. [37, 74], das Schwenk-Verfahren (empirischer Ansatz auf Basis eines Regressionsmodells) [67, 79] sowie das Extended Approximation of the Contact Temperature of Radial Lip Seals (ExACT)-Verfahren (physikalisch motiviertes Verfahren) [80]. Eine Übersicht über die verschiedenen Verfahren, das jeweilige Vorgehen zur Bestimmung der Reibleistung und Kontakttemperatur und die Vor- sowie Nachteile der einzelnen Verfahren sind [67] zu entnehmen.

2.1.6 Einfluss der Dichtungsgegenlauffläche

Der Einfluss der DGLF auf die Funktion einer RWD wurde in mehreren Arbeiten untersucht [3, 8, 26, 81–86]. Entscheidend für den Einfluss der DGLF ist, neben ihrer

Rauheit, ihre Oberflächenstruktur. Schräg gerichtete Strukturen, die als Drall-Strukturen bezeichnet werden, führen zu einer drehrichtungsabhängigen Förderwirkung im Dichtsystem. Diese Förderwirkung ist dem dynamischen Dichtmechanismus des RWDRs überlagert und kann im Dichtsystem je nach Förderrichtung zu Mangelschmierung oder Leckage führen (siehe Bild 2.31). Unterschieden wird dabei in makroskopische Strukturen (Makrodrall) und mikroskopische Strukturen (Mikrodrall). Makrodrall umfasst umlaufende oder periodische Oberflächenstrukturen, wie z. B. eine Drehwendel. Mikrodrall beinhaltet die Feinstruktur, die eine Vorzugsrichtung aufweist und dem Makrodrall überlagert ist. Beispiele für Mikrodrall-Strukturen sind Schleifriefen und kurze, stochastisch verteilte Strukturen.

Die Förderwirkung von Makrodrall wurde von Jung [26] und Jia et al. [87] simuliert und anschließend experimentell verifiziert. Sie zeigten in ihren Untersuchungen eine Abhängigkeit der Förderwirkung von der Anzahl, Tiefe und Ausrichtung der Strukturen. Die Förderwirkung nahm dabei mit einer steigenden Drehzahl zu.

Buhl [3, 82] und Kunstfeld [83] zeigten, dass die Förderwirkung von Mikrodrall die von Makrodrall übersteigen kann. Baumann [8] konnte in seiner Arbeit die drallinduzierte Förderwirkung einer DGLF im Wesentlichen auf die Umfangsgeschwindigkeit der Welle, den Drallwinkel der Oberflächenstrukturen sowie die Oberflächenrauheit der DGLF zurückführen.

Lines et al. [71] untersuchten den Einfluss verschieden rauher DGLF auf die Dichtspalttemperatur und Symons [88] auf das verursachte Reibmoment. Beide Arbeiten kommen zu dem Schluss, dass es einen optimalen Rauheitsbereich hinsichtlich einer minimalen Dichtspalttemperatur bzw. eines minimalen Reibmoments gibt. Dieser Rauheitsbereich ist in beiden Arbeiten nahezu identisch: $R_a = 0,2 (0,25) \dots 0,5 \mu\text{m}$ (Bild 2.9). Bei zu glatten DGLF baut sich demnach kein ausreichender Schmierfilm zur Trennung der beiden Kontaktpartner (RWDR und DGLF) auf, wodurch die Dichtkante thermisch geschädigt wird und die RWD ausfällt. Eine zu raue DGLF führt zu einem starken Verschleiß der Dichtkante und somit ebenfalls zum Ausfall des Dichtsystems.

Untersuchungen [61] bezüglich des Zusammenhangs der Dichtheit einer RWD mit der Rauheit der DGLF führten zu dem Ergebnis, dass eine zu glatte DGLF ein erhöhtes Risiko für das Auftreten von Leckage darstellt. Nach Kawahara [25] hat die Rauheit der DGLF einen Einfluss auf das Verschleißerscheinungsbild (Verhältnis der Höhe der Verschleißstrukturen zur mittleren Rillenbreite der Rauheitsstrukturen der DGLF) an der Dichtkante. Er zeigte außerdem, dass das Fördervermögen des Dichtsystems umso höher ist, je höher das Verhältnis der Höhe der Verschleißstrukturen an der Dichtkante zur Breite der Dichtkante ist. Um eine maximale Höhe der Verschleißstrukturen an der Dichtkante zu erzielen, gibt es einen optimalen Rauheitsbereich der DGLF. Diese Ergebnisse der Abhängigkeit des Förderwerts des Dichtsystems von der Rauheit der DGLF bestätigte Schmucker in [89] für drallfrei geschliffene DGLF. Nach

Schmuker ist bei einem RWDR aus NBR mit einer DGLF mit einer Rauheit von $R_z = 5 \mu\text{m}$ der größte Förderwert zu erzielen, siehe Bild 2.10.

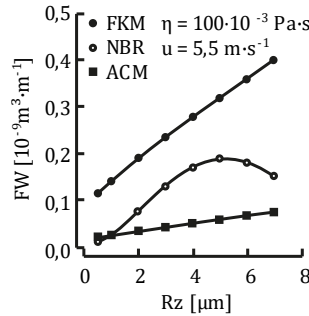
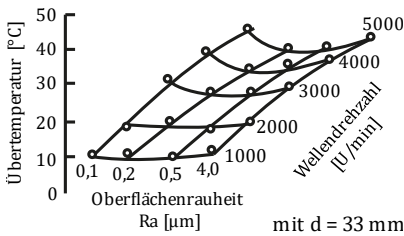


Bild 2.9: Einfluss der Rauheit der DGLF auf die Dichtspalt-temperatur nach [8, 71]

Bild 2.10: Einfluss der Rauheit der DGLF auf das Förderverhalten einer RWD nach [24, 89]

Jackowski [90] setzte sich die Spezifizierung von Rauheitsangaben für die DGLF zum Ziel. Hierfür führte er Versuche mit verschiedenen bearbeiteten und verschiedenen rauen DGLF durch und kategorisierte die Versuchsergebnisse in dichte Systeme, Systeme mit Leckage sowie Systeme mit Leckage aufgrund von Drall. Die Versuchswellen aus den dichten Systemen sowie den Systemen mit Leckage stellte er ihren Oberflächenkennwerten gegenüber. Als signifikante Oberflächenkenngrößen ermittelte er so die R_a -, R_z - und R_{pm} -Werte. Es ist allerdings zu beachten, dass Jackowski zur Ermittlung der Kennwerte nicht die in der Norm DIN EN ISO 4288 [91] vorgeschriebene Grenzwellenlänge $\lambda_c = 0,8 \text{ mm}$, sondern $\lambda_c = 0,25 \text{ mm}$ verwendete, wodurch die Kennwerte etwas kleiner wurden. Er empfiehlt DGLF mit einer Rauheit von $R_a = 0,2 \dots 0,5 \mu\text{m}$ und $R_z = 1,2 \dots 3,0 \mu\text{m}$.

2.2 Anforderungen an die Dichtungsgegenläufigkeit

Verschiedene Normen [1, 7, 9], Dichtringhersteller [44, 92] und Institutionen [86, 93, 94] geben Anforderungen an eine DGLF vor, die einen problemlosen Einsatz einer RWD sicherstellen sollen, siehe Tabelle 2.1. Diese Anforderungen beziehen sich auf die geometrische Gestalt, die Oberflächenstruktur (Rauheit und Strukturausprägung) sowie die Oberflächenhärte der DGLF. Außerdem ist auf einen beschädigungsfreien Zustand (keine Kratzer, Schlagstellen, Rost, ...), eine gute Benetzung sowie eine drallfreie Oberfläche zu achten. Als Rundheitstoleranz wird IT 8 gefordert [1, 7].

Tabelle 2.1: Anforderungen an eine DGLF

	Ra [μm]	Rz [μm]	Rmax [μm]	Rpm [μm]	Rt [μm]	Härte [HRC]	Durchmesser- toleranzklasse
DIN 3760 [1]	0,20 – 0,80	1,00 – 5,00	6,30	-	-	45 – 55	-
DIN 3761 [7]	0,20 – 0,80	1,00 – 4,00	6,30	-	-	55	ISO h11
ISO 6194 [9]	0,20 – 0,50	1,20 – 3,00	-	-	-	30 – 45	ISO h11
RMA-OS-1-1 $\lambda_c = 0,25 \text{ mm}$ [86]	0,20 – 0,43	1,65 – 2,90	-	0,50 – 1,25	-	-	ISO h11
Freudenberg [44]	0,20 – 0,80	1,00 – 5,00	6,30	-	-	45 – 60	ISO h11
Trelleborg [92]	0,30 – 0,80	1,00 – 4,00	6,3	-	2,00 – 3,00	> 45	ISO h11
IMA [93, 94]	0,40 – 0,70	2,50 – 4,00	6,3	-	6,3	-	-

Die Spezifikationen des Instituts für Maschinenelemente (IMA) empfehlen rauere Oberflächen für DGLF. Besonders die minimale empfohlene Rauheit liegt bei höheren Rauheitskennwerten. Außerdem werden die Angaben der Rauheitskenngrößen um Welligkeitskenngrößen ergänzt, siehe Tabelle 2.2.

Tabelle 2.2: Zusätzliche Anforderungen des IMAs an eine DGLF [93, 94]

	Wt [μm]	Wt,10 mm [μm]	Dominante Welligkeit nach VDA2007
IMA	$\leq 1,0$	$\leq 1,3$	nicht vorhanden

Die vorgestellten Kenngrößen und -werte zur Spezifikation einer geeigneten DGLF wurden empirisch in verschiedenen Forschungsarbeiten ermittelt. Ein Beispiel für eine optimale, im Einstich geschliffene DGLF sowie einzuhaltende Kennwerte bezüglich der Rauheit und Drallfreiheit einer DGLF sind dem IMA-TechSheet #104170 [94] zu entnehmen.

Bei einem Unterschreiten der Rauheitswerte wird der Dichtkontakt nicht mehr ausreichend mit Schmierstoff versorgt, wodurch die Dichtspalttemperatur zunimmt. Bei zu hohen Temperaturen kommt es zu einer thermischen Schädigung der Dichtkante. Werden die Rauheitswerte hingegen überschritten, tritt an der Dichtkante ein erhöhter abrasiver Verschleiß auf [7, 93].

Als Fertigungsverfahren wird nach DIN 3761 das Schleifen im Einstich mit rotierender Schleifscheibe [7] mit einer ausreichenden Ausfunkezeit [6] empfohlen. Nach [44] ist neben dem Schleifen im Einstich für das Abdichten von Wellen, die ausschließlich in einer Drehrichtung rotieren, das Hartdrehen ein mögliches Fertigungsverfahren. Des Weiteren werden Glattwalzen, Strahlen sowie Honen, Superfinishen und Schmirgeln als Alternativen genannt, die jedoch „nur zum geringen Teil für eine Gegenauflfläche für Simmeringe geeignet“ sind [44]. Mehrere Arbeiten [6, 26, 83, 85, 95] zeigten bereits, dass ein Abdichten auf alternativ gefertigten DGLF zwar möglich, aber mit einem erhöhten Leckagerisiko verbunden ist.

Buhl [3] und Jung [26] erkannten, dass die in den Normen geforderten Rauheitsangaben, aufgrund ihrer empirischen Ermittlung auf im Einstich geschliffenen Oberflächen, lediglich für im Einstich geschliffene und nicht für alternativ gefertigte DGLF gültig sind. Für alternativ gefertigte DGLF werden eigene Spezifikationen benötigt. Buhl [3] nennt zur Rauheit einer DGLF als zusätzliche Anforderung:

„Die Wellenoberfläche muss also nicht nur eine Mindestrauheit aufweisen, sondern sie muss zusätzlich auch genügend „Verschleißpotential“ haben, um dem Dichtring zumindest während der ersten Umdrehungen genügend zu verschleifen.“

Diese Erkenntnis erlangte Buhl aus Untersuchungen mit sandgestrahlten DGLF, die innerhalb der geforderten Rauheitsbereiche lagen, aber aufgrund der abgerundeten Rauheitsspitzen den Dichtring nicht ausreichend konditionierten.

2.3 Fertigungsverfahren

Die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten alternativen Fertigungsverfahren für eine DGLF sind Bandschleifen, Superfinishen, Roll- sowie Schälldrehen. Um den Einfluss der

verschiedenen Oberflächenstrukturen besser quantifizieren zu können, wird der Vergleich zum Standardverfahren zur Herstellung von DGLF, dem Schleifen im Einstich, gezogen.

Eine Einteilung der Fertigungsverfahren kann nach DIN 8580 [96] erfolgen. Dabei wird die Hauptgruppe Trennen unter anderem unterteilt in Spanen mit geometrisch unbestimmter und geometrisch bestimmter Schneide.

2.3.1 Schleifen im Einstich (Ref)

Das Schleifen im Einstich, siehe Bild 2.11, wird nach DIN 8589-11 [97] als Quer-Umfangs-Außen-Rundschleifen bezeichnet. Das Präfix Quer- verdeutlicht hierbei, dass ohne axialen Vorschub geschliffen wird. Zur Vermeidung von Drall wird eine Mindestausfunktzeit von 30 Sekunden empfohlen [6]. Drallstrukturen entstehen beim Schleifen im Einstich aufgrund einer der folgenden Ursachen [8]:

- Koaxialitätsabweichung zwischen Schleifscheibe und DGLF (Schränkungsdrall)
- Stochastische Verteilung der Schleifkörner auf der Schleifscheibe
- Reste einer Drehwendel
- Abrichtwendel (Abrichtdrall)
- Axialer Vorschub (Vorschubdrall)

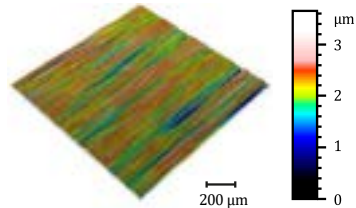
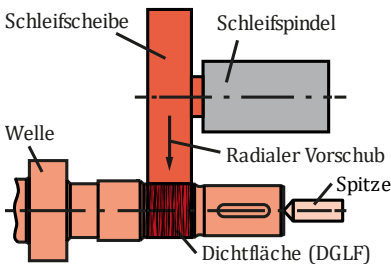


Bild 2.11: Schleifen im Einstich nach [98] Bild 2.12: Geschliffene Oberfläche

Das Schleifen im Einstich gehört laut Norm [97] in die Gruppe „Spanen mit rotierendem Werkzeug“. Dabei kommen zwei Bearbeitungsmethoden in Frage: das spitzenlose Schleifen oder das Schleifen mit Spitzen.

Aufgrund der kürzeren Standzeit durch das fehlende Einspannen des Werkstücks, kommt das spitzenlose Schleifen vor allem in der Großserienfertigung zum Einsatz. Der Materialabtrag erfolgt hierbei im Gleichlauf. Die fehlende Lagerung des Werkstücks (der DGLF) führt zu prozesstypischen Rundheitsfehlern [99].

Beim Schleifen zwischen Spitzen erfolgt der Materialabtrag meist im Gegenlauf. Grund hierfür ist, dass durch flachere Korneingriffsbahnen eine höhere Oberflächen-güte erzielt und der Schleifkontakt außerdem besser mit Kühlstoff versorgt werden kann. Die Bearbeitung einer DGLF erfolgt gewöhnlich durch Schleifen zwischen Spitzen [99].

Die für das Schleifen im Einstich typische Oberflächenstruktur mit kurzen, doppelt-konvergenten Schleifriefen ist in Bild 2.12 dargestellt. Anhand der Darstellung wird deutlich, dass jede Schleifriefe bezüglich ihrer Ausrichtung, Breite, Tiefe und Länge individuell ist.

2.3.2 Bandschleifen (ohne axiale Bewegung, BS)

Das Bandschleifen von DGLF wird nach DIN 8589-12 [100] als Quer-Umfangs-Außen-Rund-Bandschleifen bezeichnet. Das Schleifband kann dabei entweder, wie in Bild 2.13 links, umlaufen oder, wie in Bild 2.13 rechts, nach einem einmaligen Kontakt mit dem Werkstück wieder aufgerollt werden. Die zweite Bearbeitungsvariante hat den Vorteil, dass immer frische Schleifkörner im Eingriff mit dem Werkstück sind. Kennzeichnend für das Bandschleifen ist, dass das Schleifband über mindestens zwei Rollen umläuft.

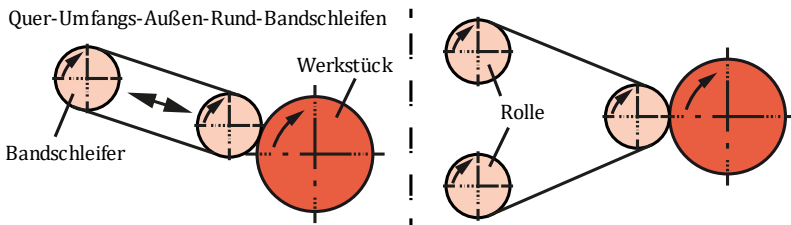


Bild 2.13: Bandschleifen im Umlauf (links) oder durch einmaligen Kontakt des Schleifbands mit dem Werkstück (rechts) nach [98]

Die Schleifbänder erlauben eine große Spezifikationsvielfalt bezüglich Kornart, Korngröße und Streudichte, Art und Flexibilität der Unterlage sowie der Art der Bindung und Zusatzstoffe [101]. Durch eine hohe Flexibilität kann durch entsprechende Kontaktelemente eine definierte Konturanpassung vorgenommen werden [99]. Dadurch kann die Größe der Kontaktfläche unabhängig von der Werkzeugwirkfläche eingestellt werden [101].

Die Vorteile des Bandschleifens gegenüber dem Schleifen im Einstich sind ein niedrigeres Gefahrenpotential, ein leichter Werkzeugwechsel, geringere Anschaffungskosten [101] sowie bei einem Schleifband mit elektrostatisch ausgerichteten Schleifkörnern die Möglichkeit eines Trockenschliffs [102].

Durch die im Vergleich zum Schleifen im Einstich geringe Vorschubgeschwindigkeit des Werkzeugs entstehen beim Bandschleifen umlaufend geschlossene Schleifriefen auf dem Werkstück, siehe Bild 2.14. Die Ausprägung der Schleifriefen ist dabei von der Körnung des Schleifbandes abhängig. Je geringer die Körnung des Schleifbandes, desto größer die Schleifstrukturen.

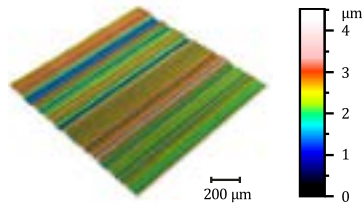


Bild 2.14: Bandgeschliffene Oberfläche

2.3.3 Bandschleifen mit axialer Bewegung (Superfinishen, SF)

Das Bandschleifen mit axialer Werkzeugbewegung (auch Kurzhub-Außen-Rundhonen [103]), im Folgenden als Superfinishen bezeichnet, kombiniert das in Kapitel 2.3.2 vorgestellte Bandschleifen mit einer axialen hin- und her Bewegung des Schleifbandes, siehe Bild 2.15. Das Superfinishen ist damit eine Überlagerung der Werkstückrotation und der axialen Schleifbandbewegung [104] und erfolgt mit einem nicht umlaufenden Schleifband. Der Schleifbandvorschub kann dabei kontinuierlich oder getaktet erfolgen [103].

Durch die axiale Schleifbandbewegung folgt jedes Schleifkorn einer Sinuslinie. In Folge einer Überlagerung mehrerer Sinuslinien entsteht die für das Superfinishen typische gekreuzte Oberflächenstruktur [104], siehe Bild 2.16. Der Winkel, unter dem sich die Oberflächenstrukturen schneiden, hängt dabei von der Rotationsgeschwindigkeit des Werkstücks sowie der Frequenz der Schleifbandbewegung ab.

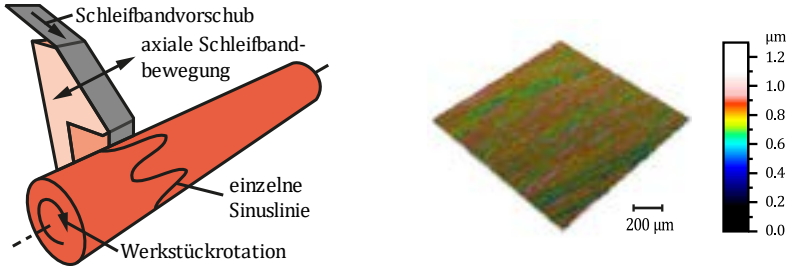


Bild 2.15: Superfinishen nach [103, 104] Bild 2.16: Supergefinishte Oberfläche

Nach [105] liegen die Vorteile des Superfinishen u.a. in einer kurzen Bearbeitungszeit, geringen Investitionskosten und der hohen Prozessflexibilität. Neben diesen wirtschaftlichen Vorteilen, bietet das Superfinishen auch technische Vorteile hinsichtlich der Verbesserung der Bauteilstruktur und -geometrie (Rund-, Gerad- und Ebenheit, Zylindrizität, Rautiefe sowie Materialanteil) [104]. Diese Optimierungen führen zu plateauartigen Oberflächen, in welchen die Rauheitsriefen als Schmierstoffdepot dienen. Durch die Schmierstoffdepots werden die Reibung und auch der Verschleiß im Kontakt zweier Oberflächen verringert [104]. Allerdings sind laut Vogt [106] sowie Prem und Vogt [6] supergefinishte Oberflächen nicht als DGLF geeignet, da sie eine undefinierte Vorzugsrichtung (Drall) aufweisen.

2.3.4 Schäl-drehen (SD)

Das Schäl-drehen gehört nach Norm DIN 8580 zu den spanenden Bearbeitungsverfahren mit geometrisch bestimmter Schneide [96]. Laut DIN 8589-1 [107] ist das Schäl-drehen ein „Längs-Runddrehen mit großem Vorschub, meist unter Verwendung eines umlaufenden Werkzeugs mit kleinem Einstellwinkel (Schälwerkzeug)“. Diese Einordnung trifft allerdings nicht für das in dieser Arbeit untersuchte Schäl-drehen zu, da die Bearbeitung ohne Längsvorschub und ausschließlich mit einer Schneide, die mindestens die Breite der zu bearbeitenden Fläche aufweist, erfolgt. Demnach ist das untersuchte Schäl-drehen dem Quer-Runddrehen aus DIN 8589-1 zuzuordnen. Die Breite der zu bearbeitenden Flächen ist auf die Breite der Schneide beschränkt [108].

Die Bearbeitung erfolgt durch eine Abwälzbewegung des Werkzeugs auf dem Werkstück (siehe Bild 2.17). Hierzu bewegt sich eine schräg angestellte Schneide (z. B. aus kubisch kristallinem Bornitrid (CBN)) über das rotierende Werkstück [109]. Die Schnittgeschwindigkeit ergibt sich dabei aus der Werkstückdrehung. Durch die Überlagerung der Werkzeug- und Werkstückbewegung wandert der Schneiden-Eingriffspunkt kontinuierlich über die Oberfläche des Werkstücks [109]. Daraus resultieren

zum einen Vorteile, wie eine gleichmäßige Belastung der gesamten Schneide [108] und daher ein geringer Verschleiß an der Schneide [109], und zum anderen Nachteile, wie eine höhere Kräfteinwirkung infolge eines hohen Überdeckungsgrads bei der Zerspaltung [99, 109]. Verfahrensbedingt entstehen drallfreie Oberflächen [108, 109], die umlaufend geschlossene Riefen aufweisen, siehe Bild 2.18. Aus diesem Grund ist laut [109] das Schälldrehen in der Lage das Schleifen im Einstich bei einer bis um den Faktor drei reduzierten Bearbeitungsdauer zu ersetzen.

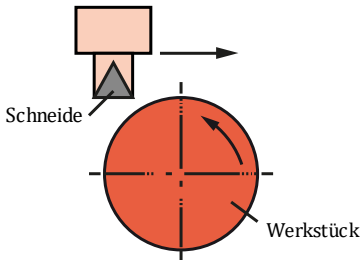


Bild 2.17: Schälldrehen nach [98]

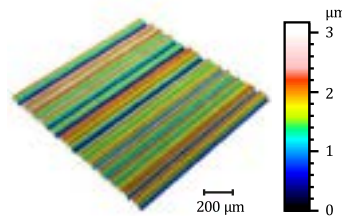


Bild 2.18: Schälgedrehte Oberfläche

Weitere Vorteile des Schälldrehens sind laut [108] die Möglichkeit zur Trockenbearbeitung und daraus resultierend eine höhere Umweltfreundlichkeit sowie im Vergleich zu herkömmlichen Fertigungsverfahren reduzierte Verbrauchskosten. Aus der Bearbeitungs kinematik (immer ein anderer Punkt der Schneidenoberfläche ist im Eingriff mit der Werkstückoberfläche) resultiert bereits eine hohe Standzeit der Schneide. Diese kann durch ein Nachschleifen der Schneide zusätzlich optimiert werden. Im Vergleich zum Schleifen ermöglicht das Schälldrehen außerdem die Bearbeitung mit sehr hohen Vorschüben [99], eine erhöhte Maschinenverfügbarkeit (Abrichten der Schleifscheibe, Schleifscheiben- und Wasserwechsel entfallen), geringere Investitionskosten sowie eine höhere Prozesssicherheit [108]. Die Oberflächenqualität hängt beim Schälldrehen von der elastischen Materialrückfederung, dem Seitwärtsfließen von Material sowie der Abbildung der Schneidenschartigkeit auf der Werkstückoberfläche ab [110].

Das Schälldrehen ist dem Rotations- und Tangentialdrehen sehr ähnlich, lediglich die Kinematik der Schneide unterscheidet sich [108, 111]. Daher zeigen alle drei Verfahren dieselben Vor- und Nachteile sowie die gleiche Oberflächenstruktur.

2.3.5 Rolldrehen (RD)

Das Rolldrehen, das auch als Rollfeed Turning bezeichnet wird [112, 113], zählt wie das Schälldrehen zu den spanenden Fertigungsverfahren mit geometrisch bestimmter Schneide [96]. Zur Bearbeitung der Wellenoberfläche rollt eine speziell geformte Wendschneidplatte während der Werkstückrotation auf der Werkstückoberfläche ab [113], siehe Bild 2.19. Durch das Abrollen der Schneide wandert der Eingriffspunkt über die gesamte Breite der Schneide [113]. Dies führt zu einem kurzzeitigen Werkzeugeingriff und einer, im Vergleich zum herkömmlichen Drehverfahren, reduzierten Wärmeentwicklung. Die Abrollbewegung der Schneide erfolgt durch horizontales Schwenken der Schneide durch eine dritte Achse im Drehprozess [113, 114]. Der dadurch entstehende Mittenversatz wird durch die x- und z-Achse kompensiert.

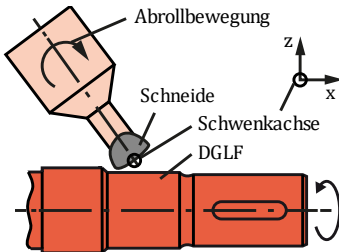


Bild 2.19: Rolldrehen nach [98]

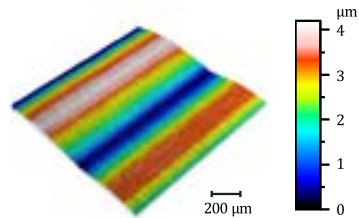


Bild 2.20: Rollgedrehte Oberfläche

Verfahrensbedingt lassen sich durch das Rolldrehen drallfreie Oberflächen [112] mit geschlossen, umlaufenden Oberflächenstrukturen erzeugen (siehe Bild 2.20). Die Oberflächenqualität kommt der von Schleifen oder Schälldrehen gleich [114]. Aufgrund der großen Arbeitsradien der Schneide ist eine Bearbeitung mit großen Vorschüben möglich [113]. Dadurch ist eine verkürzte Bearbeitungszeit gegenüber dem herkömmlichen Drehen oder dem Schleifen möglich [112]. Weitere Vorteile des Fertigungsverfahrens sind laut [112] eine höhere Standzeit der Schneide, geringere Werkzeugwechselzeiten, eine geringere Anzahl an benötigten Werkzeugen, eine geringere Wärmeentwicklung während der Bearbeitung und dadurch eine Minimierung der Neuhärtezone, das ausschließliche Auftreten von Druckspannungen sowie eine daraus resultierende Produktivitätssteigerung.

2.4 Oberflächencharakterisierung

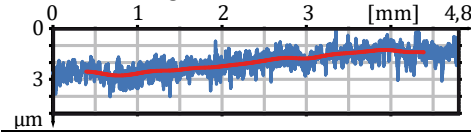
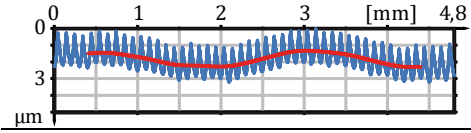
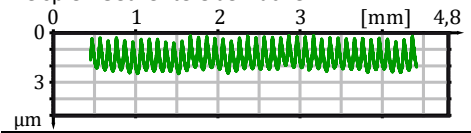
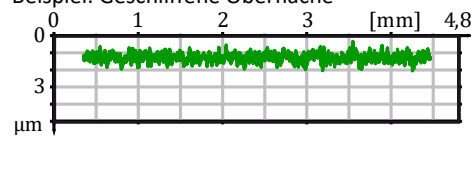
Die Istoberflächen von technischen Bauteilen weichen immer von der Solloberfläche (geometrischen Oberfläche) ab. Diese Gestaltabweichungen sind nach DIN 4760 [115]

in sechs Ordnungen untergliedert, siehe Tabelle 2.3. Die Gestaltabweichungen reichen dabei von Formabweichungen (1. Ordnung) bis zum Gitteraufbau des Materials (6. Ordnung) und überlagern sich in Summe zur Istoberfläche. Die Unterteilung der Gestaltabweichungen erfolgt anhand unterschiedlicher Wellenlängen der Abweichungen. Mit zunehmender Ordnung nimmt die Wellenlänge der Abweichungen ab.

Für RWD sind nach [10, 83] die Gestaltabweichungen der 1.-4. Ordnung maßgebend. Jung [26] hingegen ist der Ansicht, dass für RWD besonders die 3. und 4. Ordnung entscheidend sind.

Zur Beurteilung einer realen Bauteiloberfläche sind Oberflächenmessungen nötig. Diese können zwei- oder dreidimensional durchgeführt werden. Daher wird in den beiden folgenden Unterkapiteln die geometrische Oberflächenbeschaffenheit anhand von 2D- und 3D-Kenngrößen vorgestellt. Im abschließenden Unterkapitel 2.4.3 werden Drall sowie seine Ausprägungen in Form von Makro- und Mikrodrall erklärt.

Tabelle 2.3: Gestaltabweichungen realer Oberflächen nach [10, 115]

Gestaltabweichung (als Profilschnitt überhöht dargestellt)	Art der Ab- weichung	Beispiele für die Ent- stehungsursache
1. Ordnung: Formabweichungen Beispiel: Linearitätsabweichung bei Achsfehl- stellung 	Geradheits-, Ebenheits-, Rundheits- Abweichungen, u.a.	Fehler in den Führungen der Werkzeugmaschine, Durchbiegung der Maschine, falsche Einspannung des Werkstückes, Härteverzug, Verschleiß
2. Ordnung: Welligkeit Beispiel: Schwingungen beim Drehen von Werkstücken 	Wellen	Außermittige Einspannung, Form- oder Laufabweichungen eines Fräasers, Schwingungen der Werkzeugmaschine oder des Werkzeuges
3. Ordnung: Rauheit Beispiel: Gedrehte Oberfläche 	Rillen	Form der Werkzeugschneide, Vorschub oder Zustellung des Werkzeuges
4. Ordnung: Rauheit Beispiel: Geschliffene Oberfläche 	Riefen, Schuppen, Kuppen	Vorgang der Spannbildung (Reißspan, Scherspan, Aufbau-schneide), Werkstoffverformung beim Strahlen, Knospenbildung bei galvanischer Behandlung
5. Ordnung: Rauheit	Gefügestruk- tur	Kristallisationsvor- gänge, Veränderung der Oberfläche durch chemische Einwirkung (z. B. Beizen), Korrosi- onsvorgänge
6. Ordnung	Gitteraufbau des Werk- stoffes	

2.4.1 Geometrische Oberflächenbeschaffenheit 2D

Die zweidimensionale geometrische Oberflächenbeschaffenheit wird mittels taktiler Messungen mit einer Diamantspitze nach DIN EN ISO 3274 [116] ermittelt. Hierfür wird die Diamantspitze entsprechend DIN EN ISO 4287 [117] in Richtung der höchsten Rauheit, d.h. senkrecht zur vorherrschenden Riefenrichtung, über die zu vermessende Oberfläche bewegt, siehe Bild 2.21.

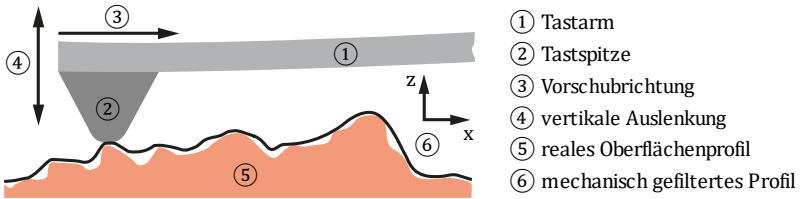


Bild 2.21: Messprinzip einer taktilen 2D-Oberflächenmessung nach [10]

Bei DGLF entspricht die Richtung der höchsten Rauheit meist der Achsrichtung. Die vertikale Auslenkung der Tastspitze wird, z. B. induktiv, erfasst und stellt die Höhe der Oberfläche in z-Richtung dar. Wie aus Bild 2.21 ersichtlich, ist die Diamantspitze als Halbkugel ausgeführt, wodurch alle Oberflächenstrukturen verrundet wiedergegeben werden und sehr feine Strukturen nicht erfasst werden. Dieser Zusammenhang wird als mechanische Filterung der Oberfläche bezeichnet [10]. Der Tastspitzenradius wird nach DIN EN ISO 3274 [116] gewählt und ist für die meisten technischen Oberflächen zu $r_{tip} = 2 \mu\text{m}$ zu wählen.

Die ermittelten Messdaten stellen die Istoberfläche mit sämtlichen Ordnungen der Gestaltabweichungen dar. Um eine Oberfläche beurteilen zu können, werden die verschiedenen Gestaltabweichungen durch mathematische Filter, meistens einen Gaußfilter (entsprechend DIN EN

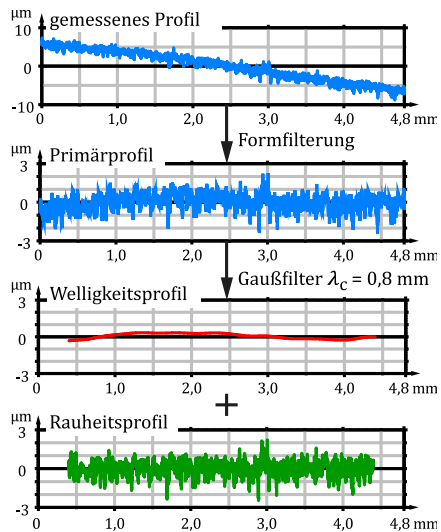


Bild 2.22: Aufbereitung und Filterung der Messdaten nach [10, 118]

ISO 16610-1 [119]), voneinander getrennt, siehe Bild 2.22. Das gemessene und ausgerichtete Profil der Istoberfläche wird als Primärprofil bezeichnet und stellt als einziges Oberflächenprofil eine physikalische Messgröße dar. Die durch eine Filterung aus dem Primärprofil ermittelten Welligkeits- und Rauheitsprofile sind lediglich ein mathematisches Konstrukt zur besseren Veranschaulichung einer Oberfläche [10].

Zur Filterung des Primärprofils in ein Welligkeits- und Rauheitsprofil ist eine Grenzwellenlänge λ_c nötig, die angibt, welche Teile des Primärprofils der Welligkeit und welche der Rauheit zu zuordnen sind. Die Wahl der Grenzwellenlänge λ_c erfolgt nach DIN EN ISO 4288 [91] entsprechend der Rauheit der zu vermessenden Oberfläche, siehe Tabelle 2.4. Die für technische Oberflächen relevanten Größen sind grau hinterlegt. Die Grenzwellenlänge λ_s zur Abgrenzung der Rauheit zu noch kleineren Wellenlängen wird nach VDA 2006 [120] nicht angewendet.

Tabelle 2.4: Auswahl von Grenzwellenlänge λ_c und Tastspitzenradius r_{tip} nach DIN EN ISO 4288 [91] und DIN EN ISO 3274 [116]

Bei aperiodischen Profilen (Schleifen, Umfangsfräsen, ...)		Bei periodischen Profilen (Drehen, Hobeln, ...)	Grenzwellen- länge	Tastspitzen- radius
Ra [μm]	Rz [μm]	RSm [mm]	λ_c [mm]	r_{tip} [μm]
0,02	0,1	> 0,013 bis 0,04	0,08	2
> 0,02 bis 0,1	> 0,1 bis 0,5	> 0,04 bis 0,13	0,25	2
> 0,1 bis 2	> 0,5 bis 10	> 0,13 bis 0,4	0,8	2 oder 5
> 2 bis 10	> 10 bis 50	> 0,4 bis 1,3	2,5	5
> 10	> 50	> 1,3 bis 4	8	10

Die Messstrecke l_n für die taktile Rauheitsmessung entspricht nach [114] der fünffachen Grenzwellenlänge λ_c , Gleichung (2.9). In diesem Zusammenhang wird die Grenzwellenlänge λ_c auch als Einzelmessstrecke l_r bezeichnet.

$$l_n = 5 \cdot \lambda_c = 5 \cdot l_r \quad (2.9)$$

Um die gesamte Messstrecke l_n filtern zu können, wird für den Filter je eine halbe Grenzwellenlänge λ_c als Ein- und Auslaufstrecke benötigt. Daraus ergibt sich eine Taststrecke l_t von sechsmal der Grenzwellenlänge λ_c :

$$l_t = 6 \cdot \lambda_c = 6 \cdot l_r \quad (2.10)$$

Für die meisten technischen Oberflächen ergibt sich eine Grenzwellenlänge von $\lambda_c = 0,8$ mm und somit eine Messstrecke von $l_n = 4$ mm und eine Taststrecke von $l_t = 4,8$ mm.

An den so ermittelten Primär-, Welligkeits- und Rauheitsprofilen können verschiedene Kenngrößen bestimmt werden. Abhängig vom Profil, an dem die Kenngrößen bestimmt werden, werden diese als P-, W- oder R-Kenngrößen bezeichnet. Wobei am Primär- und Welligkeitsprofil hauptsächlich die Gesamthöhe des Profils P_t bzw. die Gesamthöhe des Welligkeitsprofils W_t sowie die Kenngrößen der dominanten Welligkeit nach VDA 2007 [121] bestimmt werden. Die Kenngrößen am Rauheitsprofil werden in Amplituden-, Distanz- und zusammengesetzte Kenngrößen untergliedert.

In die Kategorie der Amplitudenkenngrößen zählen alle Rauheitskenngrößen, die Bezug auf die Höhe des Profils nehmen. Zu diesen gehören die bekanntesten Rauheitskenngrößen, wie der arithmetische Mittenrauwert R_a , die gemittelte Rautiefe R_z , die maximale Rautiefe R_{max} und die Gesamthöhe des Profils R_t . Die mathematischen Definitionen und grafischen Darstellungen der genannten Rauheitskenngrößen sowie der mittleren Glättungstiefe R_p und der mittleren Riefentiefe R_v sind Bild 2.23 zu entnehmen.

Kenngröße	Definition	Kenngröße	Definition
R_a	$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l z(x) dx$	R_t	$R_t = \max(Z(x)) - \min(Z(x))$
R_z	$R_z = \frac{1}{n} \sum R_z(n)$	R_p	$R_p = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 p_i$
R_{max}	$R_{max} = \max(R_z(n))$	R_v	$R_v = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 v_i$

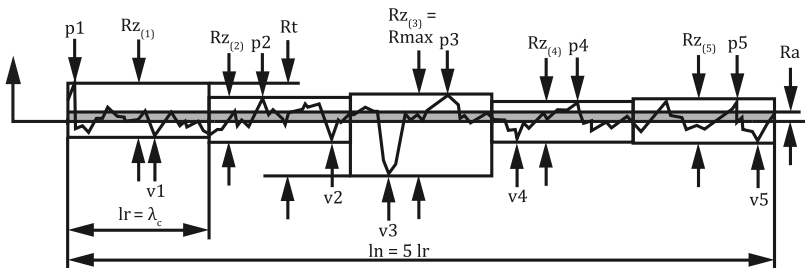


Bild 2.23: Mathematische Definition und grafische Darstellung der Rauheits-Amplitudenkenngrößen nach [10]

Die Amplituden-Rauheitskenngrößen genügen nach [82, 122, 123] allerdings nicht um eine DGLF zu beschreiben siehe Bild 2.24. Die Rauheitskenngrößen R_a und R_{max} zeigen für verschieden bearbeitete Oberflächen mit großen Unterschieden in der

Oberflächenstruktur identische Werte. Dadurch wird offensichtlich, dass beide Kenngrößen nicht in der Lage sind, zwischen Spitzen und Riefen zu unterscheiden, wodurch sie aus tribologischer Sicht von eingeschränktem Nutzen sind. Aufgrund der Mittelwertbildung zeigt der arithmetische Mittenrauwert R_a nur gravierende Änderungen in einem Fertigungsprozess an und ist dadurch für eine Prozessüberwachung bei der Fertigung eines Bauteils mit demselben Fertigungsverfahren (bei gleichartigen Oberflächen) gut geeignet.

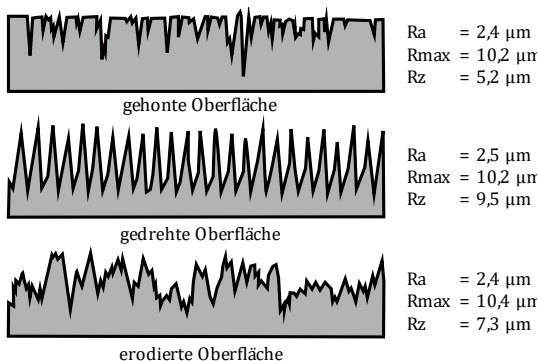


Bild 2.24: Amplituden-Rauheitskenngrößen verschiedener Oberflächen nach [93]

Zur Beschreibung der tribologischen Eigenschaften einer Oberfläche sind zusammengesetzte Kenngrößen, welche aus der Materialanteilkurve, auch Abbott-Kurve genannt, ermittelt werden, besser geeignet. Die Materialanteilkurve wird aus dem gemessenen Profil ermittelt und trägt den Materialanteil des Profils von der höchsten Spitze bis zur tiefsten Riefe auf, siehe Bild 2.25.

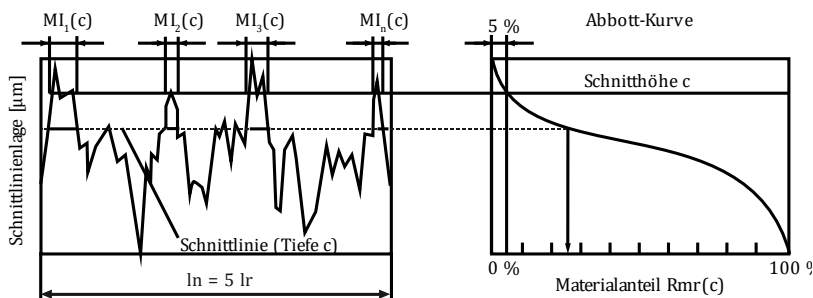


Bild 2.25: Abbott-Kurve und Materialanteil R_{mr} nach [10]

Die aus der Materialanteilkurve abgeleiteten Rauheitskenngrößen Kernrautiefe R_k , reduzierte Spitzenhöhe R_{pk} , reduzierte Riefentiefe R_{vk} sowie der kleinste und größte Materialanteil Mr_1 und Mr_2 ergeben sich dabei nach DIN EN ISO 13565-2 [124] aus der Gesamthöhe des Profils R_t und der Form der Materialanteilkurve, siehe Bild 2.26.

Die reduzierte Spitzentiefe R_{pk} beschreibt den oberen Teil des Rauheitsprofils mit den Spitzen und stellt somit ein Maß für einen erhöhten Verschleiß dar. Im Gegensatz hierzu beschreibt die reduzierte Riefentiefe R_{vk} den unteren Teil des Profils mit den Riefen und Senken, wodurch sie als Maß für ein ausreichendes Schmierstoffdepot herangezogen werden kann. Die Kernrautiefe R_k beschreibt den mittleren Teil eines Profils (den „Kern“) und stellt dadurch ein Maß für die Tragfähigkeit der Oberfläche dar.

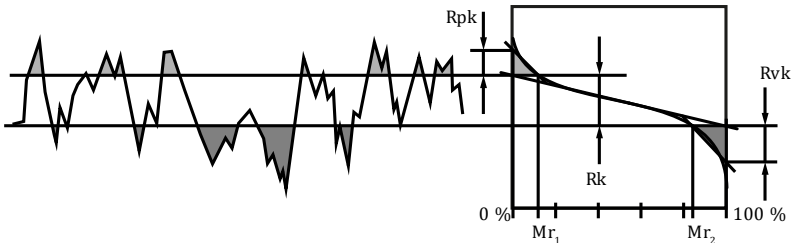


Bild 2.26: Kenngrößen der Materialanteilkurve nach [10]

Erweitert man die Amplituden-Kenngrößen aus den in Bild 2.24 vorgestellten Rauheitsprofilen um die Rauheitskenngrößen der Materialanteilkurve, wird deutlich, dass diese in der Lage sind, eine Oberfläche auch tribologisch eindeutig zu beschreiben und zu charakterisieren, siehe Bild 2.27.

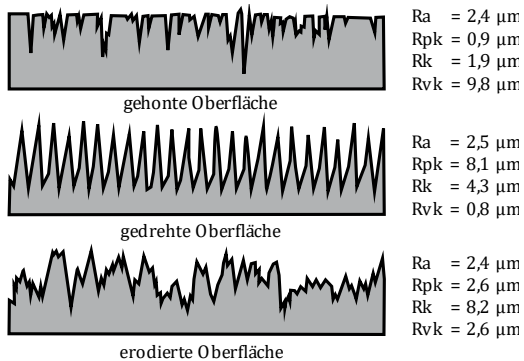


Bild 2.27: Eignung zusammengesetzter Rauheitskenngrößen zur eindeutigen Beschreibung einer Oberfläche nach [10]

2.4.2 Geometrische Oberflächenbeschaffenheit 3D

Zur Bestimmung der dreidimensionalen Oberflächenbeschaffenheit wurden in der Normenreihe DIN EN ISO 25178 entsprechende Kenngrößen [125], Begriffe [125], Definitionen [125], Messverfahren [126–131], Kalibrierungen [132] sowie Zeichnungseintragungen [133] festgelegt. Die flächenhaften 3D-Kenngrößen beschreiben eine Oberfläche räumlich und mit einer höheren statistischen Absicherung als eine zweidimensionale Charakterisierung einer Oberfläche [134]. Bezeichnet werden die Kenngrößen mit einem S für Surface bei Flächenkenngrößen und einem V für Volume bei Volumenkenngrößen. Die 3D-Kenngrößen können in fünf Gruppen unterteilt werden: Höhen-, Raum- & Misch-, Funktions-, Element- und Hybridkenngrößen, siehe Bild 2.28.

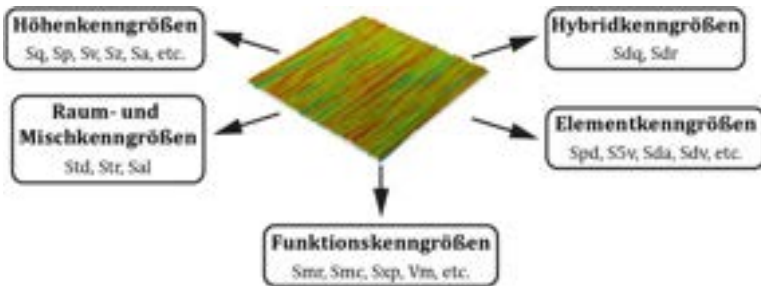


Bild 2.28: Übersicht über die 3D-Kenngrößen nach [125]

Die Höhenkenngrößen entsprechen in ihrer Definition bis auf Sz den bekannten 2D-Amplitudenkenngrößen mit demselben Index. Die Rautiefe Sz ist im Gegensatz zur 2D-Kenngröße Rz nicht als Mittelwert der Rautiefe aus mehreren Einzelmessstrecken/-flächen, sondern als Einzelwert aus der gesamten Fläche definiert. Dadurch entspricht die 3D-Rautiefe Sz der 2D-Amplitudenkenngröße Rt. Aus diesem Grund gibt es in der Norm DIN EN ISO 25178 keine Rauheitskenngröße St. Ein direkter Vergleich von 2D- und 3D-Rauheitskenngrößen ist aber trotz einer gleichen Bezeichnung nicht möglich, da sich die Filterung und Aufbereitung der Messdaten erheblich unterscheiden können. So entspricht die Definition der Rautiefe Sz, wie bereits beschrieben der 2D-Rauheitskenngröße Rt, sie gleicht in ihrer Definition allerdings auch der 2D-Profilkenngröße Pt. Dieser Zusammenhang zwischen einer Rauheits- und einer Profilkenngröße in einer 3D-Kenngröße zeigt die Wichtigkeit einer Filterung auf die Kenngrößen. Für einen Vergleich der 3D-Kenngröße Sz mit der 2D-Kenngröße Rz wurde von Bauer [10, 21] eine 3D-Kenngröße Sz_{IMA} eingeführt. Diese ist als Mittelwert der Rautiefe Sz aus 25 gleich großen Flächenstücken definiert.

Die Raum- und Hybridkenngrößen stellen Kenngrößen dar, welche die Richtung und Ausprägung von Strukturen auf einer Oberfläche beschreiben. Anhand der Kenngrößen kann eine durch die Oberflächenbearbeitung entstandene Vorzugsrichtung auf der Oberfläche beschrieben werden [135].

Die Funktionskenngrößen stellen eine Erweiterung der 2D-Kenngrößen der Materialanteilskurve auf eine dreidimensionale Betrachtung dar. Zur Ermittlung des Materialanteils sind eine Referenzschnittebene c_0 sowie eine Schnitttiefe c festzulegen. Die Referenzschnittebene c_0 wird nach [136] standardmäßig zu $c_0 = 5\%$ gewählt. Die Wahl der Schnitttiefe c erfolgt anwendungsspezifisch. Ist z. B. der Einfluss der Oberflächenausträgung auf die entstehende Reibung von Interesse, ist der Materialanteil in geringer Tiefe ausschlaggebend und die Schnitttiefe c wird klein gewählt [26]. Laut Jung [26] sind für DGLF eine Referenzschnittebene von $c_0 = 5\%$ und eine Schnitttiefe von $c = 1\ \mu\text{m}$ geeignet, um gute Korrelationen des Materialanteils mit den Verläufen der entsprechenden Dichtsysteme im Gümbelzahl-Diagramm zu erhalten.

Die Elementkenngrößen beschreiben eine Oberfläche strukturbasiert und dreidimensional. Zur Bestimmung der Kenngrößen wird die Topographie einer Oberfläche als eine Art „Landschaft“ betrachtet und durch Flächen-, Linien- und Punktelemente beschrieben. Die Flächenelemente stellen dabei Hügel und Täler, die Linienelemente Kamm- und Ablauflinien und die Punktelemente Spitzen, Senken sowie Sattelpunkte dar. Diese Kenngrößen sind nach Bauer [10, 21] zusammen mit den Funktionskenngrößen tribologisch am interessantesten. Für eine detailliertere Beschreibung der Elementkenngrößen sowie verschiedener 3D-Kenngrößen und deren Eignung zur Charakterisierung einer DGLF werden die Arbeiten von Fehrenbacher [135, 137] empfohlen.

Aufgrund vieler verschiedener Oberflächen und Messgeräte/-verfahren werden in der Normreihe DIN EN ISO 25178 keine Vorgaben bzgl. der Messung sowie Filterung und Datenaufbereitung der Messdaten gemacht. Dadurch hat der Anwender zwar einen hohen Freiheitsgrad bei der Messdatengewinnung und -aufbereitung, allerdings auch die Problematik, eine geeignete Auswahl selbst treffen zu müssen. Außerdem können durch die fehlenden Vorgaben Kenngrößen nicht pauschal miteinander verglichen werden, sondern nur wenn die Messdatengewinnung und -aufbereitung identisch waren. Aus diesem Grund ist eine gute Dokumentation zum Vorgehen der Messdatengewinnung und -aufbereitung unerlässlich. Zur Aufbereitung der Messdaten werden in der Norm DIN EN ISO 16610 [119] verschiedene Filterverfahren zur Verfügung gestellt. Die Messdatenaufbereitung muss dabei speziell an das verwendete Messverfahren/-gerät angepasst werden, da z. B. bei einigen optischen Messverfahren verfahrensbedingte Messfehler (wie Spikes) entstehen können, die durch eine geeignete Filterung entfernt werden müssen. Bauer schlägt in [10, 21] folgendes Vorgehen zur Messung und Messdatenaufbereitung vor:

1. Auswahl eines Messprinzips mit einer geeigneten Auflösung. Die laterale Auflösung muss dabei für die Dichtungstechnik kleiner als $1\ \mu\text{m}$ sein
2. Ausrichten der Oberfläche und Entfernen der Form (Linearitätsabweichung, Oberflächenkrümmung, sonstige Werkstückform)
3. Entfernen, Ausfüllen oder Glätten von Messfehlern, Fehlstellen und ungültigen Datenpunkten (z. B. Spikes und Löcher), welche verfahrensbedingt auftreten
4. Entfernen des Messwertrauschens durch Filtern

Nach diesen Schritten liegt eine 3D-Oberflächentopographie vor, die geeignet ist, um 3D-Kenngrößen zu bestimmen. Jedoch sind noch weitere Vorgaben zu treffen:

5. Festlegen der endgültigen Messfeldgröße, Auflösung und Grenzwellenlänge. Die Grenzwellenlänge ist dabei lediglich festzulegen, falls die Oberfläche in einen Welligkeits- und Rauheitsanteil aufgeteilt werden soll.

Bauer legt in [10, 21] außerdem eine „IMA-3D-Messstrategie“ für geschliffene DGLF fest. Diese ist untergliedert in eine Messdatengewinnung und eine Messdatenaufbereitung. Die Messdatengewinnung sieht vor:

- Mindestauflösung in lateraler Richtung von $0,5\ \mu\text{m}$
- Messbereich von mindestens $1,5 \times 1,5\ \text{mm}$
- Anzahl Messungen pro Welle: mindestens an zwei axialen Positionen und an drei Stellen am Umfang, anschließend Mittelwertbildung

Bild 2.29 zeigt die anschließende Messdatenaufbereitung sowie ihren Einfluss auf die 3D-Rautiefe Sz. Die großen Unterschiede des Werts dieser Kenngröße verdeutlichen die Wichtigkeit der genauen Dokumentation zum Vorgehen während der Messdatenaufbereitung.

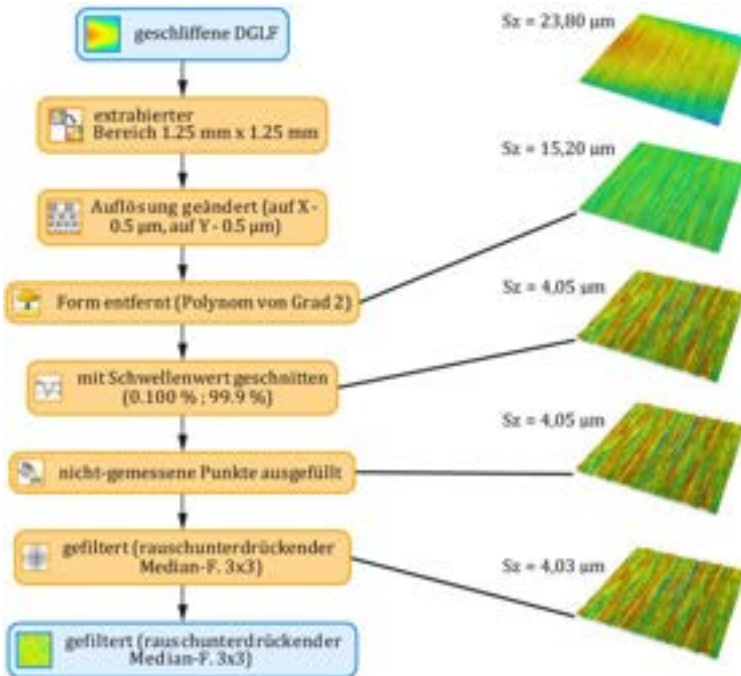


Bild 2.29: Vorgehen zur Messdatenaufbereitung nach [10, 21]

2.4.3 Drall

Der Begriff „Drall“ beinhaltet alle Oberflächenstrukturen einer DGLF, die das von einer Welle in Umfangsrichtung mitgeschleppte Fluid im Dichtkontakt drehrichtungsabhängig axial ablenken [81]. Dabei kann auf einer DGLF Drall in verschiedenen Ausprägungen vorliegen, weshalb Baumann [8] eine Kategorisierung (siehe Bild 2.30) von Drallstrukturen vornimmt:

1. Beliebige **Fehlstellen** (nach DIN EN ISO 8785 [138]), meist Kratzer, Riefen oder Dellen, welche neben der Fertigung auch von nicht sachgemäßem Handling der Wellen stammen können.
2. **Mikrowelligkeit**: makroskopische Strukturen in einer Größenordnung von $20 \mu\text{m}$ bis $0,8 \text{ mm}$. Unterschieden wird zwischen stochastisch angeordneten,

aperiodischen, isotropen oder anisotropen Strukturen sowie axial periodischen, in Umfangsrichtung umlaufenden Strukturen, welche als Makrodrall nach MBN 31700-7 [139] bezeichnet werden.

3. **Mikrodrall:** stochastisch angeordnete, anisotrope mikroskopische Strukturen mit einer Breite von unter 20 μm . Mikrodrall liegt vor, wenn die Hauptorientierung der einzelnen Drallstrukturen von der Umfangsrichtung der DGLF abweicht.

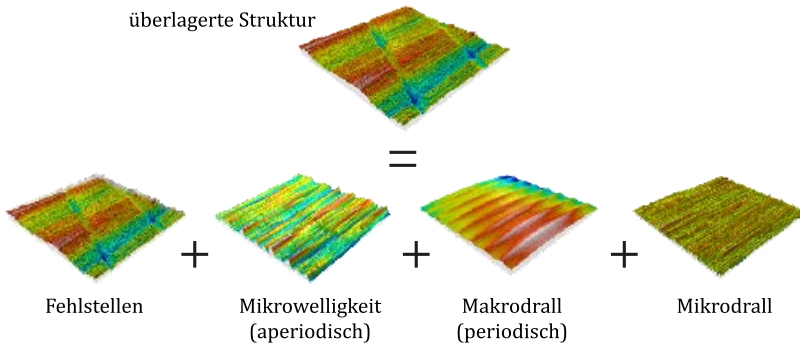


Bild 2.30: Drallausprägungen nach [8]

Durch die von der Umfangsrichtung abweichende Orientierung der Drallstrukturen wird das von der Welle in Umfangsrichtung mitgeschleppte abzudichtende Fluid im Dichtkontakt axial abgelenkt. Dadurch entsteht eine Förderwirkung der Drallstrukturen, die von der Drehrichtung der DGLF sowie der Orientierung der Drallstrukturen abhängt, siehe Bild 2.31, und die Förderwirkung des RWDR überlagert. Je nach Förderwirkung der Drallstrukturen kommt es infolgedessen zu Mangelschmierung im Dichtkontakt oder, sobald die Förderwirkung der Drallstrukturen die des RWDR übersteigt, zu Leckage. Beide Drallauswirkungen führen dadurch entweder zum sofortigen Ausfall des Dichtsystems (bei Leckage) oder durch eine thermische bzw. abrasive Schädigung der Dichtkante (bei Mangelschmierung des Dichtkontakts) zu einem späteren Ausfall durch Leckage. Laut Baumann [8, 140] ist dabei die von Drall verursachte Förderwirkung in erster Linie abhängig von der Umfangsgeschwindigkeit, dem Drallwinkel sowie der Rauheit der DGLF.

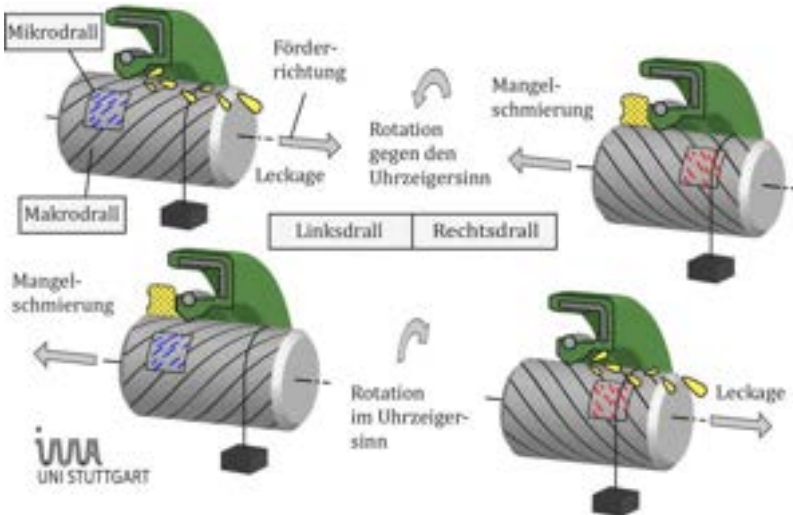


Bild 2.31: Drallauswirkungen [10]

Drallstrukturen können während der Fertigung oder im Falle von Fehlstellen im Handling der Wellen entstehen. Die Entstehung von Drall ist dabei abhängig vom eingesetzten Fertigungsverfahren sowie der jeweiligen Drallausprägung. Für im Einstich geschliffene DGLF zeigen Kunstfeld [83] und Baumann [8] beispielhaft die Entstehung von Drall auf.

Für die verschiedenen Drallausprägungen stehen unterschiedliche Messverfahren zu Verfügung, welche im Folgenden näher beschrieben werden. Im abschließenden Teil des Unterkapitels werden für optimale, im Einstich geschliffene DGLF Empfehlungen für Drallkenngrößen vorgestellt.

Für periodischen Makrodrall können verschiedene Messverfahren und -methoden eingesetzt werden. Die Messung von Makrodrall (axial periodisch, in Umfangsrichtung umlaufende Strukturen) nach der Daimler Werksnorm MBN31007-7 [139] (2. Generation der Messmethodik) stellt eine quantitative Messmethode dar. Bekannt ist die Messmethode häufig auch unter dem Namen CARMEN-Methode, auch wenn damit die 1. Generation der Messmethodik gemeint war. Die Messmethodik wurde ursprünglich für das taktil messende Tastschnittverfahren entwickelt, kann in der Zwischenzeit allerdings auch auf Basis optischer Oberflächenmessgeräte eingesetzt werden [8]. Die Messmethodik besteht aus einem 360° und einem 36° Messabschnitt. Während beider Messabschnitte werden jeweils 72 axiale Profilschriebe gleichmäßig am Umfang ver-

teilt erstellt, siehe Bild 2.32. Dadurch ergibt sich im $360^\circ/36^\circ$ Messabschnitt ein Abstand der Profilschriebe von $5^\circ/0,5^\circ$. Diese Profilschriebe werden jeweils zu einer sogenannten Pseudo-Oberflächentopographie zusammengesetzt.

Über eine Fourier-Transformation wird die dominante Frequenz der Oberflächentopographie ermittelt, welche als Startwert für einen Approximationsalgorithmus dient, der eine Ansatzfunktion an die gemessenen Pseudo-Oberflächentopographien annähert [8].

Aus der angenäherten Funktion werden die Drallkenngrößen, z. B. die Periodenlänge (DP), der Drallwinkel (Dv) sowie die Dralltiefe (Dt) bestimmt (siehe Bild 2.32). Makrodrall kann nach MBN31007-7 [139] unterteilt werden in einen sogenannten „Nulldrall“, der in Umfangsrichtung der DGLF in sich geschlossene Riefen aufweist (eine Nullgängigkeit), und einen schräg gerichteten Makrodrall. Beispiele verschiedener Makrodrall-Ausprägungen sind von Bauer in [10] dargestellt. Verfahrensbedingt können mit der Messmethodik nach MBN31007-7 keine aperiodischen Drallstrukturen nachgewiesen werden [8, 26]. Eine Übersicht über die Messmethodik ist im IMA-TechSheet #104130 [141] dargestellt.

Neben der gängigsten Messmethodik gemäß der Daimler Werksnorm MBN 31007-7 [139] ist auch eine Bewertung nach VDA 2007 „Dominante Welligkeit“ [121] möglich. Hierbei werden 2D-Oberflächenprofile anhand einer Frequenzanalyse auf periodische Strukturanteile untersucht. Liegt eine periodische Struktur vor, wird die Frequenz der Struktur ermittelt und das Oberflächenprofil mit einem Nullbandpassfilter gefiltert, wodurch das dominante Welligkeitsprofil (WD-Profil) entsteht. Am WD-Profil können die Kenngrößen WDC, WDT und WDSm ermittelt werden [142]. Ein Vorteil des Verfahrens ist laut Bauer [10], dass keine Grenzwellenlänge nötig ist, da über eine interne Schwelle geregelt wird, ob Kenngrößen ausgegeben werden. Als nachteilig nennt er, dass kein Drallwinkel bestimmt werden kann und dass nach der Untersuchung keine Erkenntnis darüber vorliegt, ob die Drallstrukturen in sich geschlossen umlaufen oder eine Art „Schraubenlinie“ bilden (da immer nur ein einzelnes

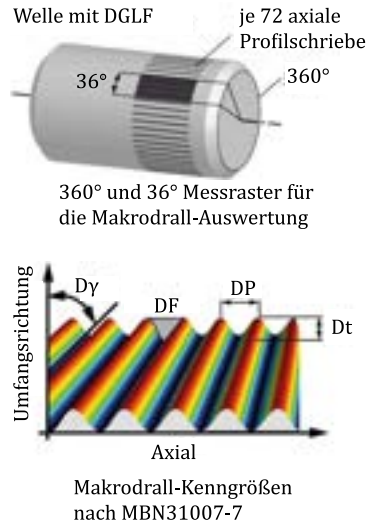


Bild 2.32: Makrodrall-Messung und -Kenngrößen gemäß MBN31007-7 [141]

Profil ausgewertet wird). Weitere Methodiken zur Messung von Makrodrall (z. B. nach dem Streulichtverfahren) werden von Baumann [8] vorgestellt.

Die IMA-Mikrodrall®Analyse stellt eine strukturbasierte, quantitative Drallmessung dar. Sie wurde von Baumann [8] durch Zusammenführen zweier Verfahren von Kunstfeld [83] und Baitinger [81] entwickelt. Kunstfeld [83] erstellte hierzu ein Verfahren zur Erfassung der Orientierung einzelner Strukturen/ Fehlstellen. Dieses ist allerdings nur mit Hilfe einer Segmentierung der Strukturen möglich, welche von Baitinger [81] entwickelt wurde.

Mit Hilfe von optischen Topographiemessgeräten werden 3D-Topographien der zu untersuchenden DGLF in einem vorgegebenen Raster am Wellenumfang erstellt. Durch das vorgegebene Messraster wird ein statistisch belastbares Ergebnis erzielt und ein eventuell auftretender Taumelfehler in der Aufspannung kann kompensiert werden [143]. Die zylindrische Form der DGLF wird mittels eines Polynoms 2. Ordnung entfernt, eine Gaußfilterung trennt die hoch- von den niederfrequenten Strukturanteilen, wodurch die Mikrodrall-Strukturen verbleiben [8]. Durch eine Segmentierung wird die Topographie in ihre einzelnen Strukturen aufgeteilt, die anschließend auf verschiedene geometrische Merkmale, z. B. die Orientierung oder das Volumen, untersucht werden. Eine statistische Auswertung erfolgt für den Flächeninhalt, die Breite, die Länge sowie die Orientierung der relevanten Oberflächenstrukturen. Die Ergebnisse sind durch Verteilungskurven oder Durchschnittswerte darstellbar. Laut Baitinger [81] ist das entscheidende Merkmal für die Förderwirkung von Mikrodrall das richtungsabhängige kumulierte Strukturvolumen aller Mikrodrall-Strukturen. Daher wird das Volumen aller gleich orientierter Strukturen in einem Verteilungsdiagramm über der Winkellage aufsummiert, siehe Bild 2.33. Eine exakte Ausrichtung der DGLF auf dem Messgerät ist wichtig, da sonst die Null-Grad-Lage der Verteilungskurve nicht der Umfangsrichtung entspricht. Bei einer symmetrischen Verteilung des Volumens zur Umfangsrichtung hebt sich die Förderwirkung der einzelnen Riefen auf und die DGLF wird als mikrodrall-frei bezeichnet. Erläuterungen zum Messprotokoll der IMA-Mikrodrall®Analyse sowie zu den Mikrodrall-Kenngrößen sind dem IMA-TechSheet #104130 [143] zu entnehmen.

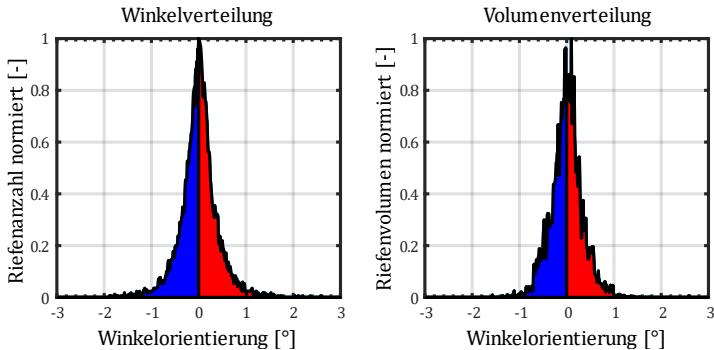


Bild 2.33: Winkelverteilung nach der IMA-Mikrodrall®Analyse

Im IMA-TechSheet #104170 „Optimale Dichtungsgegenlauffläche für RWDR – Einstichschleifen“ werden neben beispielhaften Messprotokollen der Makrodrallauswertung nach MBN31007-7 und der IMA-Mikrodrall®Analyse auch Empfehlungen für die Kenngrößen beider Drallmessverfahren gegeben. Bei geeigneten, im Einstich geschliffenen DGLF liegen hierfür die Kenngrößen der Makrodrall-Messung nach MBN31007-7 in beiden Messrastern und der IMA-Mikrodrall®Analyse innerhalb der in Tabelle 2.5 aufgeführten empfohlenen Kennwerten.

Tabelle 2.5: Empfohlene Kenngrößen und -werte für eine optimale, im Einstich geschliffene DGLF nach [94]

Makrodrall MBN31007-7			IMA-Mikrodrall®Analyse		
DP	> 0,15	mm	Sd _{median,S}	0 ± 0,05	°
1:	DG = 0; D _t < 0,4	µm	Sd _{median,V}	0 ± 0,05	°
2:	DG ≠ 0; D _t < 0,2	µm	Sd _{Std}	> 0,3	°

3 Forschungsfragen und Funktionshypothesen

Um das Forschungsziel besser eingrenzen und verdeutlichen zu können, wird aus der Zielsetzung in Kapitel 1.1 eine erste Forschungsfrage abgeleitet:

1. Forschungsfrage: Welchen Einfluss auf die Funktion einer Radial-Wellendichtung haben verschiedene Oberflächenstrukturen auf einer DGLF?

Zur Klärung dieser Forschungsfrage lassen sich beispielhaft für die alternativen Fertigungsverfahren (Bandschleifen, Superfinishen, Roll- und Schäl-drehen) mehrere Funktionshypothesen aufstellen, welche im Rahmen dieser Arbeit verifiziert oder falsifiziert werden. Die Funktionshypothesen werden nachfolgend, getrennt nach verschiedenen Arten der Oberflächenstrukturen (umlaufende oder gekreuzte Riefen) und Fertigungsverfahren, aufgeführt.

Umlaufende Riefen beim Bandschleifen, Schäl- und Roll-drehen:

- Die umlaufenden Riefen behindern das Eindringen von Fluid in den Dichtkontakt und den Fluidaustausch zwischen der Fluid- und Luftseite.
- Je tiefer die umlaufenden Riefen sind, desto ausgeprägter ist die Beeinträchtigung des Dichtsystems: höhere Dichtspalttemperaturen, die zu thermischen Schäden sowie Verhärtungen an der Dichtkante und schließlich zum Ausfall des Dichtsystems führen, siehe Bild 3.1.

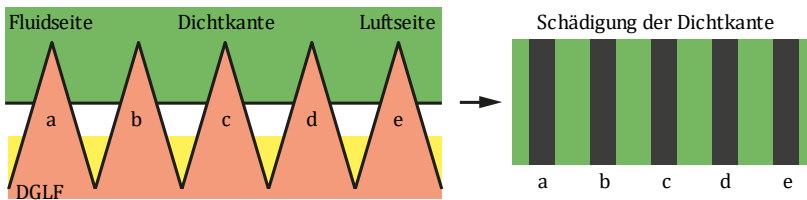


Bild 3.1: Modellvorstellung bei DGLF mit umlaufenden Riefen

- Je ausgeprägter die Riefen sind, desto schlechter funktioniert der hydrodynamische Druckaufbau (das Fluid wird ohne einen Druckaufbau lediglich am Umfang der Welle mitgeschleppt, wodurch die Dichtkante nicht von der DGLF abhebt und verschleißt).
- Je ausgeprägter die Riefen sind, desto länger dauert es, bis die gesamte Kontaktfläche ausreichend geschmiert ist.

- Je höher die Flächenpressung ist, desto geringer ist die Förderwirkung des Dichtsystems.

Zusätzliche Funktionshypothesen beim Rolldrehen:

Beim Rolldrehen überlagern sich die Funktionshypothesen der umlaufenden Riefen mit den nachfolgend aufgeführten Funktionshypothesen:

- Es kommt zu einer Überlagerung der umlaufenden Rauheitsstrukturen mit einer axialen Welligkeitsstruktur.
- Je stärker ausgeprägt diese Welligkeitsstruktur ist, desto ungleichmäßiger ist die Anpressung der Dichtkante und dadurch ihr Schmierungszustand, siehe Bild 3.2.



Bild 3.2: Modellvorstellung bei rollgedrehten DGLF

Gekreuzte Strukturen beim Superfinishen:

- Die gekreuzten Fertigungsstrukturen wirken wie Kratzer als Drallstrukturen, dadurch kommt es drehrichtungsabhängig zu Leckage oder thermischer Schädigung der Dichtkante.
- Je glatter die DGLF ist, desto kleiner sind die Schmierstoffdepots und umso leichter kann das Elastomer der Dichtkante die Fertigungsstrukturen verschließen. Dadurch verschlechtert sich die Schmierung des Dichtkontakts und die Dichtspalttemperatur sowie die thermische Schädigung der Dichtkante nehmen zu.
- Je glatter die DGLF ist, desto schneller verschleißten die Fertigungsstrukturen.
- Je glatter die DGLF ist, desto größer ist die reale/ tatsächliche Kontaktfläche zwischen der DGLF und der Dichtkante. Dadurch reicht ein geringerer hydrodynamischer Druck aus, dass die Dichtkante drehrichtungsunabhängig von der DGLF abhebt, sich ein höherer Dichtspalt bildet und ein höherer Systemförderwert auftritt.

Auf die erste Forschungsfrage baut die zweite Forschungsfrage auf:

2. Forschungsfrage: Wie kann eine alternativ gefertigte Welle auf ihre Eignung als DGLF untersucht werden?

Diese zweite Forschungsfrage impliziert wiederum eine Reihe an Funktionshypothesen, welche darauf abzielen, durch verschiedene Untersuchungen/ Versuche bzw. deren Ergebnisse die Eignung einer DGLF festzustellen:

- Je höher der Systemförderwert einer Radial-Wellendichtung ist, desto höher ist die Dichtsicherheit eines Dichtsystems.
- Je höher der Systemförderwert einer Radial-Wellendichtung ist, desto höher ist die Temperatur im Dichtspalt.
- Je höher die Temperatur im Dichtspalt ist, desto höher ist das vom Dichtsystem verursachte Reibmoment.
- Je geringer das vom Dichtsystem verursachte Reibmoment ist, desto besser eignet sich eine DGLF.

4 Versuchseinrichtungen und Untersuchungsablauf

In diesem Kapitel werden zunächst die im Rahmen der Untersuchungen eingesetzten Messgeräte beschrieben. Daran anschließend wird auf die verwendeten Prüfstände eingegangen. Den Abschluss des Kapitels bildet das Unterkapitel Untersuchungsmethodik, in welchem der Umfang und das Vorgehen der theoretischen und experimentellen Untersuchungen vorgestellt wird.

4.1 Messgeräte

Im ersten Unterkapitel werden verschiedene optische Messeinrichtungen vorgestellt. Danach werden das eingesetzte taktile Rauheitsmessgerät sowie das Radialkraft-Messgerät beschrieben.

4.1.1 Optische Messgeräte

Die eingesetzten optischen Messgeräte umfassen neben bildgebenden Geräten auch Oberflächenmessgeräte sowie ein Thermografie-Messgerät.

Digitalmikroskop Keyence VHX-5000 und IMA-SealObserver®

Das Digitalmikroskop Keyence VHX-5000 wurde in Kombination mit dem IMA-Sealobserver®, siehe Bild 4.1 links, zur Untersuchung der in den Versuchen eingesetzten RWDR verwendet. Durch ein automatisiert vertikal verfahrbares Objektiv ist das Digitalmikroskop mit Hilfe von Focus-Stacking in der Lage, tiefscharfe 2D- oder 3D-Aufnahmen zu erstellen. Die Software ermöglicht eine Längenmessung in einer Ebene senkrecht zur Optik, womit die Verschleißbreite eines RWDRs gemessen werden kann. Um Messfehler zu vermeiden, wird die Dichtkante unter dem Mikroskop so ausgerichtet, dass die Dichtkante senkrecht zum Strahlengang positioniert ist. Dies erfolgt mit Hilfe des IMA-Sealobservers, siehe Bild 4.1 rechts. Neben der Ausrichtung erfolgt auch die Ausleuchtung der Dichtkante durch den IMA-Sealobserver®. Der IMA-Sealobserver® ermöglicht dadurch eine fehlerfreie Vermessung der Verschleißbreite am Umfang der Dichtkante sowie eine visuelle Oberflächenanalyse [144].

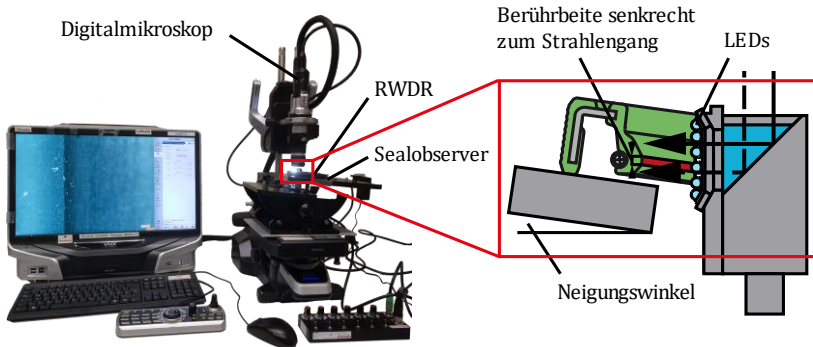


Bild 4.1: Digitalmikroskop Keyence VHX-5000 in Kombination mit dem IMA-Sealobserver® (links), Funktion IMA-Sealobserver® (rechts) nach [144]

IMA-Sealscanner®

Der IMA-Sealscanner® arbeitet nach dem Messprinzip der Laser-Linien-Triangulation [145, 146]. Gemessen werden können die Verschleißbreite und der Innendurchmesser eines RWDRs sowie die Dichtkanten geometrie. Die Messauflösung in Achsrichtung beträgt $16\ \mu\text{m}$ [145]. Zur Vermessung wird der RWDR im Backenfutter aufgespannt. Über einen Umlenkspiegel wird die Laserlinie um 90° auf die Dichtkante umgelenkt (siehe Bild 4.2), wodurch die Innenkontur des Dichtrings untersucht werden kann. Während der Messung dreht die Rotationseinheit am Backenfutter den RWDR mit konstanter Geschwindigkeit um 360° und es werden 10 000 Messschriebe gleichmäßig am Umfang verteilt erstellt [146].

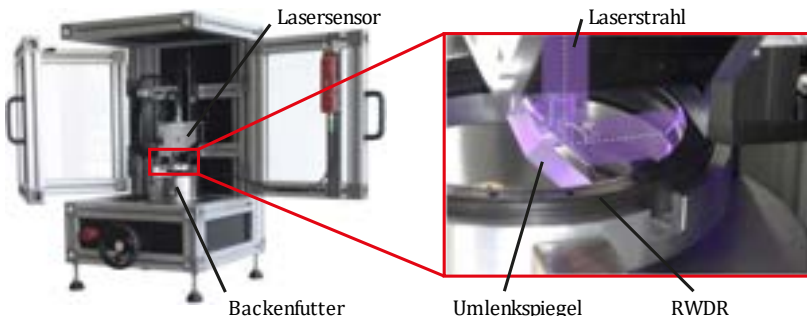


Bild 4.2: Aufbau und Messprinzip des IMA-Sealscanner® nach [145, 147]

Konfokal-Mikroskop Confovis Oberflächen- und Drallmessgerät

Das Konfokal-Mikroskop Confovis Oberflächen- und Drallmessgerät wurde zur optischen Vermessung der in dieser Arbeit untersuchten DGLF eingesetzt. Mit Hilfe des Software-Moduls Lead-Inspect können mit diesem konfokalen Topographiemesssystem eine Makro- und Mikrodrallmessung sowie eine Bestimmung von 2D- und 3D-Oberflächenkenngrößen durchgeführt werden. Detailliertere Informationen zu den Untersuchungsmöglichkeiten des Messsystems können dem IMA-TechSheet #102010 [148] entnommen werden. Durch eine Rotations-einheit ist das Messsystem optimal zur Vermessung von rotationssymmetrischen DGLF geeignet, siehe Bild 4.3.

Das Messprinzip des Konfokal-Mikroskops beruht auf einer strukturierten Beleuchtung (Structured Illumination Microscopy (SIM)), bei der mit Hilfe von zwei Beleuchtungsquellen ein Gittermuster auf die zu vermessende Oberfläche projiziert wird. Durch die Berechnung des Kontrast zwischen beiden Beleuchtungsquellen in verschiedenen Fokuslagen kann die Höhe eines einzelnen Pixels/ Punktes ermittelt werden [149]. Das Messprinzip der strukturierten Beleuchtung liefert eine Höhenauflösung von bis zu 3 nm und eine laterale Auflösung von 267 nm (abhängig von der Beleuchtungswellenlänge) [149]. Neben dem Messprinzip der strukturierten Beleuchtung, welches zur Vermessung von DGLF geeignet ist, steht auch das Messprinzip der Fokusvariation zur Verfügung [148, 149].

Laserscanning-Mikroskop Keyence VK-9710

Das konfokale Laserscanning-Mikroskop Keyence VK-9710 wurde zum Vermessen von Oberflächenstrukturen auf den Dichtkanten der untersuchten RWDR eingesetzt. Das Laserscanning-Mikroskop bietet die Möglichkeit, 3D-Topographien der zu vermessenden Oberflächen zu erstellen und diese in Echtfarbe darzustellen. Neben 3D-Topographien können auch tiefscharfe 2D-Aufnahmen erstellt werden. Ein motorisiert verfahrbarer Objektstisch dient zum Ausrichten der Probe unter einem Objektivrevolver. Zum Vermessen einer Oberfläche wird diese durch eine Abtastoptik mit

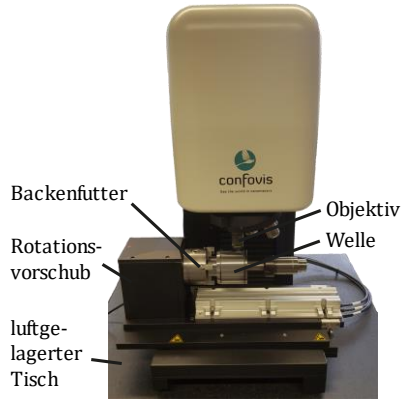


Bild 4.3: Konfokal-Mikroskop Confovis Oberflächen- und Drallmessgerät

einem violetten Laserstrahl (Wellenlänge 408 nm) in mehreren Höhenlagen (Messprinzip der Fokusvariation) in der x-y-Ebene an 1024 x 768 Stellen abgerastert [150]. Dadurch durchläuft die Schärfenebene des Objektivs die Oberfläche des Messbereichs. Während der Messung wird durch einen Photomultiplier der Intensitätsverlauf aufgezeichnet. Im Maximum des Intensitätsverlaufs befindet sich die zu vermessende Stelle im Fokus, woraus die Höheninformationen der Oberfläche abgeleitet werden [150]. Außerdem werden diese Fokuslagen der einzelnen Bildpunkte verwendet, um mit einer Weißlichtquelle tiefscharfe Echtfarb-Bilder zu erzeugen. Bei einem Messfeld von 280 x 210 μm (entspricht einer 50-fachen Vergrößerung) beträgt die laterale Auflösung des Messsystems 0,3 μm und die vertikale Auflösung 1 nm [150]. Durch das Zusammensetzen (stitchen) mehrerer Einzelbilder können größere Oberflächenausschnitte vermessen werden. Mögliche Anwendungsbeispiele und Untersuchungsmöglichkeiten können dem IMA-TechSheet #102030 [151] entnommen werden.

Thermografie-Kamera

Die Temperatur in Dichtspaltnähe wurde während der Dauerlaufversuche mit einer Fluke Ti32 Hand-Thermografie-Kamera in einem 24-Stunden Messintervall gemessen. Im Gegensatz hierzu wurde bei den Reibmomentversuchen die Temperatur in Dichtspaltnähe mit einer stationären Thermografie-Kamera (VarioTHERM HEAD II der Firma Infratec) minütlich gemessen. Bei beiden Thermografie-Kameras wurde der Emissionskoeffizient ϵ_{IR} , in Anlehnung an [75], zu $\epsilon_{\text{IR}} = 0,95$ gewählt. Die Hand-Thermografie-Kamera hat einen Messbereich von $\vartheta = -20\text{ °C}$ bis $+600\text{ °C}$ bei einer Messgenauigkeit von $\pm 2\text{ K}$ oder $\pm 2\%$ des Messwertes (je nachdem welcher Wert größer ist), ein Messfeld von 320 x 240 Pixeln und einen Spektralbereich von 8 – 14 μm [152]. Die stationäre Thermografie-Kamera VarioTHERM HEAD II hat einen Platin-Silizium-Detektor, einen Spektralbereich von 3 – 5 μm und bietet eine optische Auflösung von 25 μm bei 256 x 256 Pixeln bei einem Messfeld von 6 x 6 mm. Der Messbereich liegt bei $\vartheta = +50\text{ °C}$ bis $+250\text{ °C}$, bei einer thermischen Auflösung von unter 0,1 K [153].

4.1.2 Taktiles Rauheitsmessgerät Hommel T8000

Das taktile Rauheitsmessgerät Hommel T8000 ist ein Rauheitsmessgerät gemäß DIN EN ISO 3274 [116]. Es ermöglicht eine taktile Ermittlung von 2D-Rauheitskenngrößen im Tastschnittverfahren entsprechend DIN EN ISO 4287 [117]. Bei der Verwendung eines geeigneten Tasters können mit dem Gerät auch Konturmessungen durchgeführt werden. Durch den Einsatz eines Rotationsvorschubs können auch Makrodrallmessungen nach MBN31007-7 [139] durchgeführt werden (für das genaue Vorgehen

siehe Kapitel 2.4.3). Der Aufbau des taktilen Rauheitsmessgeräts mit dem Tastarm, dem Messtaster und der Rotationseinheit ist in Bild 4.4 abgebildet. Der Messtaster besteht aus einer Diamantspitze mit einem Spitzenradius von $2\ \mu\text{m}$ und einem Öffnungswinkel von 60° sowie einem induktiven Wegaufnehmer. Zur Messung wird die Diamantspitze auf der zu vermessenden

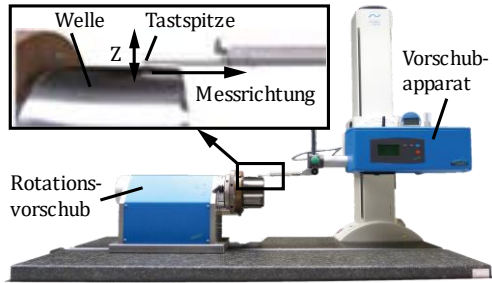


Bild 4.4: Aufbau des taktilen Rauheitsmessgeräts Hommel T8000 nach [10]

Oberfläche aufgesetzt und im Falle einer DGLF axial über die Oberfläche geführt. Der Ausschlag der Diamantspitze wird dabei durch den induktiven Wegaufnehmer in ein elektrisches Signal gewandelt und an die Auswertesoftware übertragen. Eine weitere Einsatzmöglichkeit des taktilen Messgeräts ist laut IMA-TechSheet #102040 [154] die Vermessung von Abständen und Tiefen, wie beispielsweise bei der Vermessung von Laufspuren auf einer DGLF.

4.1.3 Radialkraftmessgerät

Die Radialkraft eines RWDRs ist neben der Elastomerhärte dessen einziger messbarer Materialkennwert [10]. Definiert ist die Radialkraft nach Stoll als „Kraft, mit der sich ein Dichtring über den gesamten Umfang auf die Welle anpresst“ [155]. Die Messung der Radialkraft erfolgt mit einem Messgerät, welches nach dem Zweibackverfahren gemäß DIN 3761-9 [11] arbeitet. Dabei ist eine der Messbacken ortsfest gelagert, während die zweite beweglich und über einen Kraftaufnehmer abgestützt ist, siehe Bild 4.5.

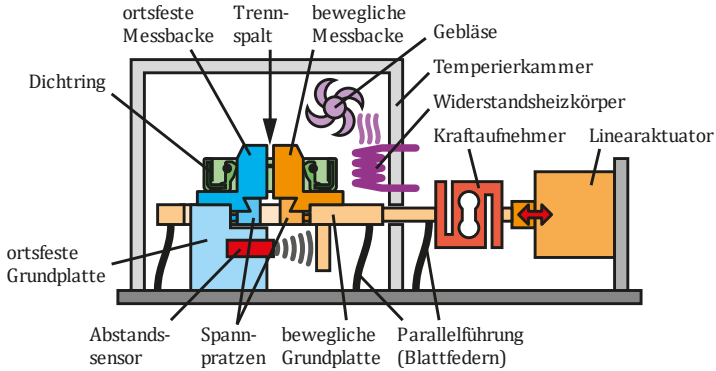


Bild 4.5: Aufbau des Radialkraftmessgeräts [156]

Die am Kraftaufnehmer gemessene Kraft F' stellt allerdings nicht die Radialkraft F_r , sondern die Kraft der in Messrichtung projizierten Linienpressung des RWDRs dar, siehe Bild 4.6. Die Radialkraft ergibt sich aus der gemessenen Kraft F' , indem diese mit π multipliziert wird, siehe Gleichung (4.1).

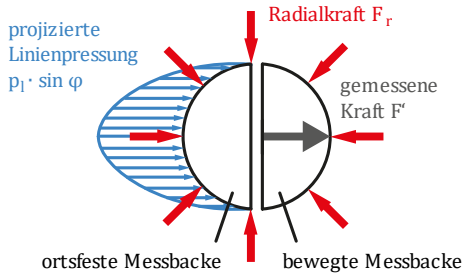


Bild 4.6: Messprinzip Zweibackemethode [157]

$$F_r = F' \cdot \pi \tag{4.1}$$

Um einen Einfluss der Durchmesseränderung durch das Aufziehen eines RWDRs zu vermeiden, erfolgt die Radialkraftmessung durchmesserkompensiert. Hierfür wird der Spalt zwischen beiden Messbacken kontinuierlich mit Hilfe eines Abstandssensors gemessen und durch einen Linearaktuator konstant gehalten, siehe Bild 4.5. Die Radialkraft F_r kann in einem Messbereich von $F_r = 0$ bis 3000 N liegen [156]. Durch eine Temperierkammer können Radialkräfte auch unter Betriebstemperaturen von $\vartheta = -30$ bis $+150$ °C gemessen werden [156]. Neben normgerechten Basismessungen nach einem Messintervall von 10 Sekunden [11] können auch Langzeitmessungen durchgeführt werden. Das Radialkraftmessgerät verfügt über eine Backenverschiebung, die es erlaubt, Dichtringe mit hoher Radialkraft einfacher auf die Messbacken aufzuziehen (Montagehilfe). Außerdem kann die Backenverschiebung für Steifigkeitsuntersuchungen eingesetzt werden [156].

4.2 Prüfstände

Im Folgenden werden die Prüfstände vorgestellt, die im Rahmen dieser Arbeit, eingesetzt wurden. Hierbei handelt es sich um zwei Dauerlaufprüfstände, einen Reibmomentprüfstand und einen Strömungsprüfstand zur visuellen Untersuchung der Dichtspaltströmung. Die Dauerlaufprüfstände wurden auch zur Durchführung von Förderwertmessungen eingesetzt.

4.2.1 Dauerlaufprüfstand

Die in diesem Abschnitt vorgestellten Dauerlaufprüfstände, der 12-Zellen- sowie der 24-Zellen-Dauerlaufprüfstand am IMA, wurden für Praxis- und Förderwertversuche eingesetzt. Beide Prüfstände sind vom Aufbau nahezu identisch und unterscheiden sich lediglich dadurch, dass die Prüfkammern des 12-Zellen-Dauerlaufprüfstands durch einen Kühlkreislauf aktiv gekühlt werden können. Aus diesem Grund wurde dieser Prüfstand zur Durchführung der Förderwertversuche bei einer Ölsumpftemperatur von $\vartheta = 40\text{ °C}$ eingesetzt.

Die Dauerlaufprüfstände sind modular aufgebaut, wobei jedes Modul zwei Prüfkammern umfasst, deren gemeinsame Antriebswelle über einen Keilrippenriemen von einem Servomotor angetrieben wird. Durch den Keilrippenriemen ist der Motor thermisch von den Prüfkammern entkoppelt. Die Antriebswelle wird durch die Rückseite der Prüfkammern in diese geführt, siehe Bild 4.7. Dadurch wird an der Kammerrückseite eine Nebenabdichtung benötigt, welche als PTFE-Manschettendichtung ausgeführt ist. Dieser Aufbau ermöglicht eine frei zugängliche und somit beobachtbare Dichtstelle am zu untersuchenden Dichtsystem. In der Wand der Prüfkammer sind elektrische Heizpatronen verbaut und im Falle des 12-Zellen-Dauerlaufprüfstands, wie bereits beschrieben, Kühlbohrungen angebracht. Dies ermöglicht eine indirekte Temperierung des Öls durch die Prüfkammer und verringert dadurch die Gefahr einer thermischen Schädigung des Öls durch eine zu hohe direkte Temperatureinwirkung. Um die Öltemperatur in den Prüfkammern regeln zu können, sind in den Prüfkammern PT-100 Temperaturfühler montiert. Der zu untersuchende RWDR wird in eine scheibenförmige Dichtringaufnahme gepresst und diese wiederum über einen Zentrierring an der Prüfkammer befestigt.

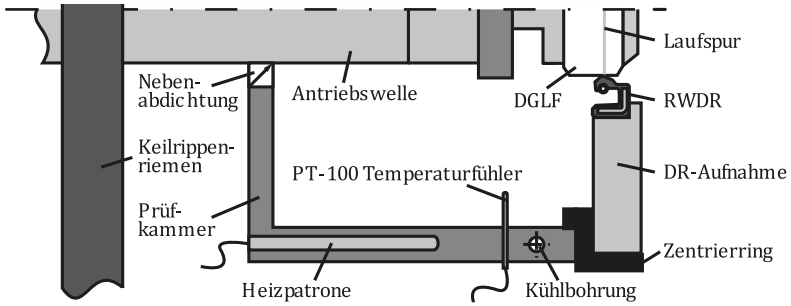


Bild 4.7: Schematischer Aufbau einer Prüfkammer des Dauerlaufprüfstands nach [158]

Als DGLF werden Wellenhülsen verwendet, die mit Hilfe eines Wellenaufnehmers in einer Spannzange mit Hohlchaftkegel (HSK)-Schnittstelle montiert werden, siehe Bild 4.8. Über die HSK-Schnittstelle können die DGLF beidseitig an der Antriebswelle befestigt werden.

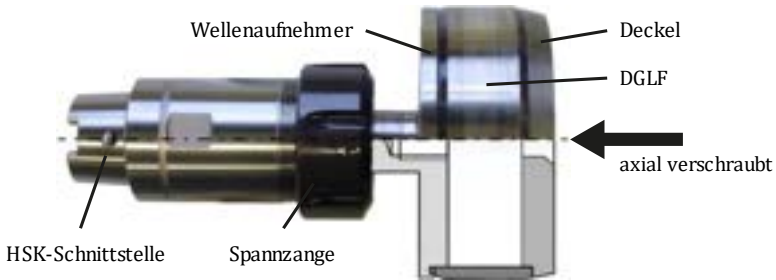


Bild 4.8: Aufbau Spannzange und Wellenaufnehmer nach [159]

Betrieben werden die Prüfkammern bei einem Öl-Füllstand, der bis zur Wellenmitte reicht, was einem Ölvolumen von ca. 1,3 l entspricht. Die technischen Daten der Prüfstände sind in Tabelle 4.1 aufgeführt. Der Betrieb der Prüfstände erfolgt über ein National Instruments LabVIEW-Programm, in dem ein Kollektiv über eine Vorgabedatei mit Drehzahl, Druck, Temperatur und zeitlichem Ablauf vorgegeben werden kann.

Tabelle 4.1: Technische Daten der Dauerlaufprüfstände [160]

Drehzahl [1/min]	Ölsumpftemperatur [°C]	Druck [bar]
-10000 bis +10000	+20 bis +130	bis 2

4.2.2 Reibmomentprüfstand

Der Reibmomentprüfstand wird eingesetzt, um das von einer RWD verursachte Reibmoment zwischen einer DGLF und dem RWDR zu ermitteln. Um eine Messung des Reibmoments zu ermöglichen, wird die Prüfkammer zusammen mit dem RWDR aerostatisch, nahezu reibungsfrei, gelagert, siehe Bild 4.9. Die Messung des Reibmoments erfolgt durch einen Kraftaufnehmer, der die aerostatisch gelagerte Prüfkammer abstützt. Das von der RWD verursachte Reibmoment ergibt sich aus dieser gemessenen Kraft und dem Hebelarm von der Wellenmitte bis zum Kräfteinleitungspunkt am Kraftaufnehmer. Um eine Beeinträchtigung der Reibmomentmessung durch Planschverluste zu vermeiden, erfolgt die Ölversorgung des Dichtkontakts durch eine Anspritzung mit Öl. Das Öl wird in einem externen Temperieraggregat temperiert und durch einen offenen Ölkreislauf bei einem konstanten Volumenstrom an den Dichtkontakt geleitet. Durch den offenen Ölkreislauf entfallen Kabel und Leitungen an die aerostatisch gelagerte Prüfkammer und somit eine negative Beeinflussung der Reibmomentmessung. Die technischen Daten des Reibmomentprüfstands können Tabelle 4.2 entnommen werden.

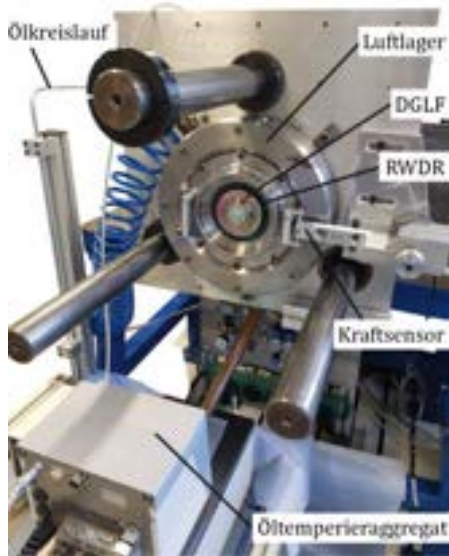


Bild 4.9: Aufbau Reibmomentprüfstand

Tabelle 4.2: Technische Daten des Reibmomentprüfstands [161]

Drehzahl [1/min]	Öltemperatur [°C]
-10000 bis +10000	+20 bis +150

4.2.3 Strömungsprüfstand

Der Strömungsprüfstand wird zur Beobachtung der Vorgänge im Dichtkontakt eingesetzt. Die Beobachtung der Dichtkantenverzerrung und der Dichtspaltströmung erfolgt, wie in Bild 4.10 dargestellt, über ein Kamerasystem und ein Prisma durch eine Glas-Hohlwelle hindurch. Die Glas-Hohlwelle wird von einem Motor über einen Riementrieb angetrieben. Der Aufbau erlaubt Drehzahlen von $n = 0,4$ 1/min bis 220 1/min, siehe Tabelle 4.3. Die Glas-Hohlwelle hat einen Außendurchmesser von $d = 80$ mm. Für eine bessere Wärmeableitung kann anstelle einer Glas-Hohlwelle ($\lambda = 1 - 1,2$ W/(mK) für Kalk-Natron-Glas [162] und Borosilikatglas [163]) auch eine Saphir-Hohlwelle ($\lambda = 27,21 - 42$ W/(mK) [164, 165]) montiert werden, die eine vergleichbare Wärmeleitfähigkeit wie eine Welle aus 100Cr6 ($\lambda = 45$ W/(mK) [166]) aufweist. Um den Einfluss verschiedener Oberflächenstrukturen zu untersuchen, lassen sich auch bandgeschliffene und supergefinishte Hohlwellen aus Plexiglas montieren.

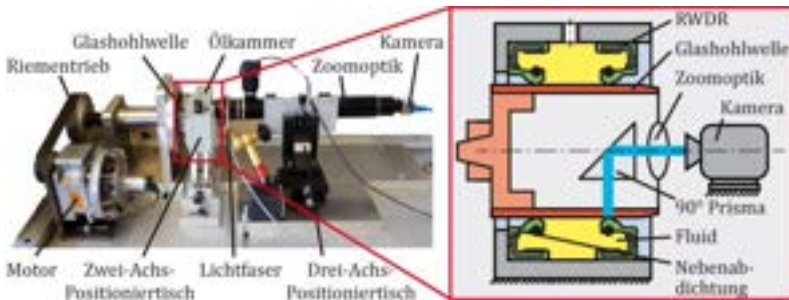


Bild 4.10: Aufbau Strömungsprüfstand nach [48]

Die eingesetzte Zoomoptik ist ein Navitar 1-80100D, mit der in der eingesetzten Konfiguration Zoomstufen von 0,5 - 20-fach möglich sind. Dies entspricht bei der maximalen Zoomstufe einer beobachtbaren Fläche von $300 \times 540 \mu\text{m}$ (abhängig von der Pixelgröße der eingesetzten Kamera). Für zeitlich hochauflösende Betrachtungen kann an die Zoomoptik eine Hochgeschwindigkeitskamera angeschlossen werden.

Die Zoomoptik und die Hohlwellen des Strömungsprüfstandes wurden so konstruiert, dass sie auch an den in Abschnitt 4.2.2 beschriebenen Reibmomentprüfstand montiert werden können. Dadurch kann gleichzeitig zu den visuellen Beobachtungen auch das Reibmoment gemessen werden.

Tabelle 4.3: Technische Daten des Strömungsprüfstands

Drehzahl [1/min]	Zoomstufe [-]
-220 bis -0,4 und 0,4 bis 220	0,5 bis 20-fach

4.3 Untersuchungsmethodik

Das messtechnische und experimentelle Vorgehen ist ausgerichtet an den beiden Zielen dieser Arbeit. Der Erforschung von physikalischen Funktions- und Wirkmechanismen zwischen einem RWDR und einer alternativ gefertigten DGLF sowie der Entwicklung einer Untersuchungsmethodik zur Bestimmung der Eignung einer Welle als DGLF. Hierfür wurden zunächst die zu untersuchenden Wellen mit alternativen Fertigungsverfahren hergestellt. Anschließend wurden folgende Messungen und Untersuchungen durchgeführt:

1. Vermessung/ Charakterisierung der Wellen anhand von Rauheits-, Welligkeits- und Drallkenngrößen (s. Kap. 5.2)
2. Reibmomentmessungen zur Bestimmung von Gümbelzahl-Diagrammen und somit zur Bewertung des Schmierungs- und Reibungszustandes der RWD (s. Kap. 6)
3. Förderwertmessungen zur Bewertung der Dichtsicherheit, durch Bestimmung der RWDR- sowie DGLF-Förderwerte (s. Kap. 7)
4. Praxisuntersuchungen zur Analyse des Funktionsverhaltens (s. Kap. 8)
5. Strömungsuntersuchungen (s. Kap. 9) an konditionierten RWDR sowie an alternativ gefertigten Plexiglas-Hohlwellen

Abschließend wird auf Basis der Ergebnisse dieser Versuchs-/ Untersuchungsblöcke eine Untersuchungsmethodik zur Bestimmung der Eignung einer Welle als DGLF abgeleitet/ vorgestellt (s. Kap. 11). Zu Vergleichszwecken werden sämtliche Untersuchungen auch mit einer im Einstich geschliffenen Referenz-DGLF durchgeführt.

Nähere Erläuterungen zum Vorgehen in den einzelnen Versuchs- und Untersuchungsblöcken folgen in den jeweiligen Kapiteln. Dabei werden auch Vorüberlegungen und -untersuchungen zu den einzelnen Versuchsblöcken vorgestellt.

5 Eingesetzte Versuchsteile und ihre Charakterisierung

In diesem Kapitel werden die eingesetzten Versuchsteile (RWDR, DGLF und Schmiermittel) beschrieben. Während bei den RWDR und dem Schmiermittel lediglich zu Vergleichszwecken und in wenigen Versuchen der Hersteller oder das Öl verändert wurden, liegt der Fokus der Arbeit auf verschiedenen alternativ gefertigten DGLF. Das Vorgehen bei den messtechnischen Untersuchungen der verschiedenen DGLF sowie deren Ergebnisse werden in Abschnitt 5.2 vorgestellt.

5.1 RWDR

Als RWDR wurden Simmerringe der Bauform BAUM A (BAU5X2, ohne Schutzlippe und mit Elastomer ummanteltem Dichtungssitz) aus NBR, mit den Abmessungen 80 mm x 100 mm x 10 mm eingesetzt. Die Wahl von NBR als RWDR-Material erfolgte, da es bei diesem nach [24] zu keinem Welleneinlauf kommt. Dadurch kann der Einfluss von Oberflächenstrukturen der DGLF auf die Funktion einer RWD über die komplette Versuchsdauer untersucht werden. Bei den eingesetzten RWDR wird die Dichtkante nach dem Spritzvorgang mechanisch bearbeitet („gestochen“). Die Elastomerhärte der RWDR beträgt nach Herstellerangaben 75 Shore A. Zu Vergleichszwecken wurden in wenigen Versuchen NBR-RWDR vom Typ TRA A der gleichen Bauform eines zweiten Herstellers verwendet, siehe Kap. 10.

5.1.1 Radialkraft

Die Radialkraft aller eingesetzten RWDR wurde jeweils vor und nach jedem Versuch, mit dem in Abschnitt 4.1.3 beschriebenen Radialkraftmessgerät, gemessen. Damit die Radialkraft der RWDR, trotz Relaxationsvorgänge, über die komplette Versuchsdauer nahezu konstant bleibt, wurden die RWDR vor jedem Versuch und vor jeder Radialkraftmessung für 48 Stunden auf einer Welle ($d = 80$ mm) ausgelagert. Die Radialkraftmessung erfolgte fünfmal je RWDR, wobei der RWDR nach jeder Messung um 90° gedreht wurde. Dadurch erfolgte an der ersten Messposition auch die fünfte Messung. Die Radialkraft berechnet sich aus dem arithmetischen Mittelwert der ersten bis vierten Messung. Anhand der fünften Messung kann der Relaxationsvorgang der RWDR überprüft werden.

Da es sich bei der Radialkraft um eine temperaturabhängige Messgröße handelt, wurde die Radialkraft auch in Abhängigkeit der Temperatur bestimmt. Hierfür wurden die Radialkräfte von je drei RWDR aus NBR beider Hersteller (A und B) bei verschiedenen Temperaturen, in ausgelagertem und nicht ausgelagertem Zustand, gemessen. Die Auslagerung bzw. Lagerung der RWDR erfolgte 48 Stunden vor der Radialkraftmessung bei derselben Temperatur wie die Messung selbst. Zur Bestimmung der Temperaturabhängigkeit wurden fünf Temperaturstufen ausgewählt: 20 °C (Raumtemperatur, gewöhnliche Temperatur bei der Radialkraftmessung), 45 °C, 70 °C, 95 °C und 120 °C. Um vor jeder weiteren Temperaturstufe wieder die gleiche Ausgangssituation zu erreichen, wurden die unmontierten RWDR nach jeder Radialkraftmessung für mindestens 34 Stunden bei Raumtemperatur gelagert. Bild 5.1 zeigt, dass die vor jeder Temperaturstufe gemessenen Radialkräfte bei den ausgelagerten RWDR alle auf einem Niveau liegen (rote Geraden). Betrachtet werden hierbei jeweils die arithmetischen Mittelwerte der Radialkräfte der drei identischen RWDR.

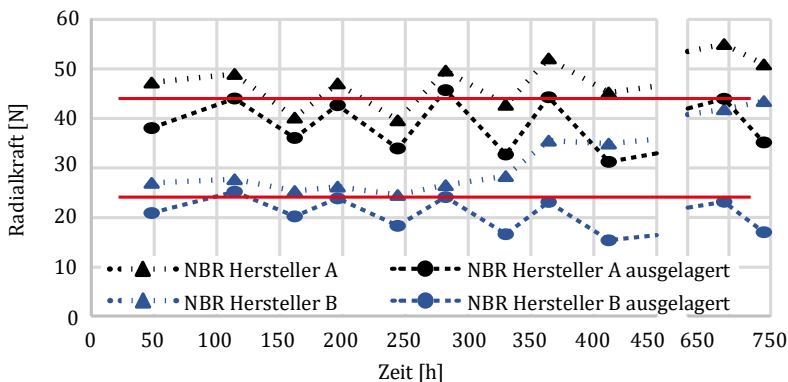


Bild 5.1: Relaxation der Radialkraft vor jeder Temperaturstufe (NBR)

In Bild 5.2 sind die Verläufe der Radialkraft für ausgelagerte und nicht ausgelagerte RWDR über der Temperatur, als arithmetische Mittelwerte der Radialkräfte der drei jeweils identischen RWDR, dargestellt. Die Temperaturabhängigkeit der Radialkraft ist für ausgelagerte RWDR geringer als bei nicht ausgelagerten RWDR. Außerdem ist festzustellen, dass bei ausgelagerten RWDR die Radialkraft kontinuierlich mit zunehmender Temperatur abnimmt. Im Gegensatz hierzu nimmt die Radialkraft bei nicht ausgelagerten RWDR zunächst mit zunehmender Temperatur ab, um anschließend bei höheren Temperaturen, wieder zuzunehmen.

Die temperaturabhängige Radialkraft der in den Versuchen eingesetzten RWDR kann über die Approximation der Messpunkte zur Bestimmung der Temperaturabhängigkeit ermittelt werden. Hierfür wird die Approximation auf der y-Achse um den Offset zwischen der gemittelten Radialkraft zur Bestimmung der Temperaturabhängigkeit bei Raumtemperatur und der standardmäßig gemessenen Radialkraft des eingesetzten RWDRs verschoben.

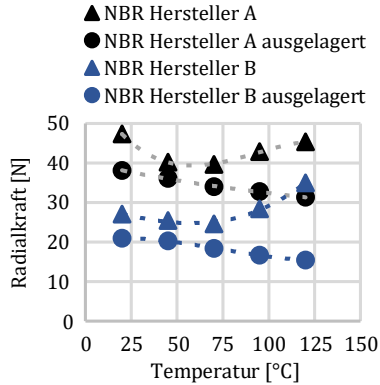


Bild 5.2: Temperaturabhängigkeit der Radialkraft bei NBR-RWDR

5.1.2 Verschleißbreite und Befundung der Dichtkante (IMA-MARS)

Die Messung der Verschleißbreite erfolgte zum einen optisch anhand von Bildern, die mit Hilfe des Digitalmikroskops und des Sealobservers®, siehe Kap. 4.1.1, erstellt wurden und zum anderen, für eine größere Datenbasis, mit Hilfe des IMA-Sealscanners®, siehe Kap. 4.1.1. Vor dem Start der manuellen Verschleißbreitenmessung eines RWDRs wurden die Dichtkanten so unter dem Digitalmikroskop ausgerichtet, dass der Blick senkrecht auf die Dichtkante trifft. Im ersten Schritt wurde der Zustand der Dichtkante im ungereinigten Zustand dokumentiert, um so z. B. lösliche Ölkohleablagerungen nachzuweisen, siehe Bild 5.3 links.



Bild 5.3: Ungereinigte (links) und in gereinigtem Zustand vermessene (rechts) Dichtkante

Für die manuelle Verschleißbreitenbestimmung wurden an 16 Stellen gleichmäßig am Umfang verteilt Bilder der gereinigten Dichtkante aufgenommen und an diesen die Verschleißbreite der Dichtkante gemessen, siehe Bild 5.3 rechts. In der Auswertung wurden neben dem Mittelwert der Verschleißbreite auch die Extrema betrachtet. Während die mittlere Verschleißbreite zur Berechnung der mittleren Flächenpressung p_m eingesetzt wurde, wurde die maximale Verschleißbreite als Ausfallkriterium verwendet. Zusätzlich wurden bei jedem RWDR 3D-Bilder der Dichtkante an der obersten und untersten Position erstellt und der komplette Umfang auf Beschädigungen untersucht und diese ggf. durch ein Bild dokumentiert.

Die Bewertung des Dichtkantenverschleißes/ -zustands erfolgt anhand der IMARS (Matrix for the Advanced Rating of Seals) [167]. Diese enthält vier Kategorien zur Bewertung des Zustandes einer Dichtkante, die wie folgt gegliedert sind:

1. **Mechanischer Verschleiß:** Verschleißpartikel, asymmetrischer Verschleiß, rauher Verschleiß und Ausbrüche, umlaufende Riefen im weichen Elastomer, luftseitige Hohlkehle
2. **Thermische Schädigung:** Verfärbung, Verhärtung, axiale Kratzer im verhärteten Bereich, umlaufende Riefen im verhärteten Bereich
3. **Ölkohleablagerungen:** anhaftend, löslich
4. **Chemische Schädigung:** Deformation, Risse im weichen Elastomer, Blasen

Die Bewertungsmatrix wurde so modifiziert, dass eine Bewertung der einzelnen Unterkategorien mit einer Note zwischen 1 bis 5 erfolgte. Auf diese Weise ist es möglich, eine Bewertung für die Hauptkategorien (mechanischer Verschleiß, thermische Schädigung, Ölkohleablagerungen und chemische Schädigung) aus einer Mittelwertbildung der Unterkategorien zu ermitteln und daraus wiederum über einen Mittelwert den Gesamtzustand zu bewerten. Die Bewertung der Unterkategorien erfolgt dabei je nach Kategorie über alle gleichmäßig am Umfang erstellten Bilder, die kritischste Stelle am ganzen Umfang oder die Anzahl der am ganzen Umfang auftretenden zu bewertenden Merkmalen und eine Bewertungsskala. Durch dieses Vorgehen wird eine gleichbleibende Bewertung der Dichtkanten und damit eine Vergleichbarkeit der Bewertungen gewährleistet.

Die verschiedenen Unterkategorien des mechanischen Verschleiß entstehen nach Bauer [10] durch schlechte Schmierzustände (Mangelschmierung), zu raue, schadhafte bzw. drallbehaftete DGLF, ungünstige Betriebsbedingungen, Überdruck, Partikel oder andere Störgrößen. Verschleißpartikel in der Dichtzone und Riefen im Elastomer behindern laut Bauer den axialen und tangentialen Fluidstrom im Dichtspalt. Sie können außerdem die Dichtkante lokal anheben und ohne Vorwarnung Leckage verursachen.

Bei einer thermischen Schädigung verhärtet die Dichtkante oder es kann sich Ölkohle bilden. In beiden Fällen kann sich die Dichtkante nicht mehr verzerren, wodurch der dynamischen Rückfördermechanismus (siehe Kap. 2.1.3) ausfällt und schließlich Leckage auftritt. Im Falle einer Ölkohlebildung und Eindringen von Partikeln in den Dichtspalt wird die Dichtkante zusätzlich lokal angehoben, wodurch es ebenfalls zu Leckage kommt [10].

5.2 Dichtungsgegenlauffläche

Als DGLF wurden Wellenhülsen mit zwei verschiedenen Geometrien (Geometrie 1: 80 mm x 70 mm x 54 mm; Geometrie 2: 80 mm x 45 mm x 25 mm) verwendet. Die verschiedenen Geometrien resultieren aus den unterschiedlichen Anforderungen der eingesetzten Fertigungsverfahren (z. B. maximale Schneidenlänge). Geometrie 1 wird beim Schleifen im Einstich (als Referenz) und Bandschleifen (mit und ohne Axialbewegung), Geometrie 2 beim Roll- und Schälldrehen verwendet. Für eine Beschreibung der Fertigungsverfahren siehe Abschnitt 2.3. Die verschiedenen Fertigungsverfahren werden in dieser Arbeit entsprechend der in Tabelle 5.1 aufgeführten Abkürzungen bezeichnet. Die eingesetzten DGLF wurden mit der entsprechenden Abkürzung für das Fertigungsverfahren (siehe Tabelle 5.1) und in der Reihenfolge abnehmender Rauheit (nach Sa) nummeriert.

Tabelle 5.1: Abkürzungen für die eingesetzten Fertigungsverfahren

Fertigungsverfahren	Abkürzung/ Bezeichnung	Eingesetzte DGLF
Schleifen im Einstich	Ref	Ref_1 Ref_G
Bandschleifen ohne Axialbewegung	BS	BS_1 – BS_8
Bandschleifen mit Axialbewegung/ Superfinishen	SF	SF_1 – SF_7
Rolldrehen	RD	RD_1 – RD_7
Schälldrehen	SD	SD_1 – SD_8 SD_G_1 – SD_G_2

Um verschieden raue DGLF zu erzielen, wurden die Wellenhülsen beim Bandschleifen mit Schleifbändern unterschiedlicher Körnung (180 bis 1200) und beim Roll- und Schälldrehen mit Schneiden unterschiedlicher Rauheit ($R_a = 0,2$ bis $0,65$ mm) bearbeitet. Darüber hinaus wurde bei den Drehverfahren die Vorschubgeschwindigkeit v ($v = 0,075$ bis $0,25$ mm/U) variiert. Die detaillierten Fertigungsparameter sowie die

Ergebnisse der Korrelationsbetrachtungen zwischen den Fertigungsparametern und den Rauheitskenngrößen sind im Anhang in Abschnitt 14.1 aufgeführt.

Die Wellenhülsen sind aus dem Wälzlagerstahl 100Cr6 ($\lambda = 45 \text{ W/(mK)}$) und weisen eine Härte von $58 \pm 2 \text{ HRC}$ auf [166]. Zu Vergleichszwecken (siehe Kapitel 10) wurden auch Wellenhülsen aus Gussmaterial (EN-GJS-400-15), die im Einstich geschliffen oder schälgedreht sind, untersucht.

5.2.1 Oberflächenuntersuchung und -auswertung

Die messtechnische Charakterisierung der DGLF erfolgte in einem mehrstufigen Prozess:

1. Visuelle Analyse
2. Taktile Vermessung: Bestimmung der 2D- und Makrodrall-Kenngrößen
3. Optische Vermessung: Bestimmung der 3D- und Mikrodrall-Kenngrößen
4. Optische Vermessung: Bestimmung der 2D-Rauheit in Umfangsrichtung

Nachfolgend wird das Vorgehen bei den einzelnen Untersuchungsschritten und deren Auswertung vorgestellt.

1. Visuelle Analyse

Die visuelle Analyse der DGLF erfolgte mit dem in Abschnitt 4.1.1 beschriebenen Digitalmikroskop Keyence VHX-5000, bei 100- und 200-facher Vergrößerung. Das Ziel dieser Untersuchung ist es, die charakteristischen fertigungsbedingten Oberflächenstrukturen der DGLF auf ihre Ausprägung zu untersuchen.

2. Taktile Vermessung: Bestimmung der 2D- und Makrodrall-Kenngrößen

Die taktile Vermessung der DGLF erfolgte am Rauheitsmessgerät Hommel T8000, siehe Kap. 4.1.2, nach dem in Abschnitt 2.4.1 beschriebenen Vorgehen. Die Mes-schriebe für die 2D-Rauheitsmessung wurden dabei in einem Arbeitsschritt mit der Makrodrallmessung nach der Daimler Werksnorm MBN 31007-7 [139], siehe Abschnitt 2.4.3, erstellt. Die im folgenden Abschnitt präsentierten Rauheitswerte stellen daher den arithmetischen Mittelwert von 72 gleichmäßig über den Umfang verteilten Rauheitsmessungen dar. Für eine normgerechte Rauheitsmessung mit einer Grenzwellenlänge von $\lambda_c = 0,8 \text{ mm}$ wurde die Taststrecke zu $l_t = 4,8 \text{ mm}$ gewählt. Der Tastspitzenradius betrug $r_{\text{tip}} = 2 \text{ }\mu\text{m}$.

3. Optische Vermessung: Bestimmung der 3D- und Mikrodrall-Kenngrößen

Die Topographien zur Bestimmung der 3D-Kenngrößen sowie die zur Bestimmung der Mikrodrall-Kenngrößen wurden am Konfokal-Mikroskop Confovis aufgenommen, siehe Abschnitt 4.1.1. Die Auswertung der Mikrodrall-Kenngrößen erfolgte mit der in Abschnitt 2.4.3 beschriebenen IMA-Mikrodrall®Analyse.

Zur Bestimmung der 3D-Kenngrößen wurde jede DGLF an drei axialen Stellen und mit einem Winkerversatz von jeweils 120° zur vorherigen Messposition vermessen. Die im folgenden Abschnitt angegebenen 3D-Kennwerte stellen den arithmetischen Mittelwert der Rauheitskennwerte an den drei unterschiedlichen Messpositionen dar. Die bei optischen Messdaten notwendige Messdatenaufbereitung erfolgte entsprechend dem in Bild 2.29 dargestellten Vorgehen.

4. Optische Vermessung: Bestimmung der 2D-Rauheit in Umfangsrichtung

Zur Bestimmung und zum Vergleich der 2D-Rauheit in Umfangs- und in Achsrichtung wurden aus den Topographien zur Bestimmung der 3D-Kenngrößen je 2500 Profilschriebe in Achs- und Umfangsrichtung entnommen. Um den Einfluss einer schräg montierten DGLF oder eines schief montierten RWDRs auf die Rauheit im Bereich der DGLF, der von der Dichtlippe überstrichen wird, ermitteln zu können, wurden zusätzlich 2500 Profilschriebe mit einer Winkelaabweichung von 1° von der Umfangsrichtung erzeugt. Die Filterung der Messdaten in die Rauheits- und Welligkeitskenngrößen erfolgte, aufgrund der gewählten Messfläche, mit einer Grenzwellenlänge von $\lambda_c = 0,25$ mm. Die im nächsten Abschnitt präsentierten Ergebnisse stellen die Mittelwerte der Kenngrößen aus diesen 2500 Profilschrieben dar.

5.2.2 Ergebnisse Oberflächenuntersuchung

Die in diesem Abschnitt und im Anhang (Kap. 14.2) in Diagrammen dargestellten Rauheits- und Drall-Kenngrößen, sind die Kenngrößen, die je Fertigungsverfahren mit Hilfe von Korrelationsbetrachtungen als voneinander unabhängig ermittelt wurden (siehe Kap. 14.2.6). Zusätzlich sind die Kenngrößen dargestellt, für die es Empfehlungen hinsichtlich des Einsatzes als DGLF gibt, siehe Kap. 2.2. Für die Regressionsbetrachtungen in den nachfolgenden Kapiteln wurden diese unabhängigen Kenngrößen aus den einzelnen Messungen nochmals untereinander auf Korrelationen untersucht. Die auf diese Weise als unabhängig ermittelten Kenngrößen, siehe Tabelle 14.19, wurden als Eingangsgrößen in den Regressionsbetrachtungen verwendet. Die restlichen Kenngrößen sind im Anhang in Kap. 14.2 in tabellarischer Form enthalten.

Visuelle Analyse

Die Oberflächenstrukturen der untersuchten DGLF sind in Bild 5.4 dargestellt. Mit Ausnahme der im Einstich geschliffenen Referenz-DGLF (Ref_1) ist je Fertigungsverfahren die raueste (oben) und glatteste (unten) DGLF abgebildet.

Die im Einstich geschliffene DGLF Ref_1 weist die für dieses Fertigungsverfahren typischen doppelt konvergenten, kurzen Schleifriefen auf. Im Gegensatz hierzu zeigen die bandgeschliffenen, roll- und schälgedrehten DGLF um den kompletten Umfang umlaufende, geschlossene Oberflächenstrukturen. Die supergefinishten DGLF weisen gekreuzte Oberflächenstrukturen auf, die denen des Honens ähnlich sind. Allerdings schneiden sich die Strukturen beim Superfinishen, aufgrund der Bearbeitungskinetik und der daraus resultierenden Sinusform der einzelnen Schleifriefen, in unterschiedlichen Winkeln. Die abgebildeten Oberflächen wurden alle bei denselben Beleuchtungseinstellungen aufgenommen. Aufgrund der stärkeren Reflexion des Lichtes in alle Raumrichtungen, sind die Bilder der glatteren Oberflächen zum Teil dunkler als die der rauen DGLF (z. B. SF_1 und SF_7).

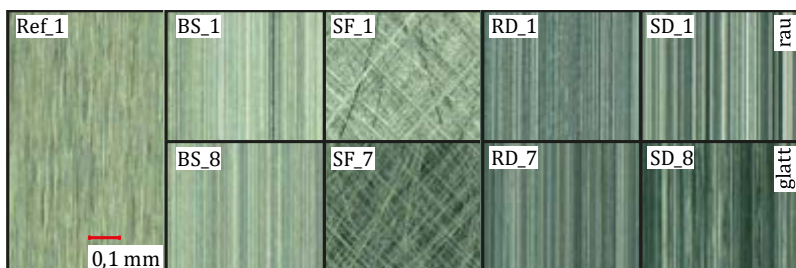


Bild 5.4: Oberflächenstrukturen der eingesetzten DGLF

Makrodrall

Für die Makrodrall-Bewertung der eingesetzten DGLF werden nach Tabelle 14.4 die Makrodrall-Kenngrößen Periodenlänge (DP), Dralltiefe (Dt) und Drallwinkel (Dv) bei beiden Messungen (360° und 36° Messrastrer) analysiert, siehe Bild 5.6 bis Bild 5.8 sowie Bild 14.1 bis Bild 14.3. Zur Bewertung der Makrodrall-Ausprägung werden die in Tabelle 2.5 vorgestellten Empfehlungen des Instituts für Maschinenelemente, welche für im Einstich geschliffene DGLF gültig sind, auch für alternativ gefertigte DGLF angewendet. Die Bereiche in denen sich die Kennwerte befinden sollen, damit die DGLF als frei von Makrodrall gelten, sind in den Diagrammen grün hinterlegt. Liegen die Kennwerte in den Diagrammen in einem rot hinterlegten Bereich, weisen die DGLF Makrodrall auf.

Die BS-DGLF weisen mit Ausnahme von BS_1 in den 36° Messungen alle einen Makro-Linksdrall mit einer Gängigkeit (DG) von $DG = -1$ auf. Die DGLF BS_1 zeigt aufgrund der Dralltiefe einen Makro-Nulldrall (siehe Kap. 2.4.3). Wie in [168–170] beschrieben, entstehen auf den BS-DGLF fertigungsbedingt keine perfekt umlaufenden Oberflächenstrukturen, sondern Strukturen, die geringe axiale Abweichungen aufweisen, siehe Bild 5.5. Diese Abweichungen können durch ein axiales Spiel des Schleifbandes oder eine schräg oder exzentrisch aufgespannte DGLF während der Bearbeitung entstehen. Durch die axialen Abweichungen gibt es am Umfang Abschnitte mit Rechts- (1.), Links- (2.) oder Nulldrall/ Drallfreiheit (3.). Daraus ergibt sich in den 36°-Messungen je nach Position am Umfang ein unterschiedliches Ergebnis, weshalb bei diesen DGLF die Bewertung über den kompletten Umfang (360°-Messung) maßgeblich ist.

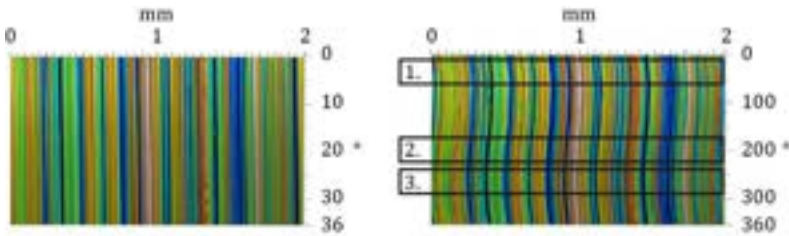


Bild 5.5: Pseudo-Oberflächentopografie einer BS-DGLF über 36° (links) und 360° (rechts) [170]

Bei den Ref-DGLF ist die DGLF Ref_1 frei von Makrodrall und die Guss-DGLF Ref_G zeigt einen Makro-Rechtsdrall. Für die DGLF Ref_G ist die Bewertung, aufgrund von starken Unterschieden bei der Gängigkeit zwischen beiden Messrastern (360°: $DG = 0$ und 36°: $DG = 24$) und einer dementsprechend unterschiedlich zu bewertenden Dralltiefe, nicht eindeutig. Bei den SF-DGLF sind neben den geringen Dralltiefen, siehe Bild 5.7, die teils erheblichen Unterschiede der Gängigkeit/ des Drallwinkels zwischen den beiden Messrastern hervorzuheben. Diese Unterschiede sind auf die ungleichmäßige Verteilung der Oberflächenstrukturen bei den SF-DGLF, siehe Bild 5.4, zurückzuführen. Nach der Messung über 360° weisen, mit Ausnahme von SF_2 und SF_6, alle SF-DGLF einen Makro-Linksdrall auf.

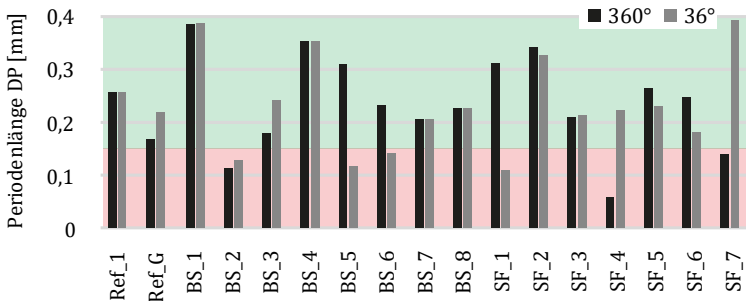


Bild 5.6: Periodenlänge bei den Ref-,BS- und SF-DGLF, Empfehlungen nach [94] für Ref-DGLF

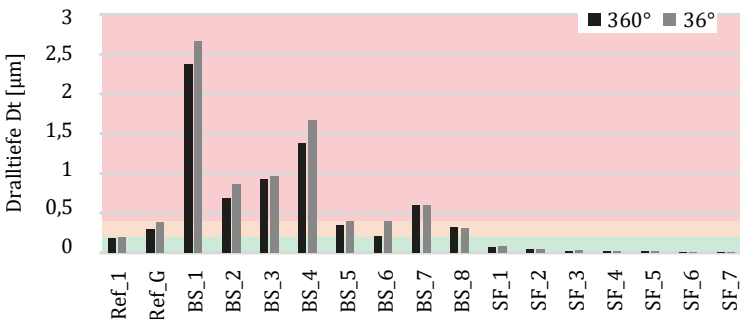


Bild 5.7: Dralltiefe bei den Ref-, BS- und SF-DGLF, Empfehlungen nach [94] für Ref-DGLF

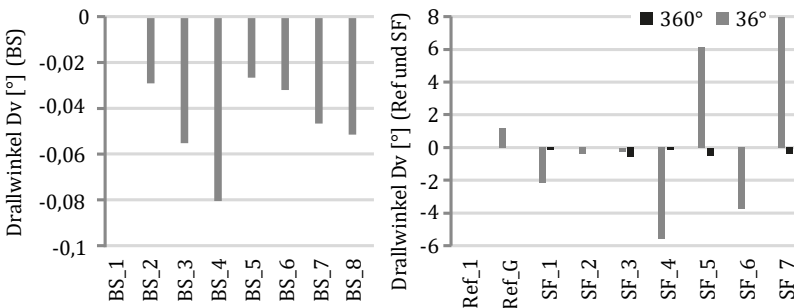


Bild 5.8: Drallwinkel bei den BS- (links) sowie den Ref- und SF-DGLF (rechts)

Bei den roll- und schälgedrehten DGLF zeigt jeweils eine DGLF in einer der beiden Messungen eine Gängigkeit von $DG = 1$ (SD_8 bei 360° - und RD_6 bei 36° -Messung). Die restlichen DGLF unterscheiden sich anhand ihrer Dralltiefe in DGLF, die frei von Makrodrall sind, siehe Bild 14.2 grüner Bereich, oder einen Nulldrall, siehe Bild 14.2 roter Bereich, aufweisen.

Mikrodrall

Die Bewertung des Mikrodralls erfolgt anhand der Medianwinkel der Winkel- und Volumenverteilung (SdmedianS und SdmedianV), der arithmetisch gemittelten Mikrodralltiefe (Sdt) sowie der Standardabweichung der Winkolorientierung (SdStd). Diese Kenngrößen sind nachfolgend sowie im Anhang in Kap. 14.2.2 in Diagrammen dargestellt. Wie bereits bei der Bewertung des Makrodralls sind zu einer ersten Bewertung der Drall-Kenngrößen die Empfehlungen aus [94] für im Einstich geschliffene DGLF farblich hervorgehoben.

Die zur Auswertung des Mikrodralls eingesetzte IMA-Mikrodrall® Analyse führt bei den SF-DGLF zu keinen belastbaren Ergebnissen, da die sich kreuzenden und gekrümmten Oberflächenstrukturen (Sinusform der Schleifriefen) nicht fehlerfrei als Links- oder Rechtsdrallstrukturen eingeordnet werden können. Daher sind die winkelabhängigen Kenngrößen in Bild 5.9 und Bild 5.11 mit einem roten X versehen. Bild 5.12 zeigt, dass die gemittelte Mikrodralltiefe bei den SF-DGLF mit abnehmender Rauheit (aufsteigender Nummerierung) abnimmt.

Da sowohl der Wert für SdmedianS als auch der für SdmedianV bei der DGLF Ref_1 etwas über der Empfehlung von $0,05^\circ$ für diese Kenngrößen liegt, weist Ref_1 einen geringen Mikro-Rechtsdrall auf. Die BS-, RD- und SD-DGLF haben alle sehr kleine Werte für SdmedianS und SdmedianV (Bild 5.9 und Bild 14.4), sie weisen demnach keinen Mikrodrall auf.

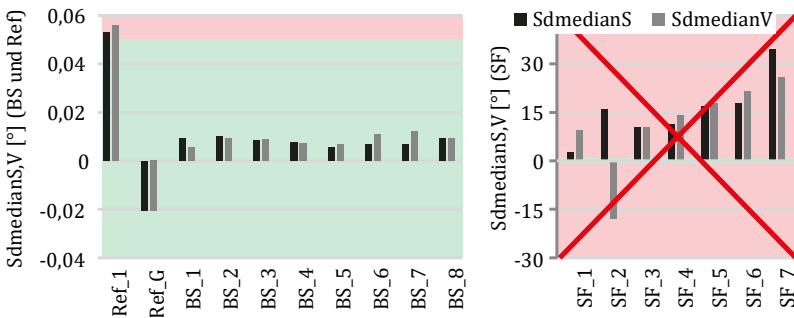


Bild 5.9: SdmedianS und SdmedianV bei den Ref- und BS-DGLF (links) und den SF-DGLF (rechts)

In Bild 5.10 sind exemplarisch je eine Volumenverteilungskurve einer Ref- und einer SD-DGLF, beispielhaft für die BS-, RD- und SD-DGLF, dargestellt. Die schmalere Verteilung der SD-DGLF gegenüber der Ref-DGLF ist deutlich zu erkennen. Bild 5.11 und Bild 14.6 zeigen, dass alle BS-, RD- und SD-DGLF den für Ref-DGLF geforderten Wert für SdStd nicht einhalten (rot hinterlegter Bereich). Aufgrund der schmalen Verteilungskurven sind diese DGLF anfällig für montagebedingte Ausfälle (z. B. Schrägstellung der DGLF oder des RWDRs). Die gemittelte Mikrodralltiefe Sdt nimmt bei den BS-DGLF mit abnehmender Rauheit (aufsteigender Nummerierung) ab (siehe Bild 5.12), während bei den RD- und SD-DGLF die Werte für alle DGLF nahezu konstant sind (siehe Bild 14.5).

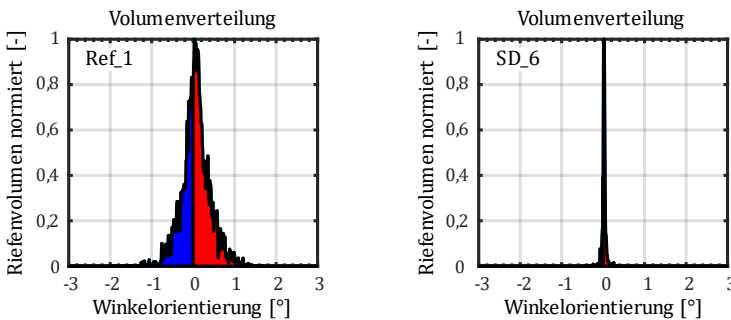


Bild 5.10: Exemplarische Volumenverteilungskurven Mikrodrall-Messung

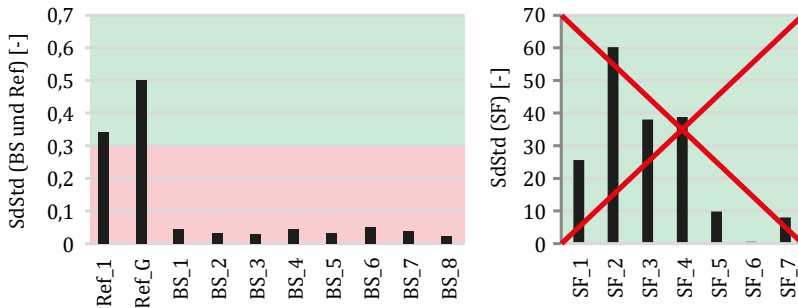


Bild 5.11: SdStd bei den Ref- und BS-DGLF (links) sowie den SF-DGLF (rechts)

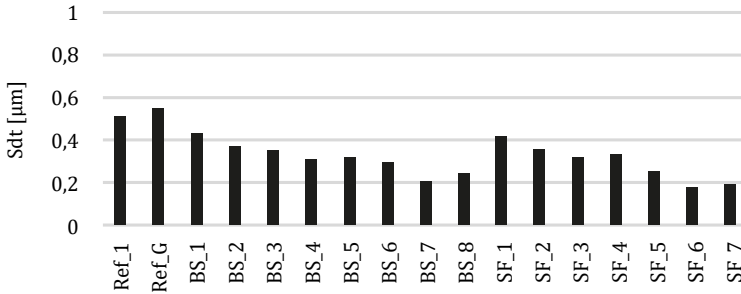
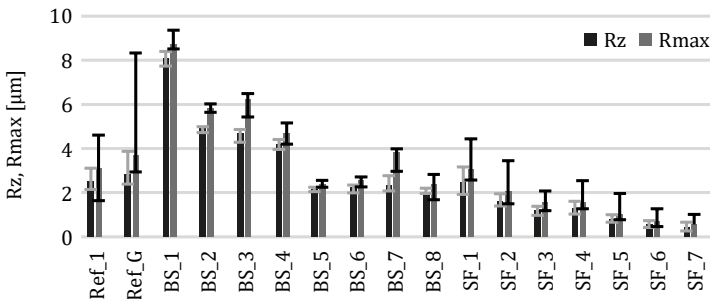


Bild 5.12: Sdt bei den Ref-, BS- und SF-DGLF

2D-Kenngrößen und dominante Welligkeit

In Bild 5.13 und Bild 5.14 sind die Rauheitskenngrößen R_z und R_{max} der eingesetzten DGLF dargestellt. Die Balken stellen den Mittelwert der 72, gleichmäßig über den Umfang verteilten, Messprofile dar. Die Streubalken zeigen die minimalen und maximalen Werte der Rauheitskenngrößen innerhalb der 72 Messstellen. Mit wenigen Ausnahmen sind die Streuungen der Rauheitskenngrößen bei den BS-, RD- und SD-DGLF geringer als bei den Ref- und SF-DGLF. Daraus ist ersichtlich, dass bei diesen Fertigungsverfahren die Oberflächen am Umfang der DGLF aufgrund der umlaufenden Strukturen homogener sind. Die größeren Streuungen bei den Guss-DGLF sind auf das Gussmaterial (z. B. Poren) zurückzuführen.

Bild 5.13: R_z und R_{max} bei den Ref-, BS- und SF-DGLF

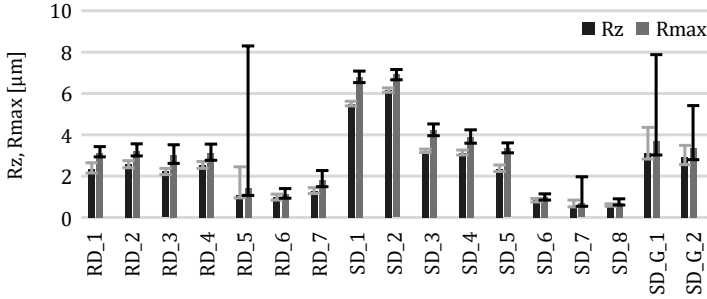


Bild 5.14: Rz und Rmax bei den RD- und SD-DGLF

Die Welligkeitskenngrößen Wt und Wt_{10} (Wt über eine Messstrecke von 10 mm ermittelt) sowie die Profiltiefe Pt sind in Bild 5.15 und Bild 5.16 dargestellt. Die RD-DGLF weisen bei beiden Welligkeitskenngrößen die höchsten Werte auf. Die restlichen Fertigungsverfahren ergeben mit wenigen Ausnahmen (z. B. BS_1, SD_1 und SD_2) eine niedrigere Welligkeit.

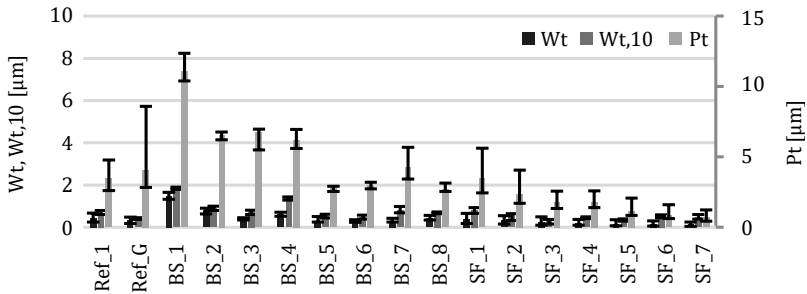


Bild 5.15: Wt , Wt_{10} und Pt bei den Ref-, BS- und SF-DGLF

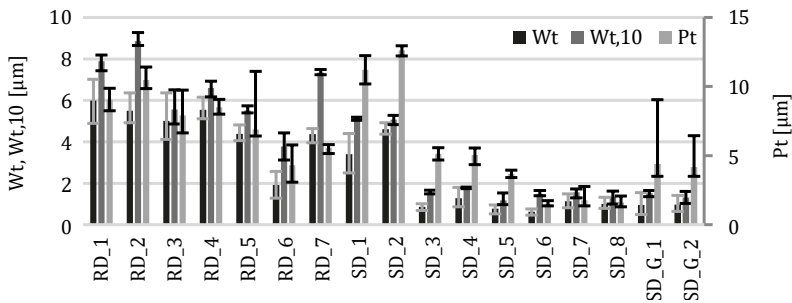


Bild 5.16: Wt , Wt_{10} und Pt bei den RD- und SD-DGLF

In Tabelle 5.2 sind die Bereiche der Rauheitskenngrößen der eingesetzten DGLF zusammengefasst. Die Übersicht verdeutlicht, dass bei jedem Fertigungsverfahren versucht wurde, eine möglichst große Bandbreite an verschiedenen rauen DGLF zu untersuchen. Außerdem wird deutlich, dass es je nach Fertigungsverfahren teilweise nicht möglich ist, die für im Einstich geschliffene DGLF empfohlenen Grenzen einzuhalten (z. B. die Welligkeit bei den RD-DGLF oder die Rauheit bei den SF-DGLF).

Tabelle 5.2: Rauheitsbereiche der eingesetzten DGLF

	Ra [μm]	Rz [μm]	Rmax [μm]	Wt [μm]	Wt,10 [μm]
IMA-Ref-Grenzen	0,40 – 0,70	2,50 – 4,00	6,30	$\leq 1,0$	$\leq 1,3$
BS	0,24 – 1,25	2,04 – 8,11	2,39 – 8,7	0,29 – 1,47	0,46 – 1,83
Ref	0,31 – 0,59	2,51 – 4,40	3,08 – 5,31	0,44 – 1,14	0,68 – 1,41
SF	0,033 – 0,29	0,40 – 2,48	0,56 – 3,04	0,12 – 0,98	0,28 – 0,82
RD	0,19 – 0,54	0,97 – 2,60	1,14 – 3,23	1,92 – 5,99	3,78 – 8,86
SD	0,08 – 1,02	0,57 – 6,18	0,68 – 6,92	0,63 – 4,60	1,18 – 5,12

Die weiteren durch eine Korrelationsbetrachtung als unabhängig ermittelten 2D-Kenngrößen (siehe Tabelle 14.8) sind im Anhang in Diagrammform enthalten, siehe Kap. 14.2.3. In Tabelle 14.10 und Tabelle 14.11 sind der Vollständigkeit halber die als abhängig ermittelten 2D-Kenngrößen und Kenngrößen der dominanten Welligkeit zusammengefasst.

3D-Kenngrößen

In den Diagrammen mit 3D-Kenngrößen stellen die Balken den arithmetischen Mittelwert der drei Messstellen je DGLF dar, siehe Kap. 5.2.1. Die Streubalken zeigen den minimal und maximal Wert der Kenngrößen je DGLF.

Bei allen Fertigungsverfahren nimmt der Sa-Wert mit steigender Nummerierung der DGLF ab. Die geringsten Rauheitsunterschiede treten bei den SF-DGLF und die größten bei den BS-DGLF auf, siehe Bild 5.17. Die Streuung ist allgemein bei den RD- und SD-DGLF größer als bei den restlichen DGLF. Die Oberflächen dieser DGLF weisen Riefen in Umfangsrichtung auf, wodurch die Oberflächen in Umfangsrichtung sehr glatt sind, während sich die Rauheit abhängig von der axialen Messposition stark unterscheidet. Eine Ursache hierfür liegt in einem begrenzten Messfeld, das je nach Messposition mehr Spitzen oder Riefen beinhaltet.

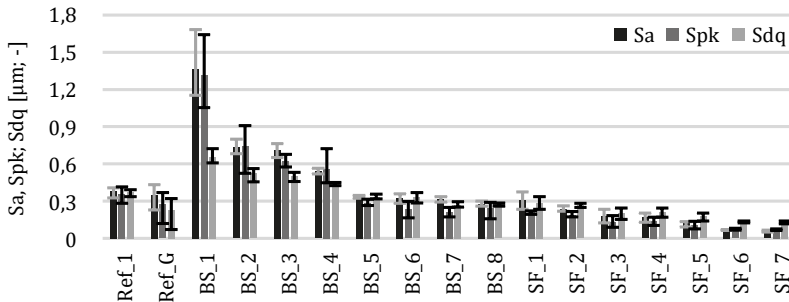


Bild 5.17: Sa, Spk und Sdq bei den Ref-, BS- und SF-DGLF

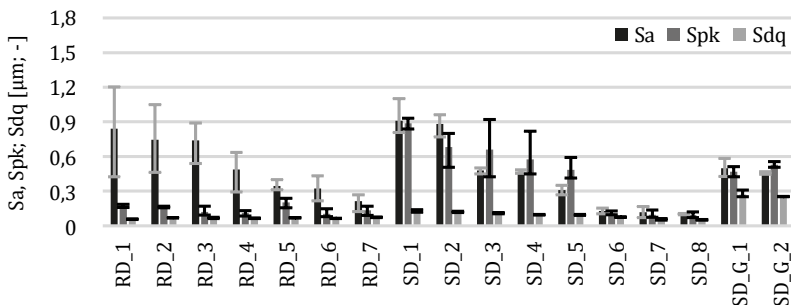


Bild 5.18: Sa, Spk und Sdq bei den RD- und SD-DGLF

Die weiteren nach Tabelle 14.12 voneinander unabhängigen 3D-Kenngrößen sind in Diagrammen im Anhang dargestellt. Zur Vollständigkeit sind in Tabelle 14.13 bis Tabelle 14.15 die restlichen 3D-Kenngrößen aller DGLF zusammengefasst.

Rauheit in Umfangsrichtung

Bild 5.19 und Bild 5.20 zeigen die Ra- und Rz-Werte der DGLF in axialer Richtung, in Umfangsrichtung und um 1° verdreht zur Umfangsrichtung als Mittelwerte der Rauheitskenngrößen aus den 2500 Profilschrieben (siehe Kap. 5.2.1). Diese Rauheitskenngrößen sind, wie die in Bild 14.17 bis Bild 14.22 dargestellten Rauheitskenngrößen, durch Korrelationsbetrachtungen als unabhängig voneinander bestimmt, siehe Tabelle 14.16. Die von diesen Rauheitskenngröße abhängigen Kenngrößen sind in Tabelle 14.17 und Tabelle 14.18 zusammengefasst.

Bild 5.19 und Bild 5.20 zeigen, dass die Ra- und Rz-Werte bei Ref-, BS- und SD-DGLF in Umfangsrichtung deutlich kleiner sind als in axialer Richtung. Auch bei den RD-Wellen ist dies, wenn auch weniger stark ausgeprägt, zu erkennen. Im Gegensatz dazu

zeigen die SF-DGLF in beiden Richtungen nahezu dieselbe Rauheit. Wird die Rauheit in einem Profilschnitt mit 1° Abweichung zur Umfangsrichtung ermittelt, führt dies lediglich bei den Ref- und BS-DGLF zu einer geringen Rauheitszunahme.

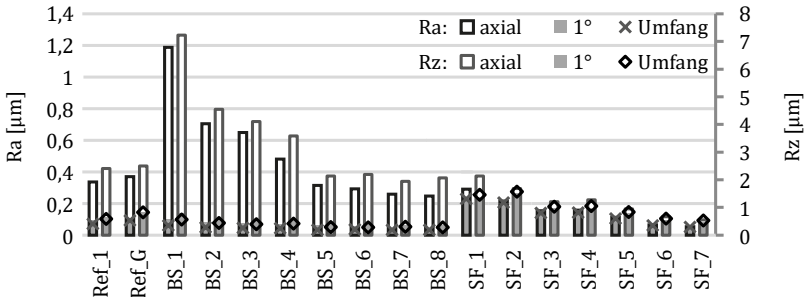


Bild 5.19: Vergleich von Ra und Rz in Achs- und Umfangsrichtung sowie um 1° abweichend von der Umfangsrichtung bei den Ref-, BS- und SF-DGLF

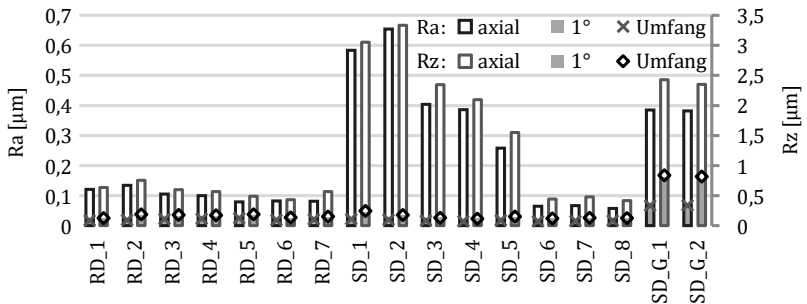


Bild 5.20: Vergleich von Ra und Rz in Achs- und Umfangsrichtung sowie um 1° abweichend von der Umfangsrichtung bei den RD- und SD-DGLF

Der Einfluss der Messrichtung auf weitere Rauheitskenngrößen (RSm, Rsk, Rmr, Rmr(Rz/4), Mr1 und Mr2) kann im Anhang Abschnitt 14.2.5 entnommen werden. Dabei zeigt sich, dass die Messrichtung je nach Rauheitskenngröße und Fertigungsverfahren die Messwerte unterschiedlich beeinflussen.

Fazit/ Zusammenfassung

Die Mikrodrallanalyse zeigt für BS-, RD- und SD-DGLF sehr schmale Winkel- und Volumenverteilungen. Dies hat zur Folge, dass bei RWD mit diesen DGLF bereits eine

geringe Schrägstellung des RWDRs/ der DGLF oder Exzentrizität der DGLF zu einer Fluidförderung durch die DGLF führt. Je nach Förderrichtung kann dadurch Leakage oder Trockenlauf entstehen und das Dichtsystem ausfallen. Die Ergebnisse der Mikrodrallanalyse sind für die SF-DGLF nicht belastbar, da der Algorithmus Oberflächenstrukturen, die sich kreuzen oder ihre Orientierung ändern, nicht eindeutig den Rechts- oder Links-Drallstrukturen zuordnen kann.

Für jedes Fertigungsverfahren wurden DGLF ausgewählt, die sich anhand ihrer 2D- und 3D-Rauheitskenngrößen, am stärksten unterschieden. Bei den Welligkeitskenngrößen zeigen die RD-DGLF hohe Werte.

Alle eingesetzten Messverfahren haben je nach Fertigungsverfahren Vor- und Nachteile. Die bestimmten Oberflächenkenngrößen wurden als Eingangsgrößen in Regressionsanalysen (Ergebnisse siehe nachfolgende Kapitel) mit unterschiedlichen Zielgrößen (z. B. dem durch die RWD erzeugten Reibmoment) verwendet. Eine Bewertung der alternativ gefertigten DGLF anhand der Oberflächenkenngrößen ist bisher aufgrund fehlender Erfahrungswerte ausschließlich im Bereich der Drallmessungen möglich. Daraus ergibt sich als Ziel dieser Arbeit das Erarbeiten von Grenzen für die Rauheitskenngrößen alternativ gefertigter DGLF.

5.3 Schmiermittel

Für die Standardversuche wurde das unadditivierte Referenz-Mineralöl FVA 3 eingesetzt, das mehrere Vorteile besitzt: Alle wichtigen Kenngrößen sind im Referenzölkatalog [171] aufgeführt, die chemische Verträglichkeit mit dem Elastomer des RWDRs ist bekannt und die Zusammensetzung sowie die Eigenschaften des Öls sind seit vielen Jahren unverändert. Die wichtigsten Kenngrößen des Öls sind in Tabelle 5.3 zusammengefasst. Für Vergleichsversuche, siehe Kap. 10, wurde das additivierte hochtemperaturbeständige Motorenöl Fuchs Titan Supersyn Longlife SAE 0W-30 eingesetzt. Die bekannten Kenngrößen dieses Öls sind ebenfalls in Tabelle 5.3 zusammengefasst.

Tabelle 5.3: Öl-Kenngrößen

	FVA 3 [171]	Fuchs Titan Supersyn Longlife SAE 0W-30 [172]
Dichte [kg/m ³]	875 – 885	843
Kin. Viskosität bei 40 °C [mm ² /s]	90 – 100	67,6
Kin. Viskosität bei 100 °C [mm ² /s]	10,2 – 11,2	12,1
Viskositätsgruppe (VG)	100	-
Viskositätsindex	≥ 94	178
Wärmeleitfähigkeit bei 120 °C [W/(m·K)]	0,13 [24]	-

Die Temperaturabhängigkeit der dynamischen Viskosität η wurde bis zu einer Temperatur von $\vartheta = 80\text{ °C}$ gemessen, siehe Bild 5.21. Zur Berechnung der temperaturabhängigen dynamischen Viskosität für die Gümbelzahl wurden die gemessenen Punkte durch die Ubbelohde-Walther Gleichung approximiert. In Bild 5.21 zeigt der Vergleich der Approximation mit den Messwerten eine sehr gute Übereinstimmung.

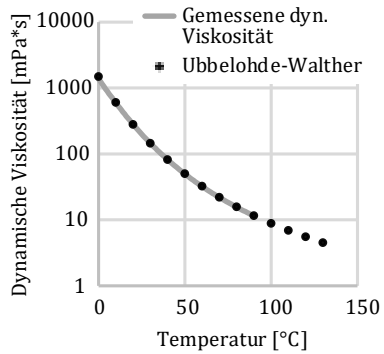


Bild 5.21: Temperaturabhängigkeit der dynamischen Viskosität des Referenz-Mineralöls FVA 3

6 Schmierung und Reibung

In diesem Kapitel wird das Vorgehen zur Untersuchung des Schmierungs- und Reibungszustandes einer RWD beschrieben. Daran anschließend werden die erzielten Ergebnisse sowie die Regressionsbetrachtungen der Ergebnisse mit den Oberflächenkenngrößen aus Kap. 5.2.2 vorgestellt.

6.1 Versuchsdurchführung

Die Versuche wurden am Reibmomentprüfstand, siehe Kap. 4.2.2, mit einem offenen Ölkreislauf und einer Ölspritzung ($\dot{V} = 800 \text{ ml/min}$) durchgeführt. Durch die Ölspritzung entstehen durch die rotierende Welle keine Verlust-Schleppströmungen im Ölpumpf. Vor dem ersten Versuch wurde die Reibmomentmessung kalibriert. Die statische Exzentrizität ϵ_{stat} betrug in allen Versuchen $\epsilon_{\text{stat}} = 97,5 \text{ }\mu\text{m}$. Die dynamische Exzentrizität ϵ_{dyn} wurde in allen Versuchen auf $\epsilon_{\text{dyn}} \leq 10 \text{ }\mu\text{m}$ eingestellt.

Je untersuchter DGLF wurden drei Reibmomentversuche bei einer Drehrichtung der DGLF im Uhrzeigersinn und zwei gegen den Uhrzeigersinn durchgeführt. Die Versuche wurden mit dem in Bild 6.1 dargestellten Kollektiv durchgeführt. Zu Beginn jedes Versuchs erfolgte ein 20-stündiger Einlauf bei einer Drehzahl von $n = 1194 \text{ 1/min}$

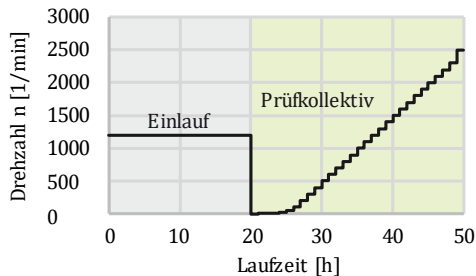


Bild 6.1: Kollektiv Reibmomentmessungen

(entspricht einer Umfangsgeschwindigkeit u von $u = 5 \text{ m/s}$). Daran anschließend folgt das Prüfkollektiv mit 30 Drehzahlstufen von $n = 1 \text{ 1/min}$ bis $n = 2500 \text{ 1/min}$ mit einer Dauer von je einer Stunde. Die Reibmomente wurden als Mittelwert aus den Messwerten der letzten fünf Minuten je Drehzahlstufe ermittelt. Da die Belastungsgrenze der NBR-RWDR laut Hersteller bei einer Drehzahl von $n = 2200 \text{ 1/min}$ [44] erreicht wird, wurde das Kollektiv von geringen zu hohen Drehzahlen durchlaufen. Dadurch wird eine thermische Schädigung der Dichtkante bereits zu Beginn der Versuche vermieden. Die 20-stündige Dauer des Einlaufs sowie die einstündige Dauer der Drehzahlstufen während des Prüfkollektivs wurden gewählt, um sicherzustellen, dass zu Beginn des Prüfkollektivs und zur Messung des bei jeder Drehzahlstufe verursachten Reibmoments ein stationärer Schmierungs-/ Reibungszustand vorliegt. In Bild 6.2

sind die Reibmomentverläufe während des Einlaufs (links) und während einer Drehzahlstufe des Prüfkollektivs (rechts) dargestellt. Es zeigt sich deutlich, dass zum Ende beider Phasen ein quasi-stationärer Zustand erreicht wurde.

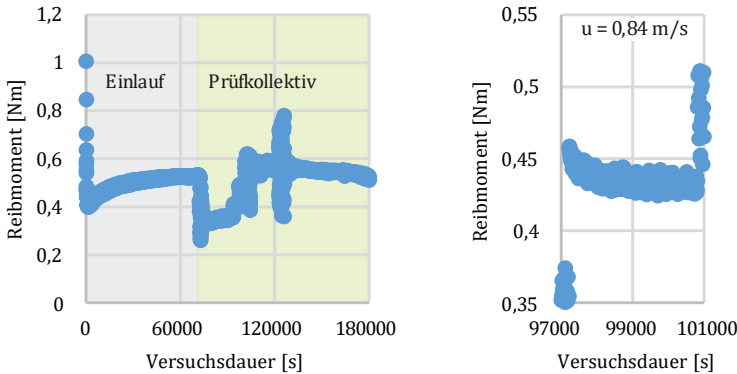


Bild 6.2: Erreichen eines quasi-stationären Zustandes während des Einlaufs (links, BS_3-CW) und einer Drehzahlstufe (rechts, Ref_1-CW)

Der größte Anteil des Verschleißes der Dichtkante findet während des Einlaufs statt, sodass die mittlere Verschleißbreite der Dichtkante, die zur Berechnung der Gümbelzahl benötigt wird, über die Dauer des Prüfkollektivs als konstant angenommen werden kann. Diese Annahme ist wichtig, da die Verschleißbreite nicht während des Prüfkollektivs, sondern nur am Ende eines Versuchs gemessen werden kann. Um die Gültigkeit der Annahme einer konstanten Verschleißbreite zu prüfen, wurden für jedes Fertigungsverfahren eine DGLF mittlerer Rauheit ausgewählt und mit dieser bei zwei Versuchen das Prüfkollektiv nach der ersten Drehzahlstufe ($n = 1 \text{ 1/min}$) abgebrochen und die Verschleißbreite der Dichtkante gemessen. Bild 6.3 zeigt den Vergleich der auf diese Weise gemessenen Verschleißbreiten mit den Verschleißbreiten nach den regulären Versuchen. Dargestellt sind jeweils die Mittelwerte aller entsprechend durchgeführten Versuche sowie durch die Streubalken die minimalen und maximalen Werte. Dabei zeigt sich, dass bei den BS-DGLF die Verschleißbreite nach der ersten Drehzahlstufe identisch ist mit der nach dem kompletten Prüfkollektiv. Bei den restlichen DGLF ist die mittlere Verschleißbreite der Dichtkanten nach der ersten Drehzahlstufe um ca. 0,02 mm geringer als nach dem kompletten Prüfkollektiv. Der Einfluss der unterschiedlichen Verschleißbreiten auf das Gümbelzahldiagramm wurde exemplarisch für die DGLF Ref_1 in Kap. 14.4.2 untersucht. Dabei zeigt sich, dass die Annahme einer konstanten Verschleißbreite über die Dauer des Prüfkollektivs für die Erstellung der Gümbelzahldiagramme zulässig ist, sodass es ausreicht, die Verschleißbreite nach dem Versuch zu messen.

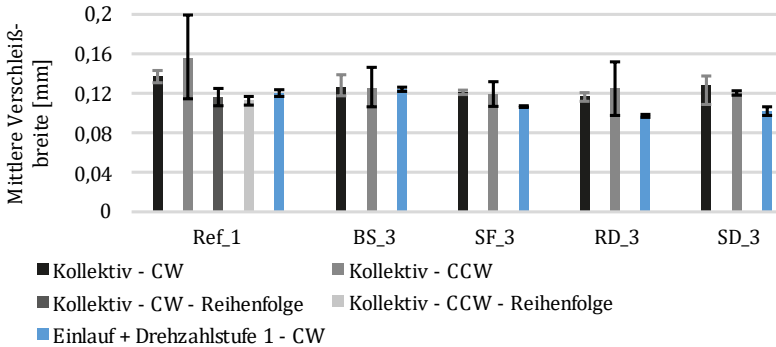


Bild 6.3: Vergleich der Verschleißbreite nach gesamtem Kollektiv und nach der Drehzahlstufe $n = 1 \text{ 1/min}$

Bild 6.3 zeigt bei den Ref-DGLF zusätzlich die Verschleißbreiten der Dichtkanten, die bei Versuchen mit einem Kollektiv in umgekehrter Reihenfolge (von hohen zu geringen Drehzahlen) im Einsatz waren. Dabei zeigt sich, dass durch die umgekehrte Reihenfolge eine geringere Verschleißbreite entsteht, die durch eine thermische Schädigung (Verhärtung der Dichtkante) bereits zu Beginn der Versuche verursacht wird.

Die Untersuchung des Schmierungs- und Reibungszustandes erfolgte anhand von Reibmomentverläufen über der Drehzahl sowie durch Gümbelzahldiagramme, siehe Kap. 2.1.4. Zur Bestimmung der Gümbelzahl wird Gleichung (2.5) verwendet. Die mittlere Verschleißbreite b wurde entsprechend dem in Kap. 5.1.2 beschriebenen Vorgehen bestimmt. Allerdings ist die Temperaturabhängigkeit der Radialkraft F_r sowie der dynamischen Viskosität η zu beachten, siehe Gleichung (6.1).

$$G_{hyd} = \frac{\eta(\vartheta) \cdot \omega}{p_m(\vartheta)} = \frac{\eta(\vartheta_{DS}) \cdot \omega \cdot b \cdot \pi \cdot d}{F_r(\vartheta_{\delta l})} \quad (6.1)$$

Die Temperaturabhängigkeit der Radialkraft F_r hat auch Einfluss auf die Berechnung des Reibkoeffizienten f , siehe Gleichung (6.2).

$$f = \frac{F_{reib}}{F_N} = \frac{2 \cdot M_R}{d \cdot F_r(\vartheta_{\delta l})} \quad (6.2)$$

Für die Bestimmung der temperaturabhängigen Radialkraft nach Kap. 5.1.1 werden die Temperatur des angespritzten Öls $\vartheta_{\delta l} = 60 \text{ °C}$ sowie der Mittelwert aus der Radialkraft des eingesetzten RWDRs vor und nach dem Versuchslauf verwendet. Dieses Vorgehen ergibt sich aus den in Kap. 14.4.1 vorgestellten Untersuchungen zum Einfluss der Temperaturabhängigkeit der Radialkraft auf das Gümbelzahldiagramm.

Die dynamische Viskosität η wird durch die Ubbelohde-Walther-Gleichung, siehe Kap. 5.3, bei der Dichtspalttemperatur ϑ_{DS} ermittelt. Der Einfluss verschiedener Temperaturen auf die dynamische Viskosität η wurde zur Überprüfung des gewählten Vorgehens gesondert untersucht, siehe Kap. 14.4.1. Da die Dichtspalttemperatur nicht ohne Eingriff in das Dichtsystem gemessen werden kann, wird die Dichtspalttemperatur unter Zuhilfenahme der gemessenen Reibleistung P_r mit dem Abschätzprogramm InSECT, siehe Kap. 2.1.5, nach der ExACT-Methode ermittelt. Neben der Reibleistung P_r werden zur Abschätzung der Dichtspalttemperatur mehrere Ölkennwerte (kinematische Viskosität bei zwei Temperaturen, Dichte sowie Wärmeleitfähigkeit, siehe Tabelle 5.3) und Betriebsbedingungen (Drehzahl, Wellendurchmesser, relativer Ölstand, Ölumpftemperatur, Wärmeleitfähigkeit der DGLF (siehe Kap. 5.2) und Umgebungstemperatur) benötigt. Als relativer Ölstand wird aufgrund einer Ölan-spritzung ein Wert von 0 % eingesetzt.

Bild 6.4 zeigt einen Vergleich zwischen der durch InSECT abgeschätzten Dichtspalttemperatur ϑ_{DS} und der auf der Luftseite in Dichtspaltnähe mittels Thermokamera (siehe Kap. 4.1.1) gemessenen Temperatur. Es ist zu erkennen, dass ab einer Drehzahl von ca. $n = 300$ 1/min die geschätzte Dichtspalttemperatur höher ist als die in Dichtspaltnähe gemessene Temperatur. Die Differenz zwischen beiden Temperaturen nähert sich mit zunehmender Drehzahl 10 K an.

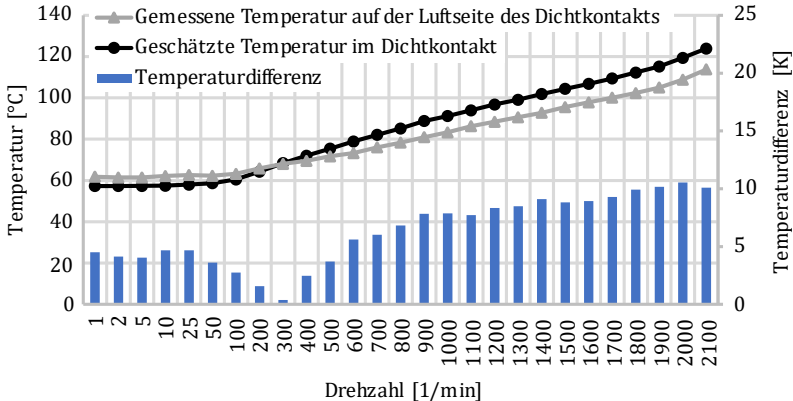


Bild 6.4: Vergleich zwischen in Dichtspaltnähe gemessener und durch InSECT im Dichtspalt geschätzter Temperatur, BS_4

6.2 Versuchsergebnisse

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse aus den Untersuchungen zum Schmierungs- und Reibungszustand vorgestellt. Zuerst werden die gemessenen Reibmomentverläufe präsentiert. Daran anschließend werden die Gümbelzahldiagramme, die nach dem in Kap. 6.1 beschriebenen Vorgehen erstellt wurden, beschrieben.

6.2.1 Reibmomentverläufe

Bei der Auswertung der Versuche zum Schmierungs- und Reibungsverhalten von RWD zeigt sich, unabhängig von der eingesetzten DGLF, eine große Streuung des gemessenen Reibmoments bei den Drehzahlen $n = 300$ 1/min und vor allem bei $n = 900$ 1/min, siehe Bild 14.28. Die Ursache hierfür sind Eigenschwingungen im Prüfaufbau. Durch die Bestimmung des mittleren Reibmoments je Drehzahlstufe werden die Schwankungen geglättet, wodurch diese in der Auswertung keine weiteren Auffälligkeiten verursachen.

Ein Vergleich der Reibmomentverläufe beider Drehrichtungen zeigt, ob eine Drehrichtungsabhängigkeit der untersuchten DGLF vorliegt. Bild 6.5 und Bild 6.6 zeigen den Vergleich der Reibmomentverläufe beider Drehrichtungen für die DGLF **Ref_1** und **BS_1**. Die dargestellten Verläufe repräsentieren dabei die Mittelwerte aller Versuche einer DGLF, die in einer Drehrichtung durchgeführt wurden. Die Streubalken zeigen je Drehzahlstufe den geringsten und höchsten Mittelwert des Reibmoments aller Versuche. Während die Reibmomentverläufe bei der DGLF **Ref_1** lediglich bis zu einer Drehzahl von ca. $n = 600$ 1/min eine Drehrichtungsabhängigkeit zeigen, ist dies bei der DGLF **BS_1** über den gesamten Drehzahlbereich der Fall. Neben **Ref_1** und **BS_1**, tritt bei den DGLF **BS_4**, **RD_3**, **RD_7**, **SD_3** und **SD_5** sowie bei allen **SF-DGLF** eine Drehrichtungsabhängigkeit des Reibmoments auf. Die Drehrichtungsabhängigkeit kann bei der DGLF **Ref_1** sowie bei den **SF-DGLF** durch die in Kap. 5.2.2 vorgestellten Drall-Kenngrößen (**Ref_1** Mikrodrall und **SF-DGLF** Makrodrall) erklärt werden. Bei den **BS**-, **RD**- und **SD-DGLF** weisen alle DGLF ähnliche Drall-Kennwerte auf, weshalb diese keine Erklärung für die nur teilweise auftretende Drehrichtungsabhängigkeit liefern können. Bild 14.29 zeigt zum Vergleich exemplarisch die drehrichtungsunabhängigen Reibmomentverläufe bei der DGLF **BS_3**.

Aufgrund der geringen Drehrichtungsabhängigkeit des Reibmoments sowie den geringen Streuungen (kleine Streubalken) zwischen den einzelnen Versuchen wird die DGLF **Ref_1** im Folgenden als Referenz für die alternativ gefertigten DGLF verwendet. Bei der DGLF **BS_1** ist die Streuung des Reibmoments zwischen den Versuchen deutlich größer, siehe Bild 6.6. Ursache hierfür ist die relativ grobe Oberflächenstruktur, die dazu führt, dass sich in jedem Versuch eine unterschiedliche Anzahl an Riefen und Tälern im Kontaktbereich mit der Dichtkante befinden, wodurch sich für jeden Versuch ein anderer Schmierzustand einstellt.

Die im Folgenden abgebildeten Reibmomentverläufe ergeben sich aus den Mittelwerten aller in einer Drehrichtung je DGLF durchgeführten Versuchen. Für eine bessere Übersicht wird auf eine Darstellung der minimalen und maximalen Werte je Drehzahlstufe in Form von Streubalken verzichtet. Die im Einstich geschliffene Referenz-DGLF **Ref_1** ist in den Diagrammen mit einer schwarzen Volllinie dargestellt.

Für die **BS-DGLF** sind exemplarisch die Reibmomentverläufe im und gegen den Uhrzeigersinn, Bild 6.7 und Bild 6.8, abgebildet. In beiden Drehrichtungen sinkt das Reibmoment über nahezu den gesamten Drehzahlbereich und fast alle DGLF mit zunehmend raueren DGLF (nach dem Sa-Wert). Eine Ausnahme hiervon bildet **BS_1**, die eine Drehrichtungsabhängigkeit aufweist und bei einer Drehung gegen den Uhrzeigersinn deutlich höhere Reibmomente verursacht als bei einer Drehung im Uhrzeigersinn. Im Uhrzeigersinn verursacht **BS_1** ab einer Drehzahl von $n = 200$ 1/min ein geringeres Reibmoment als **Ref_1**. Mit den DGLF **BS_2** und **BS_3** werden gegen den

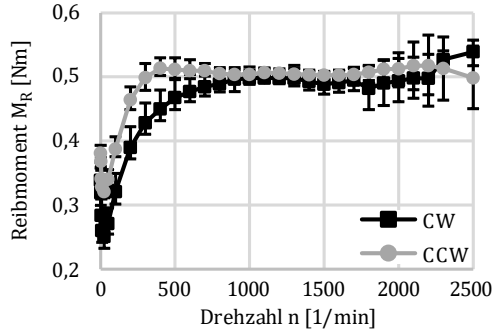


Bild 6.5: Reibmomentverläufe bei der DGLF Ref_1

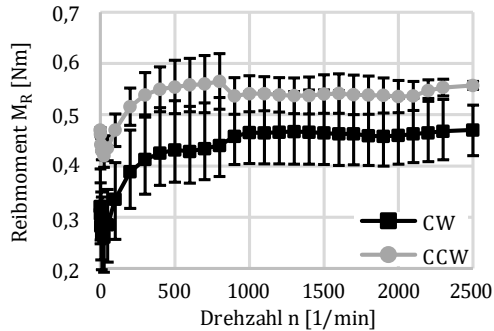


Bild 6.6: Reibmomentverläufe bei der DGLF BS_1

Uhrzeigersinn ähnliche und im Drehzahlbereich bis ca. $n = 700$ 1/min sogar etwas geringere Reibmomente verursacht als mit der **Ref-DGLF**.

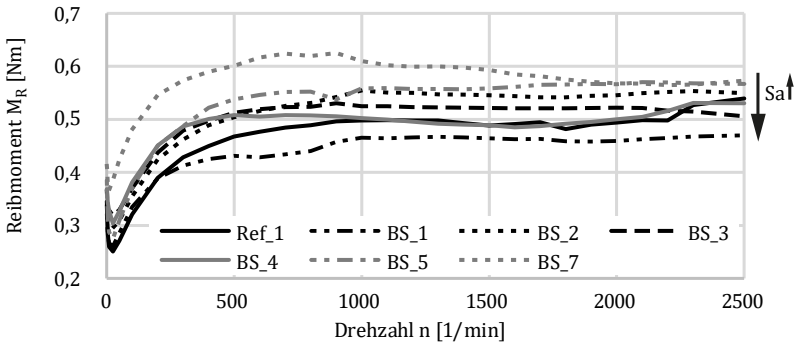


Bild 6.7: Reibmomentverläufe (BS-DGLF, CW)

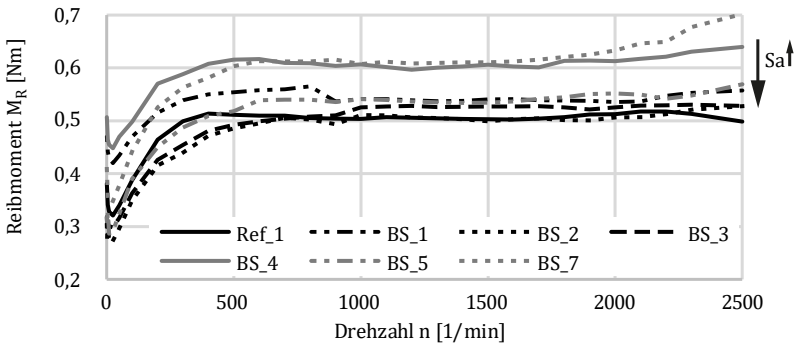


Bild 6.8: Reibmomentverläufe (BS-DGLF, CCW)

Das Reibmoment nimmt in beiden Drehrichtungen für alle **BS-DGLF** ebenso wie für die DGLF **Ref_1** bis zu einer Drehzahl im Bereich von $n = 10$ bis 25 1/min ab, siehe Bild 6.9 und Bild 14.30 jeweils links. Bei einer weiteren Zunahme der Drehzahl bis in einen Bereich von $n = 400$ bis 800 1/min (je nach DGLF) nimmt das Reibmoment wieder zu. Für noch höhere Drehzahlen bleibt das Reibmoment nahezu konstant. Werden den Reibmomentverläufen die in Kap. 2.1.4 beschriebenen Kenntnisse zugrunde gelegt, ist davon auszugehen, dass zu Beginn (bis $n = 10 - 25$ 1/min) zwischen den DGLF und der Dichtkante Mischreibung herrscht. Mit zunehmender Drehzahl hebt die Dichtkante von der DGLF ab (überwiegend Flüssigkeitsreibung) und es stellt sich ein nahezu konstantes Reibmoment ein.

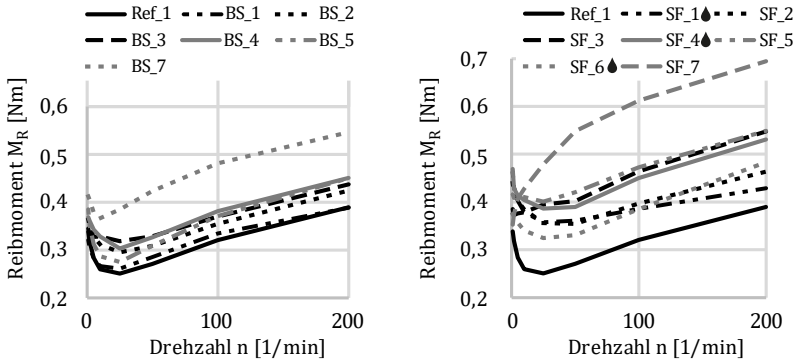


Bild 6.9: Reibmomentverläufe bei den BS- und SF-DGLF bis zu einer Drehzahl von $n = 200$ 1/min (CW)

Für die DGLF, die mit den weiteren alternativen Fertigungsverfahren gefertigt wurden, werden nachfolgend jeweils die Reibmomentverläufe bei einer Drehung im Uhrzeigersinn dargestellt. Die Reibmomentverläufe für eine Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn sind im Anhang in Kap. 14.4.3 abgebildet.

Die bereits beschriebene Drehrichtungsabhängigkeit aller **SF-DGLF** führt bei einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn zu höheren Reibmomenten als bei einer Drehung gegen den Uhrzeigersinn, siehe Bild 6.10 und Bild 14.31. Ursache für die geringeren Reibmomente bei einer Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn ist Leckage, die während den Versuchen auftritt, und zu einem verbesserten Schmierzustand zwischen DGLF und Dichtkante führt. Hierbei sind die DGLF **SF_1**, **SF_4** und **SF_6** hervorzuheben, die in beiden Drehrichtungen Leckage (bei einer Drehung im Uhrzeigersinn geringere Leckagen) verursacht haben. Mit der rauesten DGLF **SF_1** werden im Uhrzeigersinn vergleichbare Reibmomente verursacht wie mit der **Ref-DGLF**. Die Reibmomente sind lediglich bis zu einer Drehzahl von ca. $n = 500$ 1/min etwas höher. Gegen den Uhrzeigersinn wird von dieser DGLF sogar über den gesamten untersuchten Drehzahlbereich ein geringeres Reibmoment verursacht als mit der **Ref-DGLF**. Diese Erkenntnis falsifiziert die Hypothese, dass ein geringes Reibmoment als alleiniges Kriterium für eine geeignete DGLF dienen kann (aufgrund von Leckage).

Die Reihenfolge der DGLF bzgl. des verursachten Reibmoments ist im und gegen den Uhrzeigersinn nahezu identisch, wobei das Reibmoment mit zunehmender Rauheit (Sa-Wert) der DGLF abnimmt. Bei einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn tritt bei der DGLF **SF_7** im Gegensatz zu allen anderen DGLF kein Reibungsminimum auf, siehe Bild 6.9 rechts. D.h. bei dieser DGLF tritt nach den im Stand der Technik vorgestellten Erkenntnissen schon bei einer Drehzahl von $n = 1$ 1/min überwiegend Flüssigkeitsreibung auf. Eine mögliche Erklärung hierfür ist die geringe Rauheit der DGLF

und infolgedessen eine bereits bei geringen Drehzahlen von der DGLF abhebende Dichtkante.

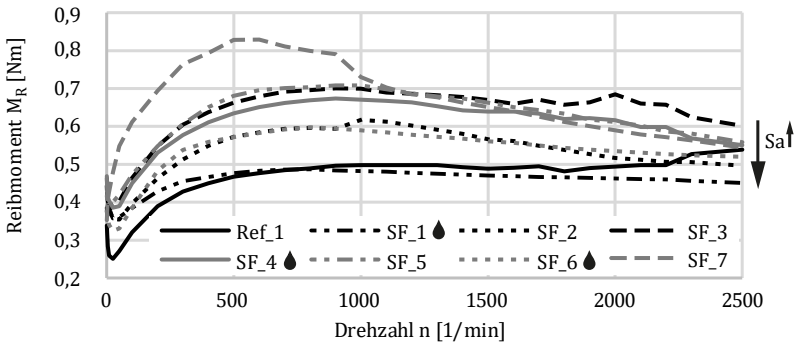


Bild 6.10: Reibmomentverläufe (SF-DGLF, CW)

Im Gegensatz zu den **BS-DGLF** nimmt das Reibmoment bei den **SF-DGLF** nach dem Erreichen eines Minimums (Ausnahme **SF_7**) im Bereich von $n = 10$ bis 25 1/min bis zu einem Maximum im Bereich von $n = 500$ bis 800 1/min zu und danach mit zunehmender Drehzahl kontinuierlich ab. Diese Abnahme des Reibmoments mit weiter zunehmender Drehzahl ist ausschließlich bei den **SF-DGLF** zu beobachten. Eine mögliche Erklärung für diese Abnahme ist das Auftreten der bereits erwähnten Leckagen. Durch die Leckage nimmt die Spalthöhe zu, wodurch der Dichtkontakt besser geschmiert und ein geringeres Reibmoment verursacht wird.

Bei den **SD-DGLF** nimmt das Reibmoment wie bei den **BS-DGLF** in beiden Drehrichtungen mit zunehmender Rauheit (Sa-Wert) der DGLF ab, siehe Bild 6.11 und Bild 14.32. Bei einer Drehung im Uhrzeigersinn verursachen alle **SD-DGLF** über den gesamten Drehzahlbereich ein höheres Reibmoment als die **Ref-DGLF**. Bei einer Drehung gegen den Uhrzeigersinn wird mit einer **SD-DGLF** mittlerer Rauheit ein vergleichbarer Reibmomentverlauf erzielt wie bei der **Ref-DGLF**.

Der qualitative Verlauf der Reibmomentkurven entspricht in weiten Teilen dem der **BS-DGLF**. Bei den glatteren DGLF (**SD_5** bis **SD_8**) zeigen sich allerdings nach dem Erreichen eines eigentlich als konstant zu erwartenden Reibmomentniveaus durch Reibmomentsprünge instabile Schmierungs- und Reibungszustände (kein stationärer Zustand).

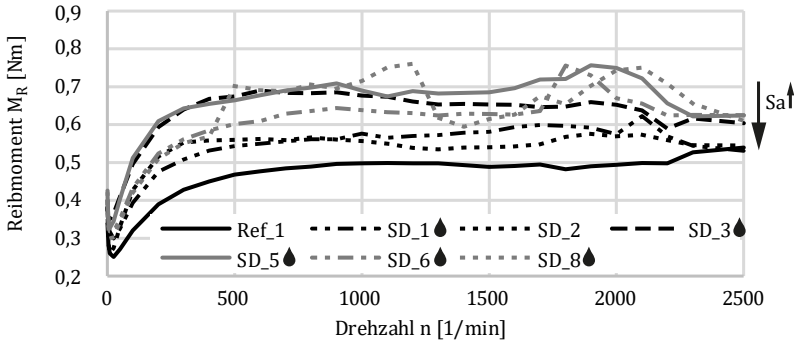


Bild 6.11: Reibmomentverläufe (SD-DGLF, CW)

Derartige instabile und instationäre Schmierungs- und Reibungszustände treten auch bei allen **RD-DGLF** in beiden Drehrichtungen ab einer Drehzahl von $n = 50$ 1/min auf, siehe Bild 6.12 und Bild 14.33. Die instabilen Reibungszustände zeigen, dass der Aufbau des Dichtspalts bei diesen DGLF stark von der Drehzahl bzw. der Umfangsgeschwindigkeit abhängt. Dies deckt sich mit Beobachtungen während den Versuchen, nach denen drehzahlabhängig ein Ölmeniskus bzw. geringe Leckagen sichtbar waren. Verantwortlich für die instabilen Schmierungs- und Reibungszustände ist eine Wechselwirkung der Umfangsgeschwindigkeit (der Drehzahl) der DGLF mit der Wellenoberfläche im Bereich des Dichtkontakts. Es wird angenommen, dass aufgrund der zunehmenden Umfangsgeschwindigkeit das Rückfördervermögen des Dichtsystems zunimmt und die Oberflächen der glatten **RD-** und **SD-DGLF** kein ausreichendes Ölrückhaltevolumen in Form von Öldepots aufweisen. Dadurch kommt es zu Mischreibung sowie Mangelschmierung und infolge dessen zu einer beginnenden thermischen Schädigung der Dichtkante. Durch die daraus resultierende Verhärtung der Dichtkante reduziert sich das Fördervermögen des Dichtsystems und die Dichtkante wird wieder mit ausreichend Schmiermittel versorgt, wodurch ein geringeres Reibmoment erzielt wird. Dieser Zyklus kann sich mehrmals wiederholen.

Der Vergleich der Reibmomentverläufe zwischen den Wiederholversuchen jeweils einer DGLF zeigt, dass die Sprünge in den Reibmomentverläufen nicht wiederholbar bei denselben Drehzahlstufen auftreten. Die **RD-DGLF** weisen nach Kap. 5.2.2 eine hohe Welligkeit auf, die für die unterschiedlichen Verläufe des Reibmoments bei den Wiederholversuchen verantwortlich ist. Dies bestätigt die Funktionshypothese, wonach eine hohe Welligkeit bei verschiedenen axialen Positionen der Dichtkante zu stark unterschiedlichen Schmierungs- und Reibungszuständen führt.

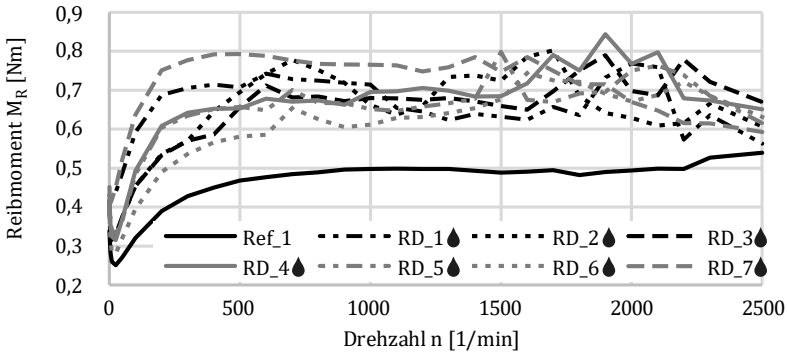


Bild 6.12: Reibmomentverläufe (RD-DGLF, CW)

Über den gesamten Drehzahlbereich betrachtet verursachen alle **RD-DGLF** deutlich höhere Reibmomente als die **Ref-DGLF**. Im Gegensatz zu den **BS-** und **SD-DGLF**, die wie die **RD-DGLF** umlaufende Oberflächenstrukturen aufweisen, ist bei den **RD-DGLF** kein Einfluss der Rauheit (Sa-Wert) auf die Reibmomentverläufe erkennbar.

Bei den meisten DGLF tritt ein Reibungsminimum auf. Die Ausnahme hiervon bilden die Versuche mit den glattesten **SD-**, **RD-** und **SF-DGLF** (**SD_8_CCW** (siehe Bild 6.13 links), **RD_7_CW** (siehe Bild 6.13 rechts) und **SF_7**). Daraus folgt der Schluss, dass das Auftreten eines Reibungsminimums im Bereich kleiner Drehzahlen ($n \leq 25$ 1/min) mit der Rauheit der verwendeten DGLF zusammenhängt. Diese Annahme erscheint sinnvoll, da bei geringen Rauheitsspitzen ein Abheben der Dichtkante von der DGLF bereits bei kleineren Dichtspalthöhen erfolgt.

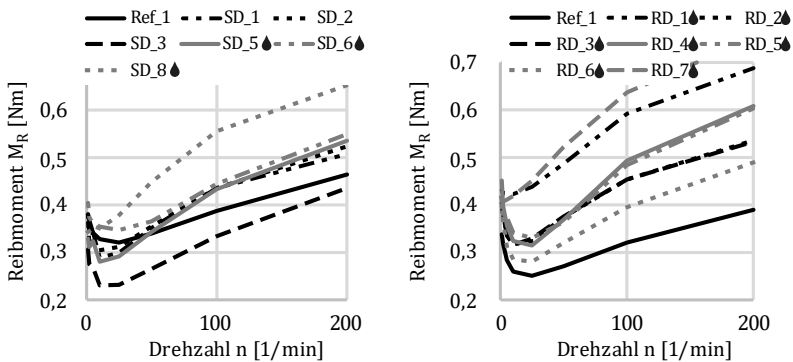


Bild 6.13: Reibmomentverläufe bei den SD- (CCW) und RD-(CW) DGLF bis zu einer Drehzahl von $n = 200$ 1/min

6.2.2 Gümbelzahldiagramme

Die für die Berechnung der Gümbelzahlen und Reibkoeffizienten verwendeten Verschleißbreiten und Radialkräfte sind im Anhang in Bild 14.35 bis Bild 14.38 dargestellt. Die geringsten Werte und Streuungen der Verschleißbreiten wurden, aufgrund der auftretenden Leckage, mit den **SF-DGLF** erzielt. Bei allen Versuchen nahm die Radialkraft, unabhängig vom Fertigungsverfahren der verwendeten DGLF und ihrer Drehrichtung, zu. Der Betrag der Radialkraftzunahme unterscheidet sich dabei von DGLF zu DGLF. Ein Zusammenhang mit dem Sa-Wert der DGLF ist nicht zu erkennen.

Alle im Folgenden dargestellten Gümbelzahldiagramme stellen die Mittelwerte der in einer Drehrichtung mit einer DGLF durchgeführten Versuche dar. Für eine bessere Übersicht wurde auf die Darstellung der Streuung in Form von Streubalken verzichtet. Die Gümbelzahlkurve des Referenzdichtsystems mit der DGLF **Ref_1** ist jeweils mit einer schwarzen Volllinie dargestellt.

Bild 6.14 zeigt exemplarisch die Gümbelzahldiagramme der Versuche mit den **BS-DGLF** in beiden Drehrichtungen. Bei einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn ist der Reibkoeffizient im Dichtsystem mit der rauesten DGLF **BS_1** (entsprechend dem Sa-Wert) im kompletten Gümbelzahlbereich kleiner als im Referenzdichtsystem. Die höchsten Reibkoeffizienten treten dagegen im Dichtsystem mit der glattesten DGLF **BS_7** auf. Bei einer Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn ist kein Zusammenhang mit dem Sa-Wert der DGLF erkennbar. Im Bereich von $G_{\text{hyd}} < 3 \cdot 10^{-7}$ entsteht in den Dichtsystemen mit den **BS-DGLF**, mit Ausnahme der DGLF **BS_1** und **BS_4**, ein geringerer Reibkoeffizient als im Referenzdichtsystem. Alle Gümbelzahlkurven weisen in beiden Drehrichtungen ein Minimum im Verlauf auf, das nach Kap. 2.1.4 als Ausklinkpunkt den Übergang von der Misch- zur Flüssigkeitsreibung darstellt. Gleichzeitig stellt dieses Minimum über die Gümbelzahl den, hinsichtlich Reibung, idealen Betriebspunkt dar. Das Minimum in den Verläufen verschiebt sich mit abnehmender Rauheit (Sa-Wert) zu kleineren Gümbelzahlen. Dies führt im Extremfall (sehr glatte DGLF) dazu, dass kein Minimum auftritt. Daraus ist abzuleiten, dass bei einer geringen Rauheit der DGLF die Dichtkante, aufgrund niedriger Rauheitsspitzen, bereits bei einer geringen Umfangsgeschwindigkeit von der DGLF abhebt. Umgekehrt bestätigt dies die Funktionshypothese, dass mit zunehmender Rauheit der DGLF erst ein höherer hydrodynamische Druck zum Abheben der Dichtkante führt. Bei den Dichtsystemen mit den DGLF **BS_2** und **BS_5** tritt bei einer Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn im Bereich von ca. $G_{\text{hyd}} = 1,6 \cdot 10^{-8}$ ein lokales Maximum auf.

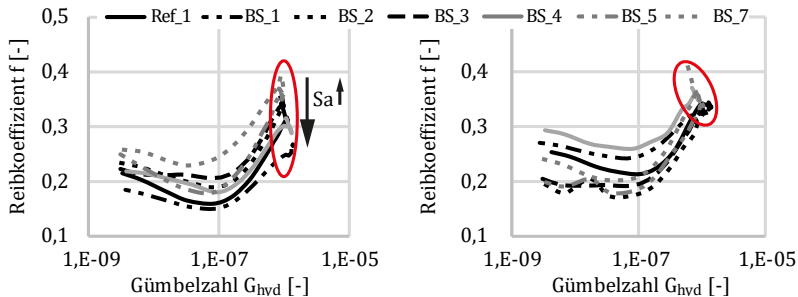


Bild 6.14: Gümbelzahldiagramme (BS-DGLF, CW (links) und CCW (rechts))

Im Bereich der Gümbelzahlen G_{hyd} von ca. $G_{hyd} > 7 \cdot 10^{-7}$ weisen alle Gümbelzahlkurven einen Knick nach oben oder unten auf, siehe Markierungen in Bild 6.14. Außerdem werden die Gümbelzahlen in diesem Bereich z. T. trotz einer weiteren Drehzahlzunahme wieder kleiner. Bei einer Drehung der **BS-DGLF** im Uhrzeigersinn knicken alle Verläufe zu kleineren Reibkoeffizienten ab. Eine Ursache hierfür könnte auftretende Leckage sein, allerdings konnte in den Versuchen keine Leckage festgestellt werden. Schuler [24] nennt als weitere mögliche Erklärung den Thermokapillareffekt. Hiernach bewegt sich der Schmierstoff aufgrund einer Thermokapillarkraft aus dem heißen Dichtkontakt heraus und es setzt erneut Mischreibung und bei ungünstigen Bedingungen sogar Trockenlauf ein.

Wie in Kap. 14.4.1 beschrieben, hat die höhere Temperatur im Dichtspalt tatsächlich einen Einfluss auf den Knick im Verlauf der Gümbelzahlkurven. Allerdings zeigen diese Ergebnisse, dass höhere Temperaturen bei der Bestimmung der Kenngrößen zu einem Knick zu höheren Reibkoeffizienten führen müssten. Außerdem müsste sich der veränderte Schmierungszustand durch den Thermokapillareffekt auch in den Reibmomentverläufen zeigen. Dies ist jedoch nicht der Fall. Bei einer Drehung der **BS-DGLF** gegen den Uhrzeigersinn knicken die Verläufe teilweise nach unten (**BS_1**, **BS_4** und **BS_5**) und teilweise nach oben (**BS_2**, **BS_3** und **BS_7**) ab. Eine geeignete Erklärung für dieses Verhalten konnte nicht gefunden werden.

Da die Verläufe in den Gümbelzahldiagrammen den Verläufen in den Reibmomentkurven entsprechen, werden im Folgenden lediglich die Verläufe bei einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn näher vorgestellt. Die Verläufe für eine Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn sind im Anhang enthalten.

Bild 6.15 zeigt das Gümbelzahldiagramm für Dichtsysteme mit einer **SF-DGLF** bei einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn. Mit Ausnahme des Dichtsystems mit der glattesten DGLF **SF_7** weisen alle Verläufe ein Minimum im Bereich von ca. $G_{hyd} = 10^{-7}$ auf. Das Minimum verschiebt sich mit abnehmender Rauheit (Sa-Wert) der DGLF zu immer kleineren Gümbelzahlen und tritt schlielich bei sehr glatten **SF-DGLF** nicht mehr auf. Dies bestätigt die Funktionshypothese, wonach bei glatten **SF-DGLF** die Dichtkante bereits bei geringeren Drehzahlen von der DGLF abhebt als bei rauen DGLF. In jedem Dichtsystem mit einer **SF-DGLF** tritt ein höherer Reibkoeffizient auf als im Referenzdichtsystem. Je rauer die DGLF (Sa-Wert) desto steiler ist die rechte Flanke im Gümbelzahldiagramm, d.h. desto schneller nimmt der Reibkoeffizient bei einer weiteren Zunahme der Gümbelzahl zu. Alle Kurven knicken bei größeren Gümbelzahlen nach unten ab, siehe Markierung. Bei einer Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn (Bild 14.39) knicken die Verläufe der Dichtsysteme mit den DGLF **SF_3** und **SF_4** hingegen nach oben ab.

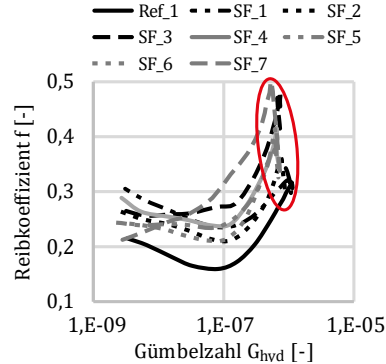


Bild 6.15: Gümbelzahldiagramm (SF-DGLF, CW)

Die Gümbelzahldiagramme für die Dichtsysteme mit den **RD-** und **SD-DGLF** sind für eine Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn in Bild 6.16 abgebildet. Bei allen **RD-** und **SD-DGLF** tritt ein höherer Reibkoeffizient als beim Referenzdichtsystem auf. Während bei den **SD-DGLF** bei allen Kurven ein Minimum auftritt, tritt bei den DGLF **RD_1** und **RD_7** kein Minimum auf. D.h. bei den Dichtsystemen mit diesen DGLF herrscht bereits bei einer Drehzahl von $n = 1$ 1/min Flüssigkeitsreibung. Bei den Gumbelzahldiagrammen beider Fertigungsverfahren ist kein Einfluss der Rauheit der DGLF (Sa-Wert) erkennbar. Der geringste Reibkoeffizient bei den **RD-DGLF** entsteht beim Dichtsystem mit der DGLF **RD_6**. Bei den Dichtsystemen mit den **SD-DGLF** tritt der kleinste Reibkoeffizient abhängig von der Wahl des Betriebspunkts (der Gümbelzahl) auf. Während bei den Dichtsysteme mit den **SD-DGLF** die Verläufe zu höheren oder kleineren Reibkoeffizienten abknicken, knicken die Verläufe bei den Dichtsystemen mit den **RD-DGLF**, mit Ausnahme der Dichtsysteme mit den DGLF **RD_1** und **RD_7**, nach oben, zu höheren Reibkoeffizienten ab. Diese Verläufe entstehen durch die hohen Temperaturen im Dichtkontakt und deren Einfluss auf die dynamische Viskosität, siehe Kap. 14.4.1.

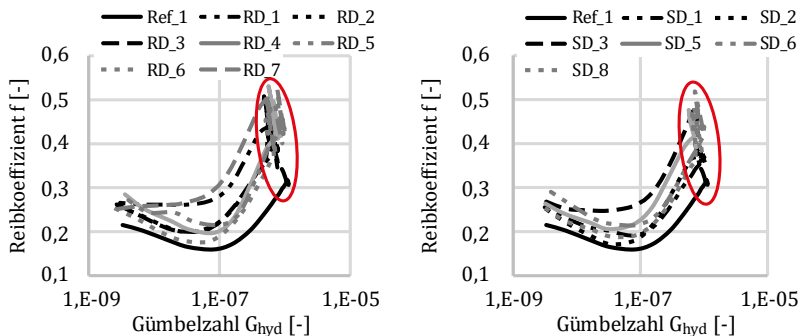


Bild 6.16: Gümbelzahldiagramme (RD- und SD-DGLF, CW)

Die Gümbelzahldiagramme für eine Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn sind in Bild 14.40 abgebildet. Diese zeigen, dass in einem Gümbelzahlbereich von ca. $G_{\text{hyd}} < 10^{-7}$ bei Dichtsystemen mit den RD- und SD-DGLF kleinere Reibkoeffizienten auftreten als beim Referenzdichtsystem. Besonders auffällig sind die Sprünge zu höheren Reibkoeffizienten im Bereich größerer Gümbelzahlen bei den Dichtsystemen mit den glatteren DGLF (RD_4 bis RD_7 und SD_5 bis SD_8).

6.3 Regressionsanalysen mit den Oberflächen-Kenngrößen

Bei den Reibungsuntersuchungen wurden Regressionsanalysen für die Zielgrößen Reibmoment, Gümbelzahl und Dichtspalttemperatur getrennt nach den verschiedenen Fertigungsverfahren (BS, SF, RD und SD) durchgeführt. Das Ziel der Regressionsanalysen ist es, den Einfluss der verschiedenen Oberflächenkenngrößen auf die Zielgrößen zu ermitteln. Auf diese Weise können für die verschiedenen Fertigungsverfahren Vorgaben für die Oberflächenkenngrößen gegeben werden, die zur Optimierung einer der Zielkenngrößen führen. Für die Datenbasis der Regressionsanalysen wurde jeder einzelne Versuch, entsprechend des Prüfkollektivs, in 30 Drehzahlstufen aufgeteilt. Durch dieses Vorgehen kann auch der Einfluss der Drehzahl bewertet werden.

Die Regressionsanalysen wurden entsprechend dem in Kap. 14.3 beschriebenen Vorgehen durchgeführt. Neben den über Korrelationen als unabhängig identifizierten Oberflächen-Kenngrößen, siehe Kap. 14.2, wurden die Drehzahl und -richtung sowie die Radialkraft der RWDR vor dem Versuch als Eingangsgrößen verwendet.

Tabelle 6.1 enthält die R_{korr}^2 - Werte aller Regressionsanalysen. Die geringsten R_{korr}^2 - Werte je Zielgröße zeigen die Modelle bei den RD-DGLF und die höchsten R_{korr}^2

– Werte die Modelle der BS-DGLF. Die höchste Modellgüte wird je Fertigungsverfahren bei der Zielgröße Dichtspalttemperatur und die geringste beim Reibmoment erzielt. Die R_{korr}^2 – Werte weisen alle Modelle als ausreichend verlässlich ($R_{korr}^2 \geq 60 \%$) aus.

Tabelle 6.1: R_{korr}^2 – Werte für die Regressionsanalysen der Reibungsversuche

Fertigungs- verfahren	Reibmoment	Gümbelzahl	Dichtspalt- temperatur
BS	76,4 %	86,9 %	98,6 %
SF	71,6 %	86,0 %	98,4 %
RD	64,9 %	74,1 %	95,4 %
SD	69,9 %	76,4 %	96,9 %

Die Ergebnisse der Regressionsanalysen, mit dem Reibmoment als Zielgröße, sind in Tabelle 6.2 zusammengefasst. Für eine einfachere Bewertung der Ergebnisse sind die Varianzen aller Wechselwirkungen (WW) und Oberflächenkenngrößen (Oberfläche) aufsummiert. Dadurch kann der Einfluss der Oberflächenstruktur der DGLF auf die Zielgröße untersucht werden. Im rechten Teil der Tabelle sind die Bestandteile beider Summen (WW und Oberfläche) dargestellt. Die Auflistung erlaubt Rückschlüsse auf den Einfluss der einzelnen Oberflächen-Kenngrößen auf die Zielgröße. Wie in Kap. 14.3 beschrieben, sind alle im Modell enthaltenen Eingangsgrößen signifikant ($p < 5 \%$). Die Tabellen mit den Ergebnissen der Regressionsanalysen mit der Gümbelzahl sowie der Dichtspalttemperatur als Zielgröße befinden sich im Anhang (siehe Kap. 14.4.5).

Für alle Fertigungsverfahren stellt die Drehzahl bzgl. des Reibmoments die wichtigste Eingangsgröße dar. Doch auch die Oberfläche hat einen wesentlichen Einfluss auf das Reibmoment. Bei den **BS-** und **SD-DGLF** ist der Einfluss der Wechselwirkungen zwischen der Drehzahl und -richtung sowie den Oberflächen-Kenngrößen stärker als der der Oberflächen-Kenngrößen selbst. Dies zeigt das komplexe Zusammenspiel der verschiedenen Komponenten im tribologischen System Radial-Wellendichtung.

Tabelle 6.2: Übersicht Ergebnisse Regression Reibmoment

	Pos	Eingangsgröße (Varianz)	Pos	Kenngößen (Varianz)
BS	1	Drehzahl (2,16)		
	2	Drehrichtung (0,89)		
	3	WW (0,69)	3a	Drehrichtung: Sa (0,27), Rku (0,15), Ssk (0,13)
			3b	Drehzahl: Sa (0,08), Ssk (0,06)
	4	Oberfläche (0,47)	4a	linear: Sa (0,27), Rku (0,06), Ssk (0,02)
4b			quadratisch: Sa (0,12)	
SF	1	Drehzahl (3,81)		
	2	Drehrichtung (1,31)		
	3	Oberfläche (0,87)	3a	linear: DP-360 (0,39), Dv-36 (0,25), Str (0,13), Ssk (0,07), Dv-360 (0,04)
	4	WW (0,44)	4a	Drehzahl: Dv-36 (0,21), Dv-360 (0,12), Sa (0,11)
RD	1	Drehzahl (7,49)		
	2	Oberfläche (1,47)	2a	linear: Sa (0,48), Dt-360 (0,45), DP-360 (0,35), Sdt (0,05)
			2b	quadratisch: Dt-360 (0,14)
	3	Drehrichtung (0,66)		
	4	WW (0,29)	4a	Drehzahl: DP-360 (0,17), Sdt (0,06)
4b			Drehrichtung: Sdt (0,06)	
SD	1	Drehzahl (5,36)		
	2	WW (1,26)	2a	Drehrichtung: Rku (0,82), Sa (0,18), Dv-360 (0,07)
			2b	Drehzahl: Rku (0,13), Ssk (0,06)
3	Oberfläche (0,12)	3a	linear: Sa (0,07), Rku (0,04)	

Zur Bewertung des Einflusses der verschiedenen Eingangsgrößen wurden Haupteffekt- und Wechselwirkungsdiagramme verwendet. Bild 6.17 und Bild 6.18 zeigen diese exemplarisch für die Regression des Reibmoments mit den **BS-DGLF**. Die Drehzahl führt bei allen Fertigungsverfahren in einem Bereich von $n = 1300 - 1600$ 1/min zu einem maximalen Reibmoment bzw. einer maximalen Gümbelzahl. Die Dichtspalttemperatur nimmt hingegen kontinuierlich mit der Drehzahl zu. Bei den **BS-DGLF** nehmen das Reibmoment und die Dichtspalttemperatur mit zunehmenden Werten für F_r , Rku und Ssk ab. Wobei der Zusammenhang zwischen Rku und der Dichtspalttemperatur ausschließlich bei einer Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn gültig ist.

Die Gümbelzahl nimmt ebenfalls mit zunehmenden Werten für F_r und R_{ku} ab. Der Einfluss des S_a -Werts ist drehrichtungsabhängig, siehe Bild 6.18. Während bei einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn das Reibmoment sowie die Dichtspalttemperatur mit steigendem S_a -Wert ab und die Gümbelzahl zu nimmt, zeigt sich bei einer Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn bei ca. $S_a = 0,6 \mu\text{m}$ eine minimale Dichtspalttemperatur und ab diesem S_a -Wert ein zunehmendes Reibmoment. Bei einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn werden geringere Reibmomente und Dichtspalttemperaturen sowie höhere Gümbelzahlen erzielt als bei einer Drehung gegen den Uhrzeigersinn.

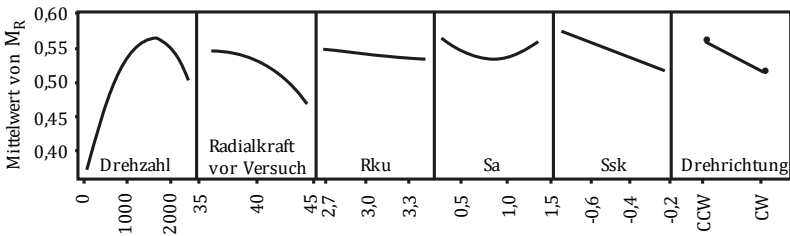


Bild 6.17: Haupteffektdiagramm für das Reibmoment (BS-DGLF)

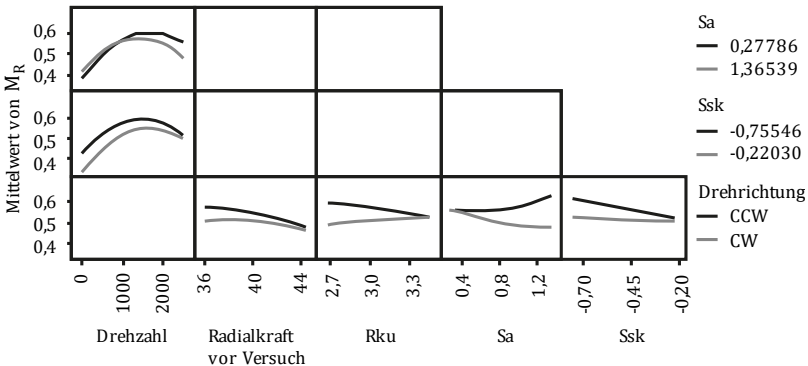


Bild 6.18: Wechselwirkungsdiagramm für das Reibmoment (BS-DGLF)

Bei den **SF-DGLF** nehmen das Reibmoment und die Dichtspalttemperatur mit zunehmenden Werten für DP-360, Dv-360 und Ssk sowie abnehmenden Werten für Dv-36 und Str ab. Die Gümbelzahl nimmt mit zunehmenden Werten für S_a , Ssk und Std sowie abnehmenden Werten für F_r und Str zu. Bei einer Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn werden geringere Reibmomente und Dichtspalttemperaturen sowie höhere Gümbelzahlen erzielt als bei einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn.

Das Reibmoment und die Dichtspalttemperatur nehmen bei **RD-DGLF** mit zunehmenden Werten für DP-360 und Sa sowie abnehmenden Werten für Sdt und Dt-360 ab. Die Gümbelzahl nimmt mit kleiner werdenden Werten für DP-360 und zunehmenden Werten für Sdt sowie bei einer Drehung im Uhrzeigersinn auch Dt-360 und Sa zu. Eine maximale Gümbelzahl wird mit einer Radialkraft von ca. $F_r = 38 \text{ N}$ und einem Sa-Wert von ca. $Sa = 0,5 \text{ }\mu\text{m}$ erzielt. Bei einer Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn werden geringere Reibmomente und Dichtspalttemperaturen sowie größere Gümbelzahlen erreicht als bei einer Drehung im Uhrzeigersinn.

Die **SD-DGLF** erzeugen für eine Radialkraft von ca. $F_r = 38,9 \text{ N}$ das geringste Reibmoment und die geringste Dichtspalttemperatur sowie die größte Gümbelzahl. Mit abnehmenden Werten für Dv-360 und Ssk werden geringere Reibmomente erzielt. Der Einfluss der meisten Oberflächen-Kenngrößen ist drehrichtungsabhängig. Während bei einer Drehung im Uhrzeigersinn bei abnehmenden Werten für Rku geringere Reibmomente und Dichtspalttemperaturen sowie größere Gümbelzahlen entstehen, entstehen bei einer Drehung gegen den Uhrzeigersinn höhere Reibmomente und Dichtspalttemperaturen sowie kleinere Gümbelzahlen. Bei zunehmenden Werten für Sa werden in beiden Drehrichtungen geringere Dichtspalttemperaturen erzielt. Das Reibmoment nimmt hingegen lediglich bei einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn ab, während es bei einer Drehung gegen den Uhrzeigersinn unverändert bleibt. Die Gümbelzahl nimmt bei einer Drehung im Uhrzeigersinn mit zunehmenden Werten für Sa und Ssk zu sowie bei einer Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn ab. Bei einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn entstehen höhere Reibmomente, Dichtspalttemperaturen und Gümbelzahlen als bei einer Drehung gegen den Uhrzeigersinn.

6.4 Zusammenfassung und Fazit

Die Reibmomentverläufe und Gümbelzahldiagramme zeigen Drehrichtungsabhängigkeit(en) bei allen untersuchten alternativen Fertigungsverfahren z. T., im Fall der **SF-DGLF**, sogar bei allen DGLF. Mit den **BS-** und **SF-DGLF** wurden mit einer entsprechend gefertigten DGLF (Oberfläche entsprechend **BS_2** und **BS_3** sowie **SF_1**) vergleichbare Reibmomentverläufe erzielt wie mit der im Einstich geschliffenen Referenz-DGLF. Allerdings tritt bei den **SF-DGLF** Leakage auf.

Alle Dichtsysteme mit **RD-** und **SD-DGLF** verursachen ein höheres Reibmoment als das Referenzdichtsystem. Während bei allen **RD-DGLF** instabile Schmierungs Zustände herrschen, ist dies bei den **SD-DGLF** ausschließlich bei den glatten DGLF der Fall. Zusätzlich hingen die Schmierungs Zustände bei Dichtsystemen mit **RD-DGLF**, aufgrund deren hoher Welligkeit, von der axialen Position der Dichtkante ab. Dies führt zu starken Streuungen des Reibmoments bei Wiederholversuchen und einem nicht vorhersehbaren Funktionsverhalten.

Die Gümbelzahldiagramme liefern im Vergleich zu den Reibmomentverläufen kaum zusätzliche Erkenntnisse. Lediglich im Bereich kleiner Gümbelzahlen und somit kleiner Drehzahlen ermöglichen sie durch die logarithmische Skalierung der x-Achse eine vereinfachte Bewertung der Verläufe. Ab einer Drehzahl von ca. $n = 400$ 1/min führt die Skalierung allerdings dazu, dass die weiteren Drehzahlstufen in einen sehr kleinen Gümbelzahlbereich zusammenfallen und dadurch eine Analyse des Verlaufs erschwert wird. In diesem Gümbelzahlbereich knicken die Verläufe z. T. stark zu höheren oder kleineren Reibkoeffizienten ab. Für die Abknickrichtung der Verläufe konnte keine abschließende Erklärung gefunden werden. Ein Vorteil des Gümbelzahldiagramms gegenüber den Reibmomentverläufen liegt darin, Dichtsysteme mit verschiedenen Durchmessern vergleichen zu können. Außerdem erlaubt die logarithmische Skalierung der x-Achse eine genauere Analyse des Schmierzustandes im Bereich des Anfahrvorgangs. Dem gegenüber steht der hohe Aufwand zum Erstellen der Gümbelzahldiagramme.

Durch Regressionsanalysen lassen sich je Fertigungsverfahren der DGLF geeignete Modelle für das verursachte Reibmoment, die Gümbelzahl sowie die Dichtspalttemperatur aufstellen. Die Regressionen zeigen unabhängig vom Fertigungsverfahren einen Einfluss der Oberflächen-Kenngrößen auf alle Zielgrößen. Aufgrund der komplexen Wechselwirkungen zwischen den Eingangsgrößen ist es z. T. schwer bzw. unmöglich einfache Grenzen der Oberflächen-Kenngrößen für eine geeignete DGLF vorzugeben. Bei den **BS-**, **RD-** und **SD-DGLF** werden z. B. mit einer raueren DGLF (Sa-Wert) geringere Reibmomente verursacht. Die Ausnahme hiervon ist bei den **BS-DGLF** bei einer Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn. In diesem Fall nimmt das verursachte Reibmoment ab einem Sa-Wert von ca. $Sa = 0,6 \mu\text{m}$ zu. Um eine am besten geeignete DGLF auswählen zu können, ist es daher nötig die Betriebsbedingungen der RWD zu kennen.

7 Förderwirkung

Die Förderwirkung eines Radial-Wellendichtsystems entsteht aus der Überlagerung des dynamischen Dichtmechanismus (siehe Kap. 2.1.3) und einer durch Drallstrukturen auf der DGLF verursachten Fluidförderung (siehe Kap. 2.4.3). Gemessen wird die Förderwirkung einer RWD in Form eines System-Förderwerts. Der System-Förderwert (System-FW) zu Beginn einer Messung stellt dabei nach Kunstfeld [83] die generelle Dichtsicherheit bzw. „Dichtreserve“ des Dichtsystems dar. Remppis [173] bestätigte den Zusammenhang zwischen Förderwert und Dichtsicherheit, indem er die Dichtsicherheit mit verschiedenen stark fördernden RWDR an einer beschädigten Stelle einer DGLF untersuchte. Dabei zeigte sich, dass das/die Dichtsystem(e) mit einem RWDR mit kleinerem Fördervermögen häufiger Leckage aufwies(en) als die/das Dichtsystem(e) mit einem RWDR mit hohem Fördervermögen. Remppis zeigte außerdem, dass der FW eines Dichtsystems mit zunehmender Gümbelzahl bzw. Dichtspalthöhe zunimmt. Erreicht wird dies aus seiner Sicht durch eine gute Benetzung der DGLF, eine raue DGLF (besonders in Umfangsrichtung), einen hohen Wert für das Produkt $\eta \cdot \omega$ (vor allem ein hoher Wert für die dynamische Viskosität η , da bei hohen Werten für die Winkelgeschwindigkeit ω die Temperatur zunimmt und infolgedessen die dynamische Viskosität η abnimmt) sowie eine geringe Radialkraft F_r bzw. Flächenpressung p_m [173]. Schmucker zeigte an Dichtsystemen mit NBR-RWDR und im Einstich geschliffenen DGLF, dass der System-FW bis zu einer Rauheit von $R_z = 5 \mu\text{m}$ und danach wieder abnimmt [89]. In diesen Untersuchungen war der System-FW unabhängig von der Umfangsgeschwindigkeit der DGLF. Kunstfeld [83] benennt eine möglichst förderneutrale DGLF als Idealfall, da eine stark fördernde DGLF zum Ausfall des Dichtsystems entweder durch Leckage oder durch thermische Schädigung führen kann. Die System-FW sind nach seinen Untersuchungsergebnissen zu Beginn sehr klein und erreichen erst innerhalb von 100 Stunden ihr typisches Niveau. Dieses Verhalten führt er auf eine Konditionierung des Dichtsystems zurück und beruft sich dabei auf [27, 174]. Nach erfolgter Konditionierung nehmen die System-FW laut Kunstfeld [83] mit zunehmender Versuchsdauer ab. Totz [175] zeigte in aktuelleren Untersuchungen, dass der System-FW innerhalb von 48 Stunden abnimmt und ein konstantes Niveau erreicht. Daraus folgert er, dass die Konditionierung bereits zu diesem Zeitpunkt abgeschlossen ist. Da die Elastomerart der eingesetzten RWDR nicht aus allen genannten Arbeiten eindeutig hervorgeht, können die unterschiedlichen Konditionierungsdauern und Verläufe der System-FW aus der Verwendung verschiedener Elastomere resultieren.

Zur Messung des System-FWs gibt es verschiedene Messmethoden, das Messprinzip ist aber jeweils identisch. Dem Dichtsystem wird hierfür auf der Luftseite der

Dichtkante Flüssigkeit angeboten, die durch den Dichtspalt gefördert werden soll. Unterschieden wird dabei in eine Förderung gegen eine Flüssigkeit oder gegen Luft [10]. Wird die Flüssigkeitsmenge mit einer Spritze auf der Luftseite eingespritzt und ist ihre Menge bekannt, kann der System-FW aus der für die Förderung benötigten Zeit berechnet werden. Diese kann entweder visuell oder durch eine Reibmomentmessung (Sprünge im Reibmomentverlauf bei Flüssigkeitszugabe auf der Luftseite der Dichtkante und am Ende der Flüssigkeitsförderung [42]) ermittelt werden (Einspritz- oder Öltropfenmethode).

Bei der Kawahara-Methode [43] oder „Methode des inversen Einbaus“ wird die Flüssigkeit auf der Luftseite der Dichtkante in Form eines Ölumpfes angeboten und gegen Luft gefördert. Der System-FW wird hierbei bestimmt, indem die auf die eigentliche Fluidseite geförderte Flüssigkeitsmenge über eine vorgegebene Zeitdauer aufgefangen und anschließend gewogen wird.

Mit der „Zweikammermethode“ wird der System-FW bei einer Förderung gegen eine Flüssigkeit bestimmt [176]. Hierzu wird auf der Luftseite eines normal montierten Dichtsystems eine zweite Ölkammer angebracht und mit Flüssigkeit gefüllt. Ein Steigrohr zeigt dabei den Flüssigkeitsstand an. Der FW wird ermittelt, indem in vorgegebenen Zeitabständen der Füllstand der Ölkammer über das Steigrohr gemessen wird.

Alle beschriebenen Messmethoden haben verschiedene Vor- und Nachteile. Bei der Öltropfenmethode besteht die Schwierigkeit darin, das kleine Ölvolumen (20 bis 50 μl [173]) direkt an die Dichtkante einzuspritzen, ohne dabei die Dichtkante zu beschädigen oder anzuheben. Benetzt ein Teil des eingespritzten Ölvolumens die Membran des RWDRs oder die DGLF bzw. fließt über den Umfang der DGLF ab statt direkt an der Dichtkante anzustehen, wird dadurch die FW-Messung stark beeinflusst/ verfälscht. Außerdem ist die Gefahr von auftretenden systematischen Fehlern aufgrund der geringen Messzeiten von wenigen Sekunden deutlich erhöht und es wird zudem kein stationärer Förderzustand erreicht [83]. Bei der Messmethode nach Kawahara führt eine Beschädigung der DGLF oder Dichtkante, die im normalen Betrieb zu Leckage führt, zu einem erhöhten FW. Zudem werden durch den fehlenden Öldruck auf der eigentlichen Fluidseite der Dichtkante sowie einen konkaven Meniskus auf der Luftseite der Dichtkante höhere FW erzielt als im Abdicht-Betrieb [83]. Die Zweikammermethode erlaubt eine FW-Messung unabhängig von äußeren Einflüssen. Allerdings führen Taylor-Görtler-Wirbel in der zusätzlichen Ölkammer mit zunehmender Drehzahl der DGLF hier zu einer Verfälschung der Messergebnisse [83].

Der System-FW, der mit einer der vorgestellten Methoden gemessen wird, kann durch Anwenden der Messmethode nach Raab [85] in seine Komponenten, den RWDR- und DGLF-FW, aufgeteilt werden. Die Grundlage für die Messmethode stellen die drehrichtungsunabhängige Förderwirkung des RWDRs sowie die drehrichtungsabhängige Förderwirkung der DGLF dar, siehe Bild 7.1. Dadurch entsteht in Drehrichtung 1 der System-FW aus der Summe beider Einzelkomponenten und in Drehrichtung 2 aus deren Differenz. Aus den Messungen der System-FW in beiden Drehrichtungen lassen sich somit nach Gleichung (7.1) der DGLF-FW und nach Gleichung (7.2) der RWDR-FW berechnen. Aus dem Vorzeichen des DGLF-FWs ergibt sich die Förderrichtung der DGLF.

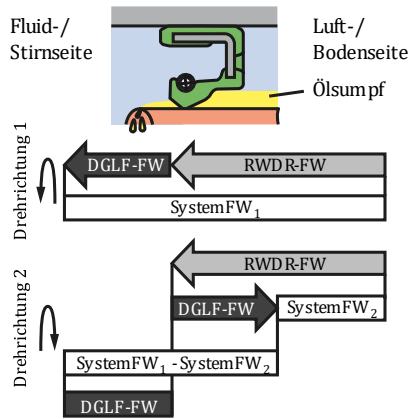


Bild 7.1: Messmethode nach Raab [85]

$$FW_{DGLF} = \frac{1}{2} \cdot (SystemFW_{CW} - SystemFW_{CCW}) \quad (7.1)$$

$$FW_{RWDR} = SystemFW_{CW} - FW_{DGLF} \quad (7.2)$$

Voraussetzungen:

1. $FW_{DGLF} \leq FW_{RWDR}$
2. $FW_{DGLF,CW} = -FW_{DGLF,CCW}$

Wenn die Förderrichtung einer DGLF nicht drehrichtungsabhängig ist, kann der DGLF-FW mit der Methode nach Raab nicht korrekt ermittelt werden. Ist der DGLF-FW größer als der RWDR-FW, ist in einer Drehrichtung der DGLF kein System-FW messbar. Das Dichtsystem weist dann einen negativen System-FW, der allerdings nicht messbar ist, auf. Der reale DGLF-FW ist dann höher als der aus dem System-FW ($FW = 0 \text{ g/h}$) berechnete DGLF-FW.

7.1 Versuchsdurchführung

In Vorversuchen wurden alle in Kap. 7 vorgestellten FW-Messmethoden getestet. Bei der Öltropfenmethode führten Schwierigkeiten bei der einheitlichen Einspritzung der zu fördernden Flüssigkeitsmenge direkt an die Dichtkante zu einer starken Streuung der System-FW. Bei der Zweikammermethode verursachten Wärmeausdehnungen des zu fördernden Öls (nicht temperierbar) einen Volumenanstieg in der zusätzlichen Ölkammer und somit einen Anstieg der Flüssigkeitssäule im Steigrohr. Dies führte ebenfalls zu starken Streuungen bei den Messungen der System-FW. Mit der Methode des inversen Einbaus wurde die beste Reproduzierbarkeit der System-FW erzielt. Da die in Kap. 7 beschriebenen Nachteile dieser Messmethode, mit Ausnahme der evtl. als FW bewerteten Leckage, im Falle von vergleichenden Untersuchungen irrelevant sind, wurde für die FW-Untersuchungen in dieser Arbeit die Methode des inversen Einbaus eingesetzt.

Die Versuche wurden bei einer Drehzahl von $n = 1000$ 1/min, einer Ölumpftemperatur von $\vartheta_{01} = 40$ °C und einer Ölumpfhöhe bis zur Wellenmitte durchgeführt. Als Fluid wurde das Mineralöl FVA 3 verwendet, siehe Kap. 5.3. Um Temperatureinflüsse auf die dynamische Viskosität und somit den System-FW auszuschließen, wurde die Ölumpftemperatur vor jedem Versuch bei Stillstand der DGLF auf 40 °C temperiert. Um den Einfluss der Konditionierung in den Versuchen mit abzubilden, wurden im Rahmen der Voruntersuchungen FW-Messungen über eine Versuchsdauer von 200 Stunden in Intervallen von je 10 Stunden durchgeführt.

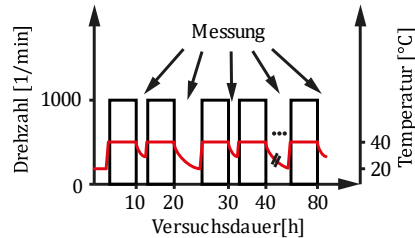


Bild 7.2: Prüfkollektiv FW-Messungen

Diese Versuche zeigten spätestens nach einer Versuchsdauer von 80 Stunden einen nahezu konstanten System-FW und damit eine abgeschlossene Konditionierung des Dichtsystems (ähnlich den Ergebnissen von Totz [175]). Deshalb wurden die FW-Versuche dieser Arbeit über eine Versuchsdauer von 80 Stunden mit dem vorgestellten 10-stündigen Messintervall durchgeführt, siehe Bild 7.2. In Tabelle 7.1 sind die Betriebsbedingungen bei den FW-Messungen zusammengefasst.

Tabelle 7.1: Betriebsbedingungen FW-Messungen

Drehzahl [1/min]	Ölumpftemperatur [°C]	Versuchsdauer [h]
1000	+40	8 x 10

Die FW-Messung erfolgte je DGLF und Drehrichtung in drei Versuchen mit einem jeweils neuen RWDR. Alle RWDR wurden vor dem Versuch für 48 Stunden auf einer DGLF ausgelagert und die Radialkraft vor sowie nach dem Versuch gemessen (entsprechend Kap. 5.1.1). Die statische Exzentrizität der Zentrierringe für die RWDR-Aufnehmer und die dynamische Exzentrizität der DGLF wurden vor jedem Versuch gemessen und auf einen Wert von jeweils $\varepsilon < 10 \mu\text{m}$ eingestellt. Exemplarisch wurde je Fertigungsverfahren an einer DGLF der Einfluss der Einbaurichtung [175] untersucht. Durch die umgekehrte Einbaurichtung der DGLF bleibt die Ausrichtung der Drallstrukturen unverändert, aber die Bearbeitungsrichtung der DGLF kehrt sich um, weshalb ein Einfluss nicht ausgeschlossen werden kann.

Um den Einfluss der Oberflächentopografie der DGLF exakt im Laufspurbereich der Dichtkante untersuchen zu können, wurde eine Messmethodik entwickelt. Diese Messmethodik erlaubt die Vermessung der DGLF exakt an der Position, der zuvor auf dem Prüfstand markierten Laufspur (siehe Bild 7.3 rechts), ohne eine Demontage der DGLF von der HSK-Spannzange und eine damit einhergehende Veränderung der Laufspurposition. Ermöglicht wird dies, indem die DGLF mit einem angepassten Wellendeckel, der eine Aufnahme des kompletten Prüfkörpers auf dem Oberflächenmessgerät erlaubt (siehe Bild 7.3 links), in der Spannzange montiert wird. Die unveränderte Montage in der HSK-Schnittstelle sorgt dabei für die wiederholgenaue Positionierung der DGLF auf dem Prüfstand.

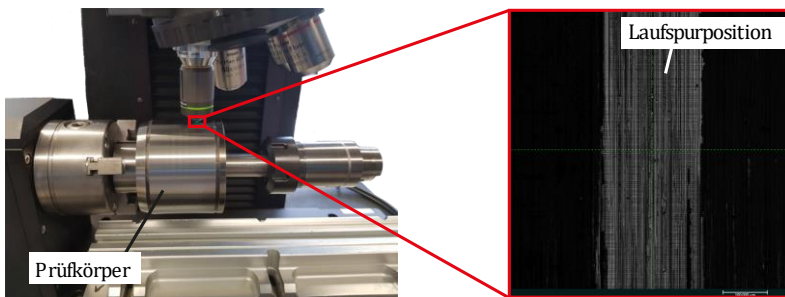


Bild 7.3: Einspannung zur Vermessung der DGLF an der exakten Laufspurposition (links) und Positionierung bei der Messung (rechts)

Die Ausrichtung der markierten Laufspur erfolgt am Messgerät mittig im Messbereich. Nach der Positionierung wird die DGLF auf dem Messgerät gereinigt und der Laufspurbereich an 18 gleichmäßig am Umfang verteilten Positionen, jeweils über eine Länge von 1,7 mm in Umfangsrichtung vermessen. Das Extrahieren des Laufspurbereichs aus der gemessenen Topografie und die Auswertung der Messdaten erfolgt mit der Software MountainsMap.

7.2 Versuchsergebnisse

Die Ergebnisse der FW-Untersuchungen werden im Folgenden getrennt nach System- sowie DGLF- und RWDR-FW vorgestellt. Betrachtet werden neben den Verläufen der System-FW über der Versuchsdauer auch die Höhe der System-FW an sich.

Die Verschleißbreite b der Dichtkante ist bei Versuchen mit den **BS-DGLF** $b = 0,1$ bis $0,14$ mm breit und nimmt mit zunehmender Rauheit (Sa-Wert) zu. Bei allen weiteren Fertigungsverfahren liegt die Verschleißbreite b der Dichtkante, unabhängig von der Rauheit der DGLF, in einem Bereich von $b = 0,08$ bis $0,11$ mm. Die Radialkraft der RWDR nahm durch die FW-Versuche, unabhängig vom Fertigungsverfahren oder der Rauheit der eingesetzten DGLF, durchschnittlich von einem gemittelten Ausgangswert von $F_r = 39,3$ N um $16,9\%$ bzw. $6,7$ N auf $F_r = 46$ N zu.

7.2.1 Förderwirkung des Dichtsystems

Jeder Messpunkt der in diesem Abschnitt dargestellten Diagramme stellt den Mittelwert aus drei Wiederholversuchen dar. Für eine bessere Übersicht wird auf die Darstellung der Streubalken zur Visualisierung der Streuung zwischen den Wiederholversuchen, mit Ausnahme von Bild 7.4, verzichtet. Die Streuung zwischen den Wiederholversuchen liegt in einem für tribologische Untersuchungen üblichen Bereich.

Bild 7.4 zeigt die Verläufe der System-FW mit der DGLF Ref_1 in beiden Dreh- sowie Einbaurichtungen über der Versuchsdauer. Die System-FW nehmen kontinuierlich mit der Versuchsdauer ab und streben einen Grenz-System-FW von ca. System-FW = 4 g/10 h an. Wie Totz [175] in seinen Untersuchungen bereits gezeigt hat, ist die Ursache für die abnehmenden System-FW eine fortlaufende Konditionierung des Dichtsystems. Es ist keine Dreh- und Einbaurichtungsabhängigkeit festzustellen. Diese System-FW-Verläufe werden nachfolgend als Referenz für die Dichtsysteme mit alternativ gefertigten DGLF verwendet.

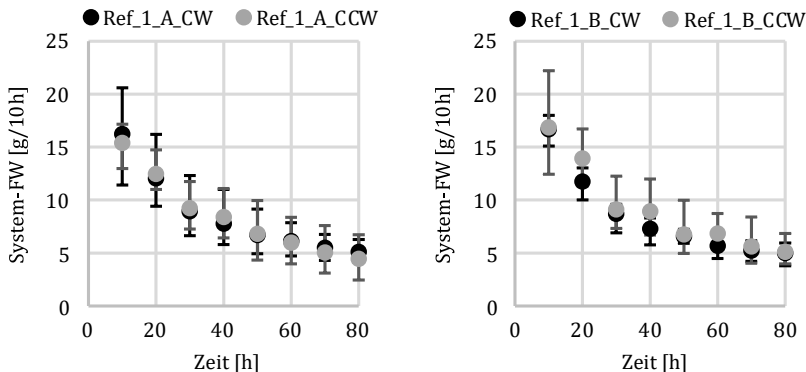


Bild 7.4: Verlauf der System-FW über der Versuchsdauer bei Einsatz der DGLF Ref_1 in Einbaurichtung A (links) und B (rechts)

Für die Dichtsysteme mit den **BS-DGLF** sind die Verläufe der System-FW in Bild 7.5 dargestellt. Unabhängig von der Drehrichtung nehmen die System-FW in den ersten beiden Messintervallen etwas zu bzw. bleiben konstant. In den nachfolgenden Messintervallen nehmen die System-FW, vergleichbar mit dem Referenzsystem, kontinuierlich ab und nähern sich einem Grenz-System-FW an. Die Ursache für die anfängliche Zunahme der System-FW ist die Oberflächentopographie der DGLF mit den umlaufenden, geschlossenen Riefen. Diese Riefen bilden eine Barriere gegen das Eindringen des Fluids in den Dichtspalt. Zu Beginn der Versuche dauert es daher eine gewisse Zeit, bis das abdichtende Fluid alle Barrieren (Riefen) überwunden hat (der Dichtspalt komplett gefüllt ist) und das Fluid auf der Luftseite austritt. Dadurch ist die effektive Messzeit des FW im ersten Messintervall geringer als in den nachfolgenden Intervallen und es kommt im zweiten Messintervall, entgegen der auch im Referenzsystem üblichen Abnahme der System-FW, zu einem zunehmenden oder zumindest konstant bleibenden System-FW. Diese Beobachtung stützt die in Kap. 3 aufgestellte Funktionshypothese, dass umlaufende Riefen das Eindringen von Fluid in den gesamten Dichtkontakt und somit den Fluidaustausch behindern. Die Zunahme des System-FW in den ersten beiden Messintervallen hängt dabei von der Rauheit (Sa-Wert) der DGLF ab. Je rauer die DGLF, desto höher ist die Zunahme des System-FW. Dieser Zusammenhang verifiziert teilweise die Funktionshypothese, dass höhere umlaufende Strukturen den Fluidaustausch stärker behindern als niedrigere Strukturen. Jedoch ist zu beachten, dass die System-FW mit abnehmender Rauheit und somit einer steigenden Anzahl an umlaufenden Riefen im Dichtkontakt abnehmen. Dies zeigt, dass neben der Höhe der umlaufenden Riefen auch deren Anzahl im Dichtkontakt einen Einfluss auf die Höhe der System-FW hat.

Mit Ausnahme der glattesten DGLF (BS_8) weisen alle Dichtsysteme mit BS-DGLF höhere System-FW auf als das Referenzdichtsystem. Die System-FW nehmen tendenziell mit der Rauheit (Sa-Wert) der DGLF zu. Das Dichtsystem mit der DGLF BS_1 zeigt eine Drehrichtungsabhängigkeit des System-FW.

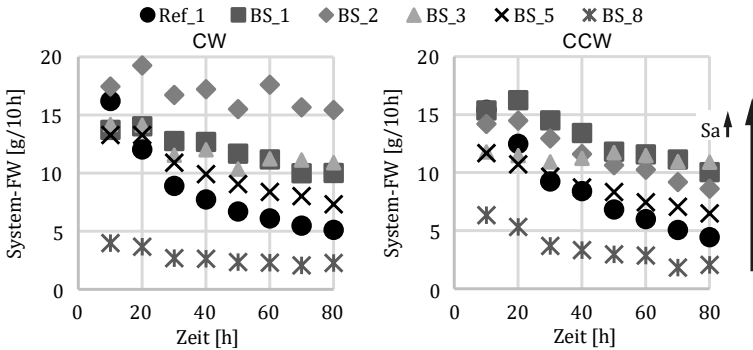


Bild 7.5: Verlauf der System-FW über der Versuchsdauer bei Dichtsystemen mit BS-DGLF (links: CW, rechts: CCW)

Die System-FW-Verläufe der **SD-DGLF** ähneln, aufgrund der ähnlichen Oberflächen-topographie, denen der BS-DGLF, siehe Bild 7.6. Die System-FW nehmen ebenfalls tendenziell mit der Rauheit (Sa-Wert) der DGLF zu. Allerdings sind die System-FW der SD-DGLF deutlich kleiner, weshalb ausschließlich das Dichtsystem mit der DGLF SD_2 einen vergleichbaren (CW) oder höheren (CCW) System-FW aufweist als das Referenzdichtsystem. Mit Ausnahme des Dichtsystems mit der DGLF SD_7 sind die System-FW der SD-DGLF drehrichtungsabhängig.

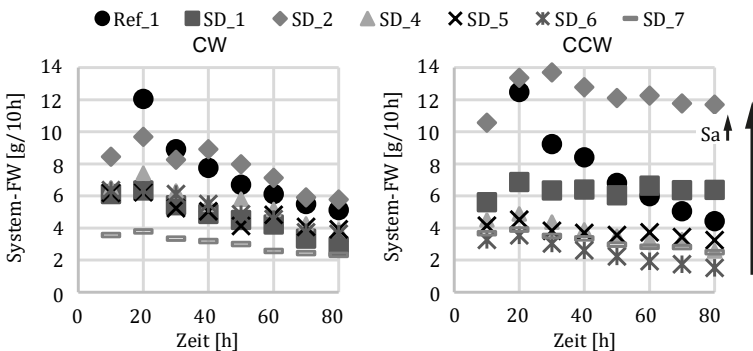


Bild 7.6: Verlauf der System-FW über der Versuchsdauer bei Dichtsystemen mit SD-DGLF (links: CW, rechts: CCW)

Im Gegensatz zu den Dichtsystemen mit BS- und SD-DGLF nehmen die System-FW bei den Dichtsystemen mit **RD-DGLF** nicht bei jeder DGLF im zweiten Messintervall zu bzw. bleiben konstant, sondern nehmen zum Teil auch ab, siehe Bild 7.7. Ursache hierfür ist die, aufgrund der hohen Welligkeit, unregelmäßigere Oberflächentopographie. Dadurch unterscheidet sich die Anzahl der im Dichtkontakt zu überwindenden umlaufenden Riefen und somit der Einfluss auf den Verlauf des System-FW zwischen den einzelnen Versuchen stark. Die System-FW der Dichtsysteme mit den RD-DGLF sind alle kleiner als die des Referenzdichtsystems. Bei der DGLF RD_4 sind die System-FW bei einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn am höchsten. Im Gegensatz hierzu werden bei einer Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn mit den DGLF RD_5 und RD_7 die höchsten System-FW erzielt. Der Unterschied der System-FW zwischen den RD-DGLF ist bei einer Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn deutlich größer als im Uhrzeigersinn.

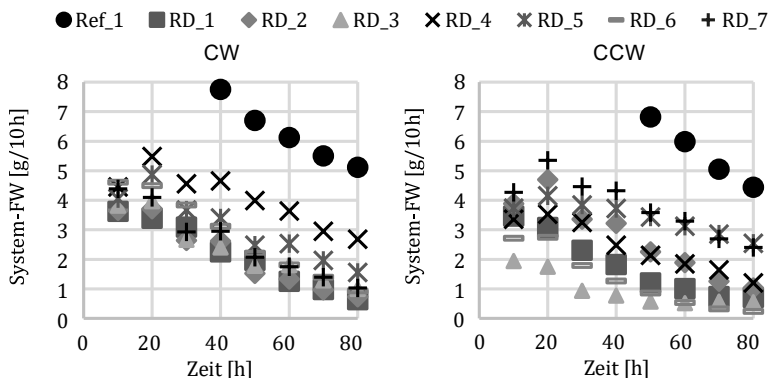


Bild 7.7: Verlauf der System-FW über der Versuchsdauer bei Dichtsystemen mit RD-DGLF (links: CW, rechts: CCW)

Bei den Dichtsystemen mit den **SF-DGLF** nehmen die System-FW über der Versuchsdauer kontinuierlich ab und nähern sich einem Grenz-System-FW an, siehe Bild 7.8. Die System-FW aller Dichtsysteme mit SF-DGLF sind drehrichtungsabhängig. Mit der DGLF SF_1 werden höhere System-FW ermittelt als mit dem Referenzdichtsystem. Allerdings liegt, aufgrund der sehr hohen FW, die Vermutung nahe, dass auftretende Leckage als Fördermenge fehlinterpretiert wird. Die Ergebnisse der Praxisuntersuchungen aus Kap. 8.2 bestätigen diese Vermutung. Auch bei den DGLF SF_3 und SF_5 treten in den Praxisuntersuchungen Leckagen auf, weshalb auch hier der System-FW

fehlerhaft ist. Eine solche Fehlinterpretation von Leckage als FW kann nicht vermieden oder herausgerechnet werden. Tendenziell werden bei SF-DGLF mit zunehmend raueren DGLF (Sa-Wert) höhere System-FW erzielt.

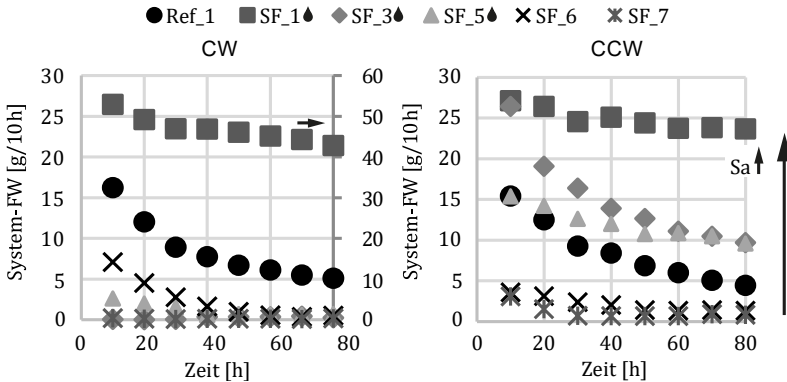


Bild 7.8: Verlauf der System-FW über der Versuchsdauer bei Dichtsystemen mit SF-DGLF (links: CW, rechts: CCW)

Der Zusammenhang zwischen den höheren System-FW und der zunehmenden Rauheit der SF-DGLF falsifiziert die Funktionshypothese, nach der sich mit glatteren SF-DGLF, aufgrund einer größeren realen Kontaktfläche und dadurch geringeren Flächenpressung, höhere System-FW erzielen lassen. Allerdings ist die Funktionshypothese in zwei Teile zu trennen. Aufgrund der größeren realen Kontaktfläche hebt die Dichtkante tatsächlich früher (bei kleineren Gümbelzahlen) von der DGLF ab, siehe Kap. 6. Durch die geringe Rauheit der DGLF bildet sich aber ein Dichtspalt mit geringer Höhe und weniger Fluidaustausch. Im Gegensatz hierzu dauert es bei einer raueren DGLF länger bis die Dichtkante komplett von der DGLF abhebt, danach bildet sich aber ein höherer Dichtspalt, wodurch auch höhere System-FW erzielt werden.

Die System-FW-Verläufe der Dichtsysteme mit den DGLF BS_3 und SD_7 weisen eine Abhängigkeit von der Einbaurichtung und somit der Bearbeitungsrichtung der DGLF auf, siehe Bild 7.9 und Bild 14.41 jeweils links. Als Ursache für die Einbaurichtungsabhängigkeit der System-FW wird hier die Spanbildung bei der Bearbeitung vermutet, wodurch an den DGLF in Umfangsrichtung Rauheitsprofile mit asymmetrischen Flankenprofilen entstehen. Im Gegensatz dazu ist bei den Dichtsystemen mit den DGLF SF_3 und RD_4, wie bereits bei der DGLF Ref_1, keine Einbaurichtungsabhängigkeit festzustellen (Bild 7.9 und Bild 14.41 jeweils rechts).

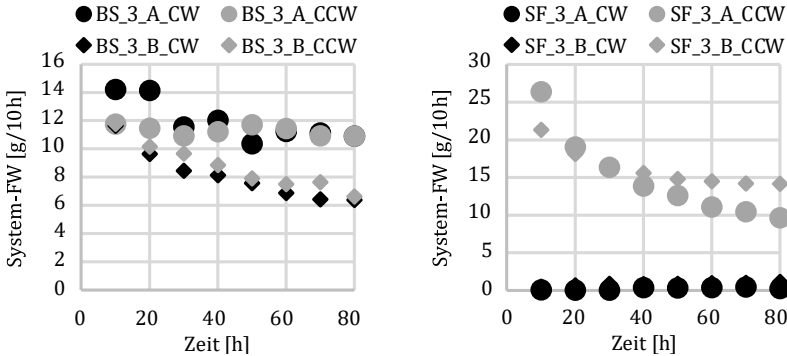


Bild 7.9: Einfluss der Einbaurichtung der DGLF auf den Verlauf der System-FW über der Versuchsdauer bei BS- (links) und SF-DGLF (rechts)

Bild 7.10 zeigt exemplarisch die Rauheitsprofile der Laufspurbereiche der zwei FW-Wiederholversuche der DGLF BS_1 mit dem größten (oben) und kleinsten (unten) System-FW. Die Laufspurbereiche sind markiert. Der Zusammenhang zwischen dem System-FW und der Differenz zwischen Hoch- und Tiefpunkt im Laufspurbereich wird deutlich. Je größer die Differenz, desto höher der System-FW. Dieser Zusammenhang ist bei den BS-DGLF bis zur DGLF BS_3 beobachtbar.

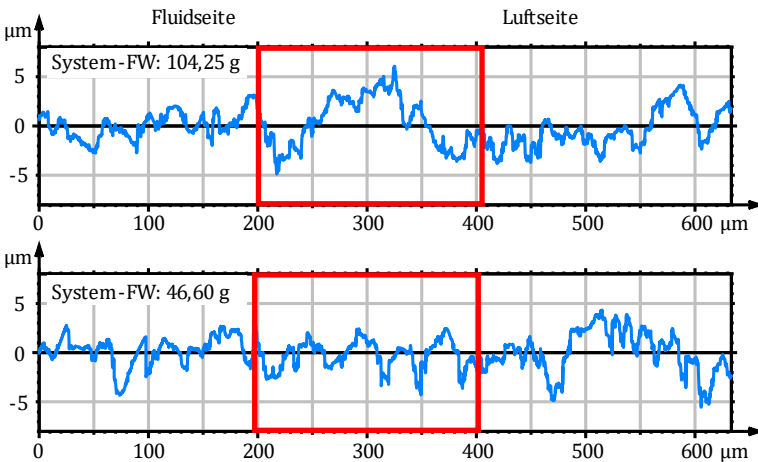


Bild 7.10: Zusammenhang zwischen der Oberflächengestalt im Bereich der Laufspur und dem System-FW (BS_1, CW)

Bei den glatteren BS- sowie den SD- und RD-DGLF konnte kein Zusammenhang zwischen dem Rauheitsprofil im Laufspurbereich und dem System-FW erkannt werden. Um dennoch den Zusammenhang zwischen der Oberflächentopographie und dem System-FW abbilden zu können, werden nachfolgend Regressionsanalysen mit den Oberflächenkenngrößen der DGLF und dem System-FW als Zielgröße durchgeführt.

7.2.2 Förderwirkung der DGLF und des RWDRs

Bei einem positiven DGLF-FW fördert die DGLF invers montiert bei einer Drehung im bzw. gegen den Uhrzeigersinn in Richtung Luft- bzw. Fluidseite und bei einem negativen DGLF-FW in die jeweils entgegengesetzte Richtung. Durch diese Vorzeichenkonvention können anhand der DGLF- und RWDR-FW Aussagen zur Dichtsicherheit eines Dichtsystems in Abhängigkeit der Drehrichtung der DGLF getroffen werden. Die in den Diagrammen in diesem Abschnitt dargestellten RWDR- und DGLF-FW wurden aus den Mittelwerten der System-FW aus den Wiederholversuchen je DGLF und Wellendrehrichtung nach den Formeln (7.1) und (7.2) berechnet.

Bild 7.11 zeigt die RWDR- und DGLF-FW für die Dichtsysteme mit der Ref-DGLF im ersten und letzten Messintervall der FW-Versuche. Es zeigt sich, dass die DGLF Ref_1 in beiden Einbaurichtungen über die komplette Versuchsdauer förderneutral ist. Aus diesem Grund wurde die DGLF Ref_1, wie bereits bei den Schmierungs- und Reibungsuntersuchungen, als Referenz-DGLF eingesetzt.

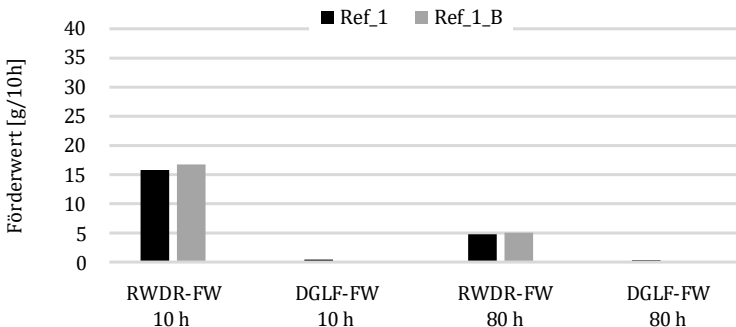


Bild 7.11: Vergleich der RWDR- und DGLF-FW bei Dichtsystemen mit Ref-DGLF

Der zeitliche Verlauf der DGLF- und RWDR-FW bei der Ref-DGLF ist in Bild 14.42 abgebildet. Das Referenzdichtsystem bietet über die komplette Versuchsdauer eine ausreichende Dichtsicherheit (RWDR-FW > DGLF-FW), auch wenn diese mit zunehmender Versuchsdauer geringer wird.

Die zeitlichen Verläufe der DGLF- und RWDR-FW aus den Versuchen mit den **BS-DGLF** sind in Bild 7.12 dargestellt. Dabei zeigt sich, dass die Förderrichtung der DGLF von Welle zu Welle unterschiedlich ist. Mit Ausnahme der DGLF BS_2 verringern sich die DGLF-FW mit zunehmender Versuchsdauer. Dies ist auf eine Glättung feinsten Oberflächenstrukturen im Dichtkontakt der DGLF zurückzuführen. Die RWDR-FW nehmen mit zunehmender Versuchsdauer kontinuierlich ab. Die höchsten RWDR-FW stellen sich bei der DGLF BS_4 ein. Aufgrund einer nicht ausreichenden Konditionierung/ Aufrauung der Dichtkante, sind bei glatteren DGLF die RWDR-FW geringer. Alle RWDR-FW sind, mit Ausnahme bei der Verwendung der DGLF BS_8, höher als bei der DGLF Ref_1. Es ist zu vermuten, dass aufgrund der geringeren Kontaktfläche zwischen RWDR und DGLF (verursacht durch die Riefen und Käme auf den DGLF), die Oberflächen der RWDR stärker verzerrt werden. Dadurch entstehen höhere RWDR-FW als in Dichtsystemen mit einer homogenen Flächenpressung im Dichtkontakt.

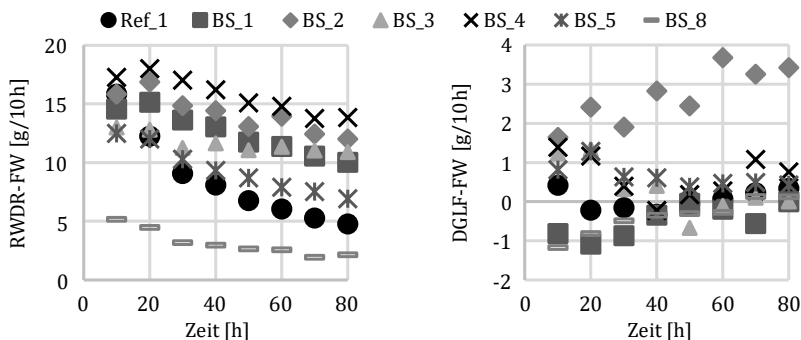


Bild 7.12: Verlauf der DGLF-FW (links) und RWDR-FW (rechts) über der Versuchsdauer bei Dichtsystemen mit BS-DGLF

Die Dichtsicherheit aller Dichtsysteme mit BS-DGLF ist über die komplette Versuchsdauer ausreichend hoch, siehe positive Differenz zwischen RWDR- und DGLF-FW in Bild 7.13. Während die RWDR-FW im ersten Messintervall mit zunehmender Rauheit (Sa-Wert) tendenziell kleiner werden, zeigt sich im letzten Messintervall ein maximaler RWDR-FW für DGLF mit einer mittleren Rauheit (BS_2 bis BS_4).

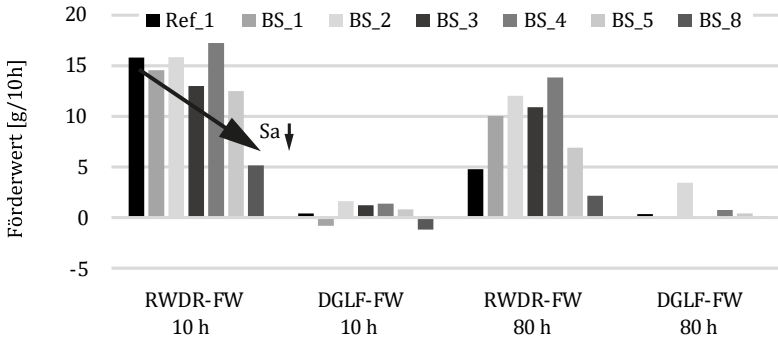


Bild 7.13: Vergleich der RWDR- und DGLF-FW bei Dichtsystemen mit BS-DGLF

Bild 7.14 zeigt die zeitlichen Verläufe der DGLF- und RWDR-FW bei der Nutzung von **SD-DGLF**. Alle SD-DGLF verursachen einen betragsmäßig ähnlichen oder höheren DGLF-FW als die DGLF Ref_1. Während die DGLF-FW bei den beiden rauesten SD-DGLF mit zunehmender Versuchsdauer betragsmäßig größer werden, nehmen sie bei den restlichen DGLF ab. Die RWDR-FW sind bei den SD-DGLF zu Beginn der Versuche kleiner als im Referenzsystem. Ab dem zweiten Messintervall nehmen auch die RWDR-FW kontinuierlich ab und erreichen am Versuchsende ein vergleichbares Niveau wie im Referenzdichtsystem. Ausnahme bildet SD_2 mit der über die ganze Versuchsdauer mehr als doppelt so hohe RWDR-FW auftreten als mit den restlichen SD-DGLF. Mit einer abnehmenden Rauheit (Sa-Wert) der DGLF werden, mit der Ausnahme von DGLF SD_2, die RWDR-FW kleiner.

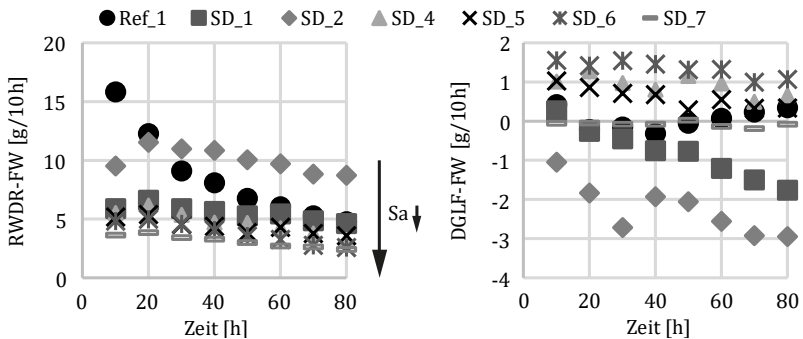


Bild 7.14: Verlauf der DGLF-FW (links) und RWDR-FW (rechts) über der Versuchsdauer bei Dichtsystemen mit SD-DGLF

Auch bei den Dichtsystemen mit den SD-DGLF ist die Dichtsicherheit über die komplette Versuchsdauer ausreichend groß, siehe Bild 7.15. Im Vergleich zu den BS- und der Ref-DGLF nehmen die RWDR-FW bei SD-DGLF mit zunehmender Versuchsdauer langsamer ab. Dadurch bleibt die Dichtsicherheit über die Versuchsdauer nahezu unverändert.

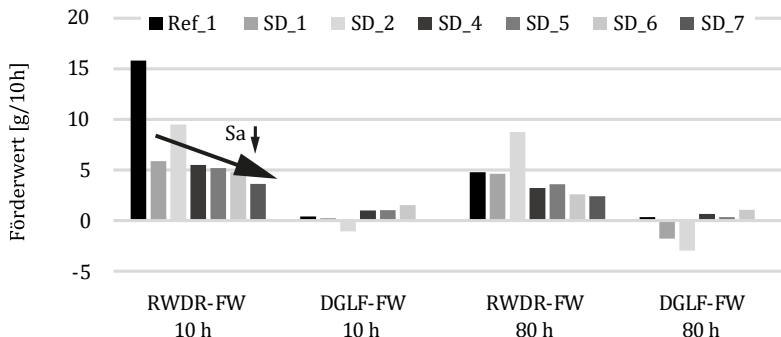


Bild 7.15: Vergleich der RWDR- und DGLF-FW bei Dichtsystemen mit SD-DGLF

Für die **RD-DGLF** ergeben sich geringe DGLF-FW, die über der Versuchsdauer nahezu konstant bleiben oder etwas kleiner werden, siehe Bild 7.16. Deshalb können diese DGLF als förderneutral bezeichnet werden. Ein Zusammenhang zwischen den RWDR-FW und der Rauheit der DGLF ist nicht erkennbar. Im Gegensatz zum Referenzdichtsystem stellen sich bei den RD-DGLF über die komplette Versuchsdauer deutlich kleinere RWDR-FW ein, die mit zunehmender Versuchsdauer zusätzlich sinken.

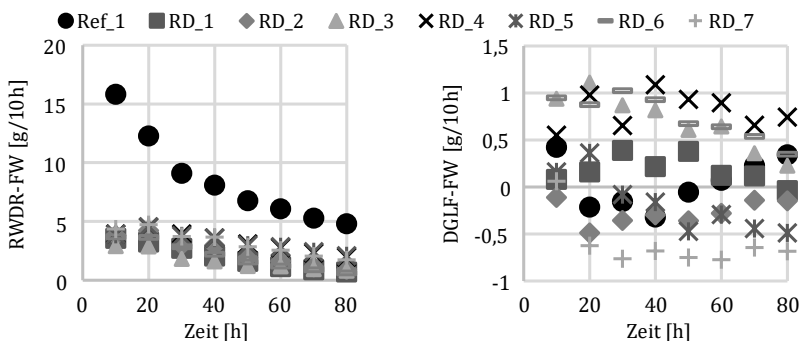


Bild 7.16: Verlauf der DGLF-FW (links) und RWDR-FW (rechts) über der Versuchsdauer bei Dichtsystemen mit RD-DGLF

Bild 7.17 zeigt, dass die RWDR-FW bei den raueren RD-DGLF über der Versuchsdauer stärker abnehmen als bei den glatteren DGLF. Aufgrund von sinkenden RWDR-FW nimmt die Dichtsicherheit mit zunehmender Versuchsdauer ab und ist nach 80 Stunden, je nach DGLF, kaum noch ausreichend oder es werden sogar bereits negative System-FW erreicht. Deshalb ist bei noch längeren Versuchsdauern die Dichtsicherheit bei keinem Dichtsystem mit einer RD-DGLF gewährleistet.

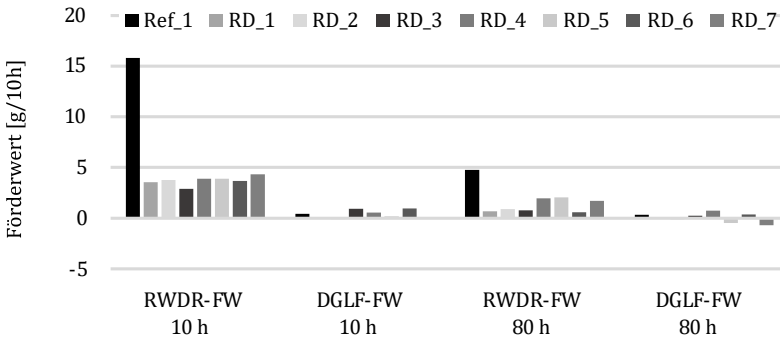


Bild 7.17: Vergleich der RWDR- und DGLF-FW bei Dichtsystemen mit RD-DGLF

Bei den **SF-DGLF** nimmt der betragsmäßige DGLF-FW bei allen Wellen mit zunehmender Versuchsdauer ab (siehe Bild 7.18). Die Ursache hierfür ist eine Einglättung der Oberflächenstrukturen. Die RWDR-FW sind sehr hoch und nehmen ebenfalls mit zunehmender Versuchsdauer ab. Je rauer eine SF-DGLF ist, desto höher ist der RWDR-FW. Die hohen RWDR-FW mit den DGLF SF_1, SF_3 und SF_5 sind, wie bereits im vorhergehenden Abschnitt erläutert, auf eine Fehlinterpretation von Leckage als Fördermenge zurückzuführen. Mit den DGLF SF_2 und SF_4 werden vergleichbare RWDR-FW erzielt wie mit der DGLF Ref_1.

Die RWDR-FW verringern sich mit einer abnehmenden Rauheit (Sa-Wert) der DGLF sowohl im ersten als auch im letzten Messintervall, siehe Bild 7.19. Mit Ausnahme der DGLF SF_3 nehmen die DGLF-FW betragsmäßig mit abnehmender Rauheit ab. Die DGLF SF_2, SF_6 und SF_7 sind nahezu förderneutral. Ein Vergleich der DGLF mit den RWDR-FW zeigt deutlich, dass bereits im ersten Messintervall bei vielen SF-DGLF keine ausreichende Dichtsicherheit vorhanden ist. Mit zunehmender Versuchsdauer nimmt die Dichtsicherheit aller Systeme weiter ab.

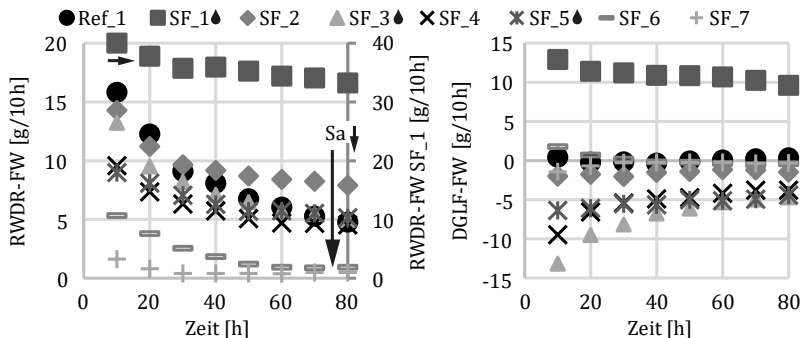


Bild 7.18: Verlauf der DGLF-FW (links) und RWDR-FW (rechts) über der Versuchsdauer bei Dichtsystemen mit SF-DGLF

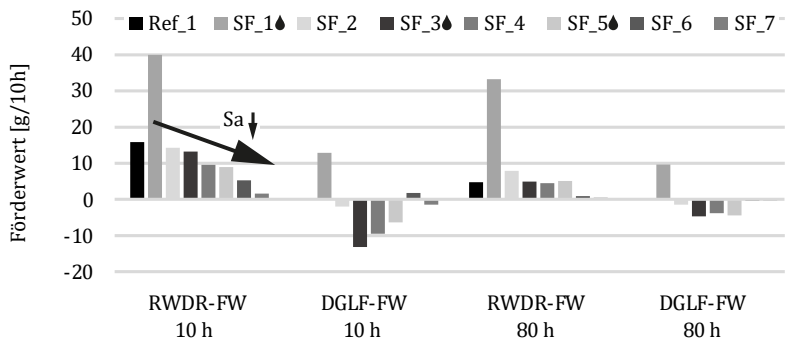


Bild 7.19: Vergleich der RWDR- und DGLF-FW bei Dichtsystemen mit SF-DGLF

7.3 Regressionsanalysen mit den Oberflächen-Kenngrößen

Je Fertigungsverfahren wurden Regressionsanalysen mit den Oberflächen-Kenngrößen und den drei Zielgrößen System-, DGLF- und RWDR-FW durchgeführt. Die R^2_{korr} -Werte dieser Regressionsanalysen liegen in einem Bereich von 82,56 % bis 99,99 %, wodurch jedes Modell ein hohes Gütemaß aufweist. Die exakten Werte für alle Regressionen können im Anhang Tabelle 14.22 entnommen werden. Neben den in Tabelle 14.19 aufgeführten unabhängigen Oberflächen-Kenngrößen wurde die Drehrichtung als weitere Eingangsgröße verwendet. Als Zielgrößen wurden die Mittelwerte aus den Wiederholversuchen je DGLF und Drehrichtung eingesetzt. Die Regressionsanalysen wurden entsprechend dem in Kap. 14.3 beschriebenen Vorgehen durchgeführt.

Tabelle 7.2 zeigt die Ergebnisse der Regressionsanalysen mit dem System-FW als Zielgröße. Im Falle der **BS-DGLF** haben ausschließlich Oberflächen-Kenngrößen einen Einfluss auf den System-FW. Hierbei nimmt der System-FW mit zunehmenden Werten für Sd_mean und Rsk sowie abnehmenden Werten für Rku und $Mr1_Umfang$ zu. Den stärksten Einfluss hat der Rku -Wert.

Bei den **SF-DGLF** haben neben den Oberflächen-Kenngrößen auch Wechselwirkungen zwischen der Drehrichtung und den Oberflächen-Kenngrößen einen Einfluss auf die System-FW. Mit höheren Werten für Sa , Ssk und Std nehmen die System-FW zu. Bei den Oberflächen-Kenngrößen $Dv-36$ und Str liegt eine Drehrichtungsabhängigkeit vor. Bei einer Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn führen höhere $Dv-36$ und Str -Werte zu einem Anstieg der System-FW und bei einer Drehung im Uhrzeigersinn zu einer Abnahme der System-FW. Der Einfluss der Drehrichtung zeigt, dass bei einer Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn höhere System-FW erzielt werden als bei einer Drehung im Uhrzeigersinn. Den stärksten Einfluss auf den System-FW haben der Sa - und der Str -Wert.

Die System-FW bei Dichtsystemen mit **RD-DGLF** hängen vor allem von Wechselwirkungen zwischen der Drehrichtung und den Oberflächen-Kenngrößen ab. Ein höherer Sa -Wert führt bei einer Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn zu abnehmenden System-FW, während bei einer Drehung im Uhrzeigersinn kein Einfluss des Sa -Werts erkennbar ist. Ein zunehmender Sku -Wert führt bei einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn zu einer Erhöhung der System-FW und bei einer Drehung gegen den Uhrzeigersinn zu einer geringfügigen Abnahme. Der Einfluss des $S5v$ -Werts ist ebenfalls drehrichtungsabhängig. Bei einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn führt ein zunehmender $S5v$ -Wert zu einer Abnahme und bei einer Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn zu einer Zunahme der System-FW. Die System-FW sind bei einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn höher als bei einer Drehung gegen den Uhrzeigersinn.

Bei Dichtsystemen mit **SD-DGLF** haben die Oberflächen-Kenngrößen den stärksten Einfluss auf die Höhe der System-FW. Einen Einfluss zeigen allerdings auch Wechselwirkungen zwischen den Oberflächen-Kenngrößen und der Drehrichtung sowie die Drehrichtung selbst. Die System-FW nehmen mit zunehmenden Werten für $DP-360$ und Rku sowie abnehmenden Werten für Sa und $Smr1$ zu. Der Einfluss von Sal ist drehrichtungsabhängig. Während bei einer Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn zunehmende Werte für Sal zu einer Zunahme der System-FW führen, verursachen diese bei einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn eine Abnahme der System-FW. Bei einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn werden höhere System-FW erzielt als bei einer Drehung gegen den Uhrzeigersinn.

Tabelle 7.2: Übersicht Ergebnisse Regression System-FW

	Pos	Eingangsgröße (Varianz)	Pos	Kenngößen (Varianz)
BS	1	Oberfläche (1,79)	1a	linear: Rku (0,75), Rsk (0,47), Sd_mean (0,34), Mr1_Umfang (0,23)
SF	1	Oberfläche (10,14)	1a	linear: Str (4,58), Sa (4,19), Std (0,57), Ssk (0,45), Dv-36 (0,35)
	2	WW (3,52)	2a	Drehrichtung: Str (3,10), Dv-36 (0,42)
RD	1	WW (4,95)	1a	Drehrichtung: S5v (2,17), Sa (1,75), Sku (1,03)
	2	Oberfläche (1,88)	2a	linear: Sku (1,88)
	3	Drehrichtung (1,01)		
SD	1	Oberfläche (11,76)	1a	linear: Rku (3,40), DP-360 (3,33), Smr1 (2,73), Sa (1,58)
			1b	quadratisch: DP-360 (0,72)
	2	WW (3,06)	2a	Drehrichtung: Rku (1,42), Sal (0,84), DP-360 (0,80)
	3	Drehrichtung (0,66)		

Tabelle 7.3 zeigt die Ergebnisse der Regressionen mit den DGLF-FW als Zielgröße. Bei allen Fertigungsverfahren haben ausschließlich die Oberflächen bzw. die Oberflächen-Kenngößen einen signifikanten Einfluss auf die Höhe der DGLF-FW. Bei den **BS-DGLF** führen zunehmende SdmedianS-, SdmedianV- und Std-Werte sowie abnehmende Rku-Werte zu einer Zunahme der DGLF-FW. Die **SF-DGLF** verursachen mit zunehmenden Sa-, Smr2- und Mr1_Umfang- sowie abnehmenden Dv-36- und Str-Werten höhere DGLF-FW. Den stärksten Einfluss hat dabei der Str-Wert. Die **RD-DGLF** zeigen bei einer Zunahme von Sa und Sku sowie einer Abnahme von Rdq, S5v und Sal zunehmende DGLF-FW. Den stärksten Einfluss haben die Sa- und S5v-Werte. Bei den **SD-DGLF** führen zunehmende Werte von Sal und abnehmende Werte von DP-360, Std und Smr1 zu höheren DGLF-FW. Ein maximaler DGLF-FW stellt sich für einen Sa-Wert von ca. Sa = 0,6 µm ein.

Tabelle 7.3: Übersicht Ergebnisse Regression DGLF-FW

	Pos	Eingangsgröße (Varianz)	Pos	Kenngroßen (Varianz)
BS	1	Oberfläche (2,97)	1a	linear: Std (0,94), Rku (0,83), SdmedianV (0,72), SdmedianS (0,48)
SF	1	Oberfläche (10,99)	1a	linear: Str (9,79), Dv-36 (1,08), Sa (0,08), Smr2 (0,03), Mr1_Umfang (0,01)
RD	1	Oberfläche (1,40)	1a	linear: Sa (0,46), Sku (0,42), S5v (0,32), Sal (0,11), Rdq (0,09)
SD	1	Oberfläche (9,64)	1a	linear: Std (2,32), Smr1 (2,21), DP-360 (1,29), Sa (1,04), Sal (0,81)
			1b	quadratisch: Sa (1,97)

Auch bei den RWDR-FW haben bei allen Fertigungsverfahren ausschließlich die Oberflächen bzw. die Oberflächen-Kenngroßen einen Einfluss auf die Höhe der FW, siehe Tabelle 7.4. In Dichtsystemen mit **BS-DGLF** verursachen zunehmende Werte von Sd_mean und Rsk sowie abnehmende Werte von Rku und Mr1_Umfang höhere RWDR-FW. Den stärksten Einfluss hat dabei Rku. **SF-DGLF** erzeugen mit einer Zunahme von Sa, Ssk und Std sowie einer Abnahme von Dv-36 und Str höhere RWDR-FW. Bei diesen DGLF haben Sa und Str den stärksten Einfluss auf die Höhe des RWDR-FWs. Mit **RD-DGLF** ergeben sich höhere RWDR-FW bei zunehmenden Werten von DP-360, Ssk und S5v sowie abnehmenden Werten von Sal. Dabei ist der Einfluss der Kenngroßen Sal, Ssk und S5v nahezu gleich stark. In Dichtsystemen mit **SD-DGLF** werden die RWDR-FW mit zunehmenden Werten von DP-360 und Rku sowie abnehmenden Werten von Sa und Smr1 höher. Den stärksten Einfluss auf den RWDR-FW hat hierbei die Periodenlänge DP-360, dicht gefolgt von Smr1 und Rku.

Tabelle 7.4: Übersicht Ergebnisse Regression RWDR-FW

	Pos	Eingangsgröße (Varianz)	Pos	Kenngroßen (Varianz)
BS	1	Oberfläche (10,35)	1a	linear: Rku (4,25), Rsk (2,53), Sd_mean (2,08), Mr1_Umfang (1,49)
SF	1	Oberfläche (3,51)	1a	linear: Sa (2,10), Str (0,90), Std (0,28), Ssk (0,23)
RD	1	Oberfläche (5,32)	1a	linear: Sal (1,63), Ssk (1,50), S5v (1,46), DP-360 (0,73)
SD	1	Oberfläche (5,63)	1a	linear: DP-360 (1,49), Smr1 (1,41), Rku (1,37), Sa (0,81)
			1b	quadratisch: DP-360 (0,55)

7.4 Zusammenfassung und Fazit

Die FW-Versuche zeigen unabhängig vom Fertigungsverfahren der eingesetzten DGLF bei allen Dichtsystemen System-FW, die mit zunehmender Versuchsdauer abnehmen und sich einem Grenz-FW annähern. Die Ursache hierfür stellt die Konditionierung der RWD dar. Bei DGLF mit geschlossenen, umlaufenden Strukturen (**BS-**, **SD-** und **z. T. RD-DGLF**) bleiben die System-FW innerhalb der beiden ersten Messintervalle konstant oder nehmen sogar etwas zu. Die Höhe der FW-Zunahme ist dabei von der Höhe der Strukturen abhängig: Je höher die Strukturen bzw. je rauer die DGLF, desto größer ist die FW-Zunahme. Diese beiden Beobachtungen bestätigen die Funktionshypothese, dass umlaufende Oberflächenstrukturen das Eindringen von Fluid in den Dichtspalt behindern und dieser Effekt mit höheren Strukturen verstärkt wird. Jedoch hängt die Höhe der System-FW nicht alleine von der Höhe der umlaufenden Strukturen ab, sondern z. B. auch von deren Anzahl im Dichtkontakt. Zusätzlich zeigen Dichtsysteme, deren DGLF umlaufende Strukturen (**BS-** und **SD-DGLF**) aufweisen, von der Einbaurichtung der DGLF abhängige System-FW. Die System-FW sind bei Dichtsystemen mit SF- und SD-DGLF z. T. drehrichtungsabhängig. Mit **BS-** und **SD-DGLF** können System-FW erzielt werden, die höher sind als die des Referenzdichtsystems. Auch mit **SF-DGLF** scheinen zunächst höhere System-FW erreichbar zu sein, allerdings zeigen nachfolgende Praxisversuche, dass bei diesen Dichtsystemen Leakage auftritt, die in den FW-Untersuchungen als Fördermenge fehlinterpretiert wird. Die System-FW sind

bei Dichtsystemen mit **RD-DGLF** am kleinsten. Ein maximaler System-FW ist hier mit einer DGLF der Oberflächengestalt, die vergleichbar ist mit RD_4 und RD_5, erzielbar.

Die Funktionshypothese, dass bei einem Dichtsystem mit einer **SF-DGLF** eine glattere DGLF zu höheren System-FW führt, konnte falsifiziert werden. In diesen Dichtsystemen hebt die Dichtkante zwar bereits bei kleineren Gümbelzahlen von der DGLF ab, aber es bilden sich niedrigere System-FW, die auf einen kleinen Dichtspalt hindeuten.

Bei Dichtsystemen mit **BS-DGLF** können die DGLF anhand deren DGLF-FW teilweise als förderneutral bezeichnet werden. Die RWDR-FW nehmen mit zunehmender Versuchsdauer ab, sind aber höher als im Referenzdichtsystem. Die Dichtsicherheit ist über die komplette Versuchsdauer ausreichend.

Bei den untersuchten **SD-DGLF** kann anhand der DGLF-FW lediglich SD_7 als förderneutral bezeichnet werden. Die RWDR-FW nehmen in Dichtsystemen mit SD-DGLF kontinuierlich mit der Versuchsdauer ab und sind in den meisten Fällen kleiner als im Referenzdichtsystem. Die Dichtsicherheit ist in diesen Dichtsystemen ausreichend, nimmt aber mit der Versuchsdauer ab.

RD-DGLF verursachen sehr kleine DGLF-FW und sind damit nahezu förderneutral. Allerdings stellen sich auch sehr kleine RWDR-FW ein, die mit der Versuchsdauer weiter abnehmen. Dadurch ist die Dichtsicherheit nach 80 Stunden z. T. nicht mehr ausreichend gewährleistet.

Die DGLF-FW von **SF-DGLF** sind sehr hoch, nehmen aber mit der Versuchsdauer ab. Die Abnahme ist auf eine Glättung feinsten Oberflächenstrukturen zurückzuführen. Auch die RWDR-FW nehmen mit der Versuchsdauer ab und liegen je nach Rauheit im Bereich des RWDR-FWs im Referenzdichtsystem. Die RWDR-FW, die z. T. höher als im Referenzdichtsystem sind, sind wie der System-FW, auf eine Fehlinterpretation von Leckage als Fördermenge zurückzuführen. Die Dichtsicherheit ist bei den meisten SF-DGLF von Beginn an nicht ausreichend und verringert sich mit der Versuchsdauer weiter.

Die Radialkraft F_r nimmt bei allen FW-Versuchen mit der Versuchsdauer zu und der System-FW ab. Dieser Zusammenhang stützt unter der Annahme einer nahezu unveränderten Kontaktbreite zwischen Dichtkante und DGLF die Funktionshypothese, nach der mit zunehmender Flächenpressung die Förderwirkung eines Dichtsystems geringer wird. Gestützt wird die Funktionshypothese außerdem von Remppis, nach dem mit abnehmender Radialkraft F_r die Gümbelzahl G_{hyd} und somit auch die Förderwirkung zunimmt [173]. Um abschließende Erkenntnisse über die ideale Radialkraft und somit eine optimale Flächenpressung zu erhalten, sind Versuche mit aktiv veränderter Radialkraft unabdingbar.

Die Funktionshypothese, wonach ein höherer System-FW automatisch zu einer höheren Dichtsicherheit führt, ist falsch. Die Untersuchungen der SF-DGLF zeigen, dass

auch Dichtsysteme mit hohen System-FW, aufgrund ebenfalls hoher DGLF-FW, eine nicht ausreichende Dichtsicherheit aufweisen können. Zudem ist zu beachten, dass ein zu hoher System-FW auch zu Mangelschmierung im Dichtkontakt und infolge dessen zu einer thermischen Schädigung sowie einem Ausfall des Dichtsystems durch Leckage führen kann.

Anhand der FW-Untersuchungen können SF- und RD-DGLF als geeignete DGLF wegen einer zu geringen Dichtsicherheit ausgeschlossen werden. Eine abschließende Beurteilung der BS- und SD-DGLF ist alleine durch diese Untersuchungen nicht möglich. Es ist zu beachten, dass eine richtige Bewertung der FW im Falle der SF-DGLF ausschließlich mit zusätzlichen Dauerlaufversuchen möglich ist, da nur durch diese Leckage nachgewiesen und somit eine Fehlinterpretation verhindert werden kann.

Der Einfluss der Oberflächentopographie, die an der exakten Laufspurposition der Dichtkante auf der DGLF gemessen wurde, auf den System-FW kann nicht anhand eines 2D-Profilsschriebs beurteilt werden. Allerdings können die an dieser Position ermittelten 3D-Topographien als Basis für eine Simulation der Dichtspalthöhe, der Reibkoeffizienten sowie der Förderwerte mit dem Tool IMA-FFSim-Solve [177] verwendet werden. Die Ergebnisse der Simulation können damit direkt mit den real gemessenen Größen aus dem Versuch verglichen werden.

Durch Regressionsanalysen können verlässliche mathematische Modelle für die Zielgrößen System-, DGLF- und RWDR-FW aufgestellt werden. Diese Modelle erlauben es, den Einfluss der verschiedenen Oberflächen-Kenngrößen auf die jeweilige FW-Größe zu bestimmen. Daraus können Rückschlüsse auf eine ideale DGLF gezogen werden.

8 Praxisuntersuchungen

In diesem Kapitel werden zunächst die Versuchsdurchführung und -auswertung sowie daran anschließend die Ergebnisse der Praxisuntersuchungen vorgestellt. Das Ziel der Praxisuntersuchungen ist es, den Einfluss der alternativ gefertigten DGLF auf das Verhalten realer Dichtsysteme zu untersuchen. Im Gegensatz zu den bisher gezeigten Untersuchungen wird hierbei auch der Zustand des Dichtsystems berücksichtigt.

8.1 Versuchsdurchführung und -auswertung

Die Praxisuntersuchungen wurden bei einer konstanten Drehzahl von $n = 1194$ 1/min (Umfangsgeschwindigkeit von $u = 5$ m/s) über eine Versuchsdauer von 240 Stunden am Dauerlaufprüfstand, siehe Kap. 4.2.1, durchgeführt. Die Drehzahl wurde ausgewählt, da nach Kap. 6.2.2 in diesem Drehzahlbereich in allen untersuchten RWD Flüssigkeitsreibung herrscht. Um den Einfluss der verschiedenen DGLF auf den Fluidaustausch im Dichtspalt über Temperaturmessungen bewerten zu können, wurden die Versuche mit einem untemperierten, bis zur Wellenmitte anstehenden Ölsumpf durchgeführt. Der Ölsumpf erwärmt sich dabei durch die Reibung im Dichtkontakt. Durch eine Messung der Ölsumpftemperatur während der kompletten Versuchsdauer kann der Zusammenhang zwischen der Ölsumpftemperatur und des Schmierungs Zustands im Dichtkontakt untersucht werden. Als Fluid wurde, wie auch in den anderen Versuchen, das Mineralöl FVA 3 (siehe Kap. 5.3) eingesetzt. Vor jedem Versuch wurden die statische Exzentrizität $\varepsilon_{\text{stat}}$ zwischen der DGLF und dem RWDR sowie die dynamische Exzentrizität ε_{dyn} der DGLF gemessen, auf einen Wert von jeweils $\varepsilon \leq 10$ μm eingestellt und dokumentiert. Mit jeder untersuchten DGLF wurden insgesamt vier Versuche (beide Drehrichtungen jeweils drucklos und mit einer Druckbeaufschlagung von 0,25 bar) durchgeführt. Durch die verschiedenen Druckbelastungen werden die Prüfläufe zeitlich gerafft, wodurch die Eignung einer DGLF schneller zu überprüfen ist. Für jeden Versuch wurde ein neuer, ausgelagerter RWDR verwendet. In Tabelle 8.1 sind die Standard-Betriebsbedingungen der Praxisuntersuchungen zusammengefasst. Zusätzlich wurden für die Regressionsanalysen einige Versuche mit halbiertes und doppelter Drehzahl durchgeführt.

Tabelle 8.1: Betriebsbedingungen Praxisuntersuchungen

Drehzahl [1/min]	Ölsumpftemperatur [°C]	Versuchsdauer [h]	Druck [bar]
1194	untemperiert	240	0 / 0,25

Während der Versuche wurden in einem 24 Stunden Intervall die Temperatur auf der Luftseite in Dichtspaltnähe mittels einer Thermokamera gemessen sowie eventuelle Leckage gewogen. Zusätzlich wurden beobachtete Besonderheiten (Verschleißpartikel, Ölmeniskus auf der Luftseite, Quietschen, etc.) dokumentiert.

Vor und nach jedem Versuch wurde die Radialkraft der verwendeten RWDR entsprechend des in Kap. 5.1.1 beschriebenen Vorgehens gemessen. Die Bewertung des Dichtkantenzustands erfolgte nach der in Kap. 5.1.2 vorgestellten IMA-MARS. Auch die Verschleißbreite wird nach dem in Kap. 5.1.2 beschriebenen Vorgehen gemessen. Zusätzlich wurde nach Abschluss aller Versuche an ausgewählten RWDR die 2D- und 3D-Rauheit an der Dichtkante mit dem Laserscanning-Mikroskop (siehe Kap. 4.1.1) gemessen. Hierzu wurden an vier Positionen (oben, unten, links und rechts) am Umfang des RWDRs Proben entnommen. Aus den daraus erzeugten 3D-Topographien wurden die 3D-Rauheiten ermittelt sowie in Achs- und Umfangsrichtung Profilschriebe extrahiert und daraus die 2D-Rauheiten bestimmt.

8.2 Versuchsergebnisse

Die Versuchsergebnisse der Praxisuntersuchungen werden nachfolgend, getrennt in Leckage, Temperatur, Radialkraft und Verschleiß, vorgestellt. Die Verschleißergebnisse werden nochmals in RWDR- und DGLF-Verschleiß, den Vergleich von RWDR-Verschleiß und DGLF-Topographie sowie die Rauheit der Dichtkante untergliedert.

8.2.1 Leckage

Die meisten Dichtsysteme zeigten in den Praxisuntersuchungen keine Leckage. Die **SF-DGLF** verursachten mit Ausnahme der Versuche **SF_1_CCW** und **SF_6_CCW_drucklos** Leckage, siehe Bild 8.1. Bei einer Druckbeaufschlagung des Ölraums entsteht im Versuch **SF_6_CCW** ebenfalls Leckage. Diese Ergebnisse stimmen mit den Makro-Drallmessungen überein, wonach die **SF-DGLF** einen Makro-Linksdrall aufweisen, siehe Kap. 5.2.2 sowie Bild 2.31. In den Versuchen **SF_1_CCW** (drucklos und druckbelastet) und **SF_6_CCW_drucklos** trat ein Ölmeniskus auf der Luftseite der Dichtkante auf. Mit zunehmender Rauheit (Sa-Wert) der DGLF steigt die Leckagemenge. Die Leckagemenge nimmt ohne Druckbeaufschlagung, mit zunehmender Versuchsdauer in der Regel ab. Diese Abnahme ist auf eine Glättung der Drallstrukturen im Bereich der Laufspur zurückzuführen, vgl. auch Kap. 8.2.5. Eine zunehmende Leckage, wie bei **SF_3_CCW** und **SF_4_CCW**, ist hingegen auf eine Beschädigung der

Dichtkante und damit einen verschlechterten dynamischen Dichtmechanismus zurückzuführen. Die Leckagemengen sind nahezu unabhängig von einer Druckbeaufschlagung des Ölraums.

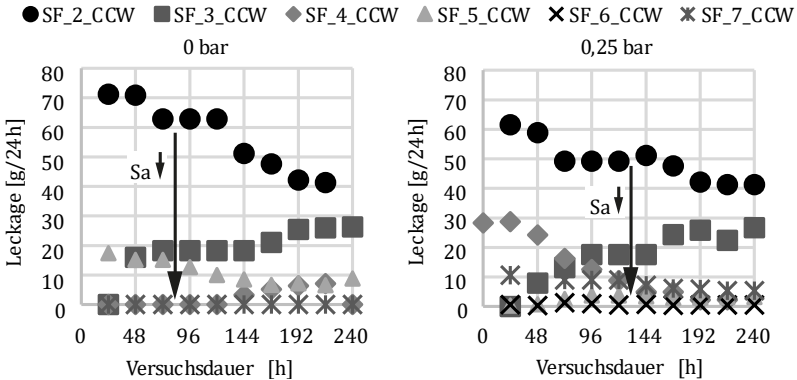


Bild 8.1: Verlauf der Leckage über der Versuchsdauer (SF-DGLF, links: drucklos, rechts: 0,25 bar Überdruck)

In den Versuchen mit den **BS-**, **RD-** und **SD-DGLF** trat nur in wenigen Fällen Leckage auf, diese sind in Bild 8.2 dargestellt. Die Leckagemengen sind verglichen mit denen bei **SF-DGLF** sehr klein. In den drucklosen Versuchen trat lediglich bei **RD_1_CW** in den ersten 100 Versuchsstunden Leckage auf. Zusätzlich zu den dargestellten Versuchen trat bei den drucklosen Versuchen **BS_3_CW** und **SD_6_CW** sowie **RD_1_CCW** und **RD_6_CCW** ein Ölmeniskus auf.

Durch eine Druckbeaufschlagung des Ölraums zeigten die Dichtsysteme mit den DGLF **BS_2**, **BS_5**, **SD_6** und **SD_8** bei einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn Leckage, siehe Bild 8.2 rechts. Die Leckagen traten dabei frühestens nach einer Versuchsdauer von 48 Stunden auf. Die beiden **SD-DGLF** zeigten zudem auch bei einer Drehrichtung gegen den Uhrzeigersinn einen Ölmeniskus. Außerdem trat in den Versuchen **RD_1_CW** und **RD_6** (CW und CCW) ein Ölmeniskus auf. Das Auftreten von Leckage oder eines Ölmeniskus in beiden Drehrichtungen zeigt, dass die Leckage bei den **SD-** und **RD-DGLF** nicht direkt von Drall verursacht wird, sondern durch eine Beeinträchtigung des dynamischen Dichtmechanismus entsteht.

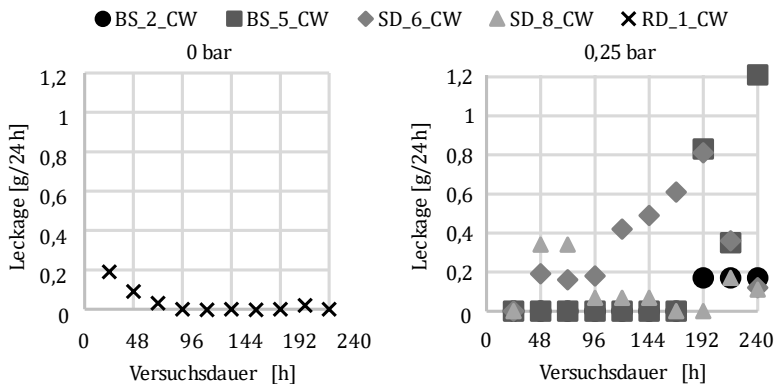


Bild 8.2: Verlauf der Leckage über der Versuchsdauer (BS-, RD- und SD-DGLF, links: drucklos, rechts: 0,25 bar Überdruck)

8.2.2 Quietschen des RWDRs

In den druckbelasteten Versuchen mit den DGLF **SF_1** (CCW) sowie **SF_5**, **SF_6**, **RD_1** und **RD_6** (CW) sowie in den drucklosen Versuchen mit den DGLF **RD_6** und **SD_8** (CCW) sowie **SF_3** und **RD_6** (CW) fingen die RWDR im Laufe der Versuche an zu quietschen. Das Quietschen entsteht durch einen Stick-Slip-Effekt zwischen der Dichtkante und der DGLF in Folge von Mangelschmierung. Nach Jakobi [178] kann der Anregungsmechanismus in vier Phasen – Haften, Torsion, Lösen und Gleiten – unterteilt werden, wobei beim Lösen das Quietschen entsteht. Jakobi stellt zwei Modelle – das „Saugnapfmodell“ und das „Drehorgelmodell“ – zur Erklärung des Anregungsmechanismus vor. Die Ursache für das Haften ist dabei fehlender Schmierstoff im Dichtkontakt, was nach dem „Saugnapfmodell“ zu vergrößerten Adhäsionskräften und nach dem „Drehorgelmodell“ zu einem Verhaken von Rauheitsspitzen von DGLF und RWDR führt.

Eine umfassende Bewertung des Quietschens ist nicht möglich, da nicht gewährleistet werden kann, dass jedes auftretende Quietschen im Labor bemerkt und dokumentiert wird. Zudem trat das Quietschen in der Regel nicht kontinuierlich über die gesamte Versuchsdauer, sondern lediglich phasenweise auf. Dieses phasenweise Auftreten verdeutlicht, dass sich der Schmierungszustand im Dichtkontakt mit dem Betrieb verändert.

8.2.3 Temperatur

Der Zusammenhang zwischen der maximalen auf der Luftseite in Dichtspaltnähe gemessenen Temperatur, im Folgenden DS-Temperatur genannt, und der maximalen Ölumpftemperatur ist in Bild 8.3 dargestellt. Aufgrund des hohen Bestimmtheitsmaßes $R^2 = 0,746$ der Korrelation zwischen beiden Temperaturen genügt es, die Messwerte einer der beiden Temperaturen zu analysieren. Da die DS-Temperaturen höhere Werte aufweisen als die Ölumpftemperatur, sind auch die Temperaturunterschiede zwischen den verschiedenen Dichtsystemen größer als bei der Ölumpftemperatur.

Aus diesem Grund werden im Folgenden ausschließlich die Temperaturen in Dichtspaltnähe betrachtet. Die Messwerte der Ölumpftemperaturen sind im Anhang Kap. 14.6.1 zu entnehmen.

Entscheidend für die thermische Schädigung einer Dichtkante ist die maximal erreichte Temperatur. Bild 8.4 zeigt daher die maximale DS-Temperatur bei drucklosen und mit Druck beaufschlagten Dichtsystemen mit **Ref**-, **BS**- und **SF-DGLF**. Eine Übersicht über die mittleren sowie die minimalen und maximalen DS-Temperaturen (über die Streubalken) sind Bild 14.43 zu entnehmen. Dichtsysteme, die Leckage oder einen Ölmeniskus aufwiesen, siehe Kap. 8.2.1, sind in den Diagrammen mit einem Fluidtropfen entsprechend der Größe der Leckagemenge markiert. Dies erlaubt eine bessere Beurteilung der gemessenen Temperaturen, da Leckage die Schmierung verbessert und dadurch zu niedrigeren Temperaturen führt.

Bei den Dichtsystemen mit der DGLF **Ref_1** ist die sich ergebende Temperatur bei den drucklosen Versuchen nahezu unabhängig von der Drehrichtung. Durch die Druckbeaufschlagung ergeben sich höhere Temperaturen ($\Delta T \approx 14$ K).

Bei den drucklosen Versuchen mit den DGLF **BS_1 bis BS_4** ergeben sich drehrichtungsabhängig unterschiedliche Temperaturen. Die maximalen Temperaturen sind, mit Ausnahme des Dichtsystems mit der DGLF **BS_8**, vergleichbar mit der im Referenzdichtsystem. Eine Abnahme der Rauheit (Sa-Wert) führt erst ab der Rauheit der DGLF **BS_4** ($S_a = 0,54 \mu\text{m}$) zu einer Zunahme der Temperatur. Die höchsten Temperaturen treten mit der DGLF **BS_8** auf ($\vartheta = 82,5$ °C). Bei den Druck beaufschlagten Versuchen ist kein Zusammenhang zwischen der Rauheit der **BS-DGLF** (Sa-Wert) und der

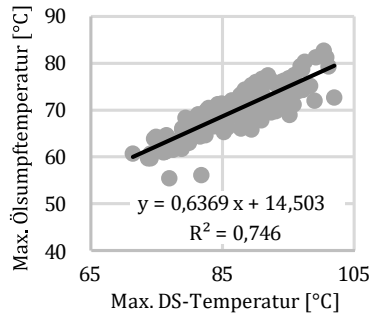


Bild 8.3: Korrelation zwischen DS-Temperatur und Ölumpftemperatur

Temperatur feststellbar. Die in den Versuchen mit den DGLF **BS_2** und **BS_5** auftretende Leckage führt zu großen Temperaturunterschieden im Verlauf der Versuche (große Streubalken in Bild 14.43). Die stärkere Anpressung der Dichtkante an die DGLF, aufgrund der Druckbeaufschlagung, führt bei allen DGLF zu höheren Temperaturen als ohne Druckbeaufschlagung.

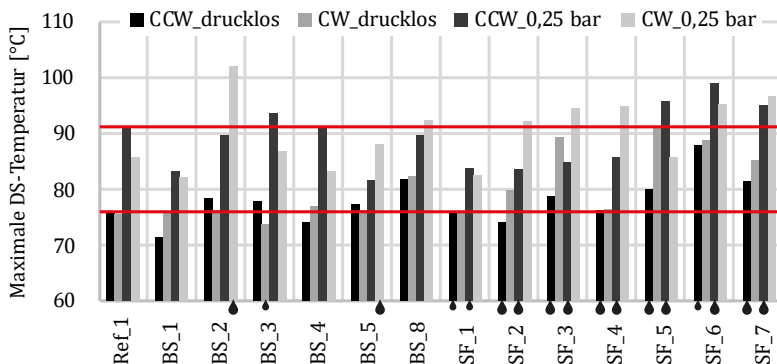


Bild 8.4: Vergleich der DS-Temperaturen bei Dichtsystemen mit Ref-, BS- und SF-DGLF

Die Temperaturen in den Dichtsystemen mit den DGLF **SF_2**, **SF_3** und **SF_5** sowie **SF_7** zeigen in den drucklosen Versuchen eine Drehrichtungsabhängigkeit, die wie bereits die Leckage, auf den Makro-Links-Drall dieser DGLF zurückzuführen ist, vgl. Kap. 5.2.2. Dadurch sind die Temperaturen bei einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn deutlich höher als bei einer Drehung gegen den Uhrzeigersinn (max. $\Delta T \approx 12$ K). Die hohen Temperaturen deuten auf Mangelschmierung oder Trockenlauf im Dichtkontakt hin. Die Temperatur nimmt bei den **SF-DGLF** ohne Druckbeaufschlagung mit abnehmender Rauheit (Sa-Wert) der DGLF tendenziell zu. Lediglich mit den DGLF **SF_1** und **SF_4** (drucklos) sind mit dem Referenzdichtsystem vergleichbare Temperaturen erzielbar.

Bei den Dichtsystemen mit den **RD-DGLF** sind alle Temperaturen höher als im Referenzdichtsystem. In den drucklosen Versuchen ist kein Einfluss der Rauheit (Sa-Wert) auf die Temperatur erkennbar, siehe Bild 8.5. Durch eine Druckbeaufschlagung steigen die Temperaturen, wobei die höchsten Temperaturen ($\vartheta \geq 100$ °C) bei den DGLF **RD_2** und **RD_3** auftreten. Spätere Analysen zeigen in diesen Fällen eine thermische Schädigung der Dichtkanten.

In den Dichtsystemen mit den **SD-DGLF** nimmt die Temperatur ohne Druckbeaufschlagung beim Unterschreiten der Rauheit unter den Sa-Wert der DGLF **SD_5**

($S_a = 0,3 \mu\text{m}$) zu. Alle maximalen Temperaturen sind höher als im Referenzdichtsystem. Bei einer Druckbeaufschlagung ist die Temperaturzunahme mit abnehmender Rauheit der DGLF aufgrund von auftretender Leckage geringer als in den drucklosen Versuchen.

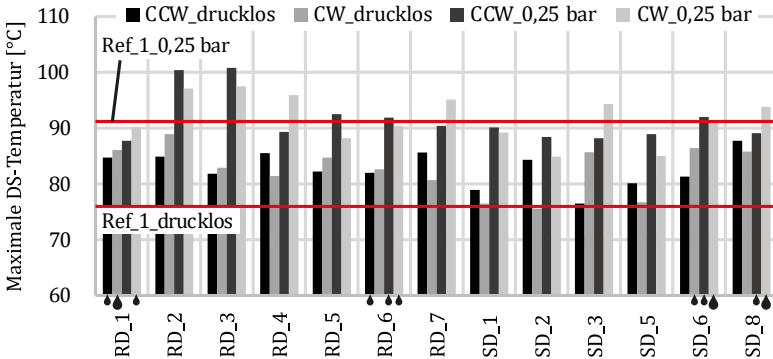


Bild 8.5: Vergleich der DS-Temperaturen bei Dichtsystemen mit RD- und SD-DGLF

Im Folgenden wird der zeitliche Temperaturverlauf anhand der **BS-** und **SF-DGLF** vorgestellt. Die Temperaturverläufe mit den **BS-DGLF** stehen hierbei exemplarisch auch für die Temperaturverläufe mit den **RD-** und **SD-DGLF**. Bild 8.6 zeigt die zeitlichen Verläufe der DS-Temperaturen in den Dichtsystemen mit **BS-DGLF** bei einer Drehrichtung im Uhrzeigersinn. In den drucklosen Versuchen nimmt die Temperatur innerhalb der ersten ca. 150 Stunden zu und nähert sich dann einer Temperatur an. Dieses Verhalten ist bei einer Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn sowie bei den drucklosen Dichtsystemen mit **RD-** und **SD-DGLF** ebenfalls beobachtbar, siehe Bild 14.47 bis Bild 14.49. Die zunehmenden Temperaturen entstehen, wenn der Fluidaustausch im Dichtkontakt durch Verschleiß bzw. Beschädigungen an der Dichtkante oder der DGLF verschlechtert wird. Besonders in den ersten 100 Versuchsstunden ist die Temperatur im Referenzdichtsystem niedriger als in den Dichtsystemen mit den **BS-DGLF**.

In den Dichtsystemen mit **BS-**, **RD-** und **SD-DGLF** und mit einer Druckbeaufschlagung bleibt die Temperatur mit zunehmender Versuchsdauer annähernd konstant oder nimmt ab. In wenigen Ausnahmen, z. B. **BS_1_CW** und **BS_8_CW** nehmen die Temperaturen wie in den drucklosen Versuchen zu. Die Ursachen für eine abnehmende Temperatur sind, wie z. B. bei der DGLF **BS_5**, auftretende Leckage oder ein durch den Einlauf des Dichtsystems verbesserter Fluidaustausch im Dichtkontakt.

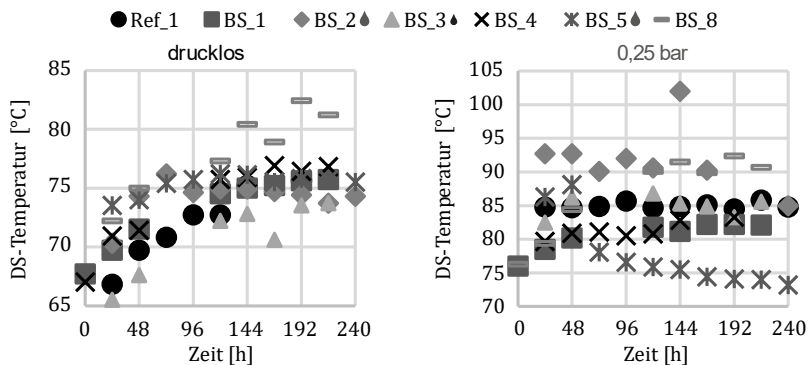


Bild 8.6: Verlauf der DS-Temperatur (BS-DGLF, CW, links: drucklos, rechts: 0,25 bar)

Im Gegensatz zu Dichtsystemen mit **BS-**, **RD-** und **SD-DGLF**, weisen die **SF-DGLF** keine umlaufenden Strukturen auf. Bei ihnen bleibt die Temperatur in allen Versuchen konstant oder nimmt nur geringfügig zu, siehe Bild 8.7. Die Ursache hierfür ist der Drall der **SF-DGLF**, der ab Versuchsbeginn zu einer geringen Fluidrückförderung im Dichtspalt und teilweise zu Leckage führt. Dadurch ist der Dichtkontakt gut geschmiert und es tritt kein Einlaufeffekt auf.

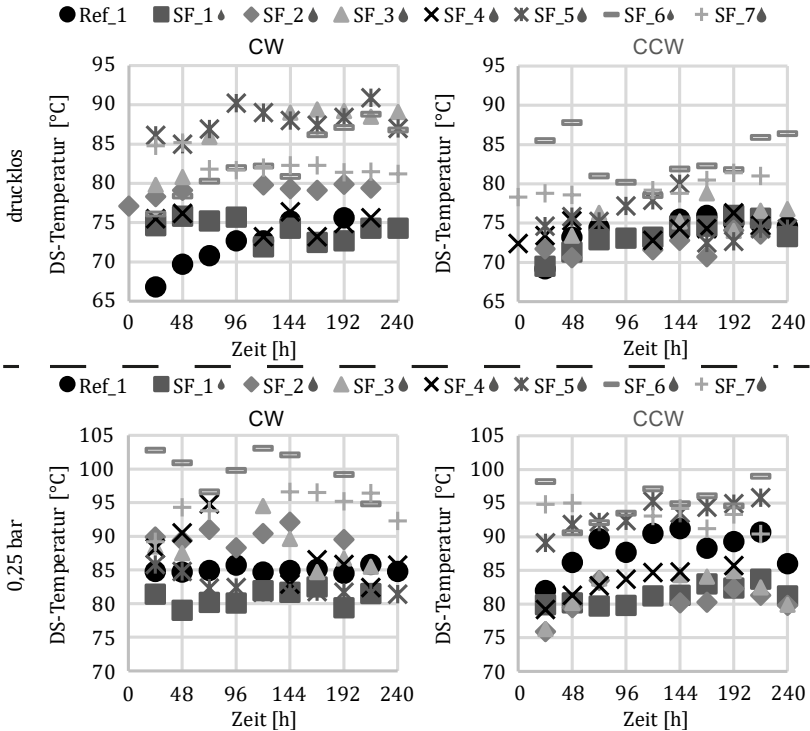


Bild 8.7: Verlauf der Temperatur in Dichtspaltnähe (SF-DGLF, oben: drucklos, unten: 0,25 bar, links: CW, rechts: CCW)

Die vorgestellten Ergebnisse der Temperaturmessungen zeigen bei **BS-** und **SD-DGLF** mit abnehmender Rauheit eine Temperaturzunahme und falsifizieren somit die Funktionshypothese, nach der höhere umlaufende Strukturen zu höheren Dichtspaltemperaturen führen. Eine mögliche Bestätigung dieser Funktionshypothese kann in einer starken lokalen Überhöhung der Dichtspaltemperatur aufgrund einer Beeinträchtigung des Fluidaustauschs im Dichtspalt liegen, was in Kap. 8.2.5 „Verschleiß“ betrachtet wird.

Bei den Dichtsystemen mit den **SF-DGLF** konnte die Funktionshypothese, dass die Oberflächenstrukturen als Drallstrukturen wirken und dadurch drehrichtungsabhängig Leakage oder hohe Temperaturen auftreten, bestätigt werden. Außerdem bestätigte sich bei den **SF-DGLF** die Funktionshypothese, dass eine abnehmende Rauheit (Sa-Wert) zu einer höheren Temperatur im Dichtkontakt führt.

8.2.4 Radialkraft

Die Bedingungen während eines Versuchs beeinflussen den Zustand eines RWDRs (Elastomer und Verschleiß) und somit auch dessen Radialkraft. So nimmt die Radialkraft z. B. durch Nachvernetzen des Elastomers infolge hoher Temperaturen zu oder durch eine Vergrößerung des Durchmessers infolge von abrasivem Verschleiß ab. Ebenso kann die chemische Verträglichkeit des Elastomers mit dem abdichtenden Fluid durch Verhärtung oder Quellen des Elastomers sowie Blasen eine Radialkraftänderung hervorrufen. Die Änderung der Radialkraft, die sich aus den Messwerten der Radialkraft vor und nach dem Versuch ergibt, kann daher als Kenngröße zur Beschreibung des RWDR-Zustands genutzt werden. In Bild 8.8 und Bild 8.9 sind die relativen Änderungen der Radialkräfte aller in den Praxisuntersuchungen eingesetzter RWDR dargestellt.

Die Radialkraft von allen RWDR nimmt durch den Versuch zu. Eine Zunahme der Radialkraft wird durch eine thermische Schädigung der Dichtkante und ein daraus resultierendes Verhärten der Dichtkante verursacht. Die geringsten Radialkraftänderungen ($\Delta F_r \approx +12\%$) treten bei den Dichtsystemen mit der DGLF **BS_2** auf. Die höchsten Radialkraftänderungen treten bei den Dichtsystemen mit **RD-** und **SD-DGLF** auf ($\Delta F_r > +50\%$). Bei allen eingesetzten RWDR zeigt sich, unabhängig vom Fertigungsverfahren der DGLF, dass die Radialkraftänderungen unabhängig von einer Druckbeaufschlagung sind. Vereinzelt treten bei allen Fertigungsverfahren starke Drehrichtungsabhängigkeiten der Radialkraftänderungen auf (z. B. bei der DGLF **SF_7**), was auf eine drehrichtungsabhängige Schmierstoffversorgung des Dichtkontakts durch Drall auf der DGLF zurückzuführen ist.

Bei den **BS-** und **SD-DGLF** führt eine Abnahme der Rauheit, aufgrund höherer DS-Temperaturen, tendenziell zu einer höheren Radialkraftänderung. Im Gegensatz hierzu sinkt die Radialkraftänderung bei den **SF-DGLF** mit zunehmend glatteren DGLF trotz steigender Temperaturen. Allerdings treten z. T. große Ausreißer auf (z. B. bei der DGLF **SF_7**). Im Falle der **RD-DGLF** gibt es einen Rauheitsbereich (**RD_3**, $S_a = 0,47\ \mu\text{m}$), mit einer minimalen Radialkraftzunahme.

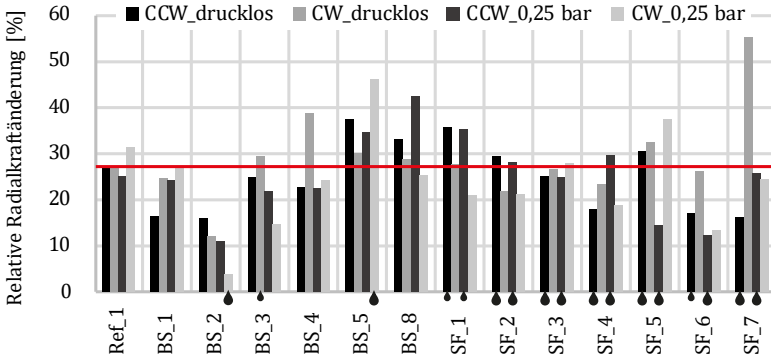


Bild 8.8: Relative Radialkraftänderung durch die Praxisversuche (Ref-, BS- und SF-DGLF)

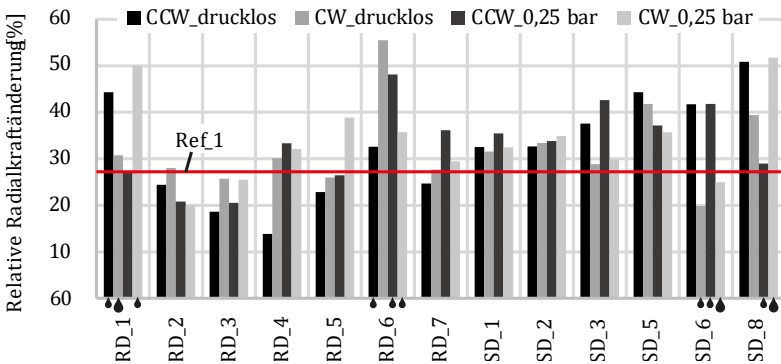


Bild 8.9: Relative Radialkraftänderung durch die Praxisversuche (RD-, und SD-DGLF)

8.2.5 Verschleiß

Der Verschleiß wird in Form der Verschleißbreite sowohl am RWDR (Dichtkante) als auch als Laufspurbreite an der DGLF (Laufspur) untersucht. Zusätzlich erfolgten ein Vergleich des RWDR-Verschleißes mit der DGLF-Topographie im Bereich der Laufspur sowie eine Analyse der Dichtkantenrauheit.

RWDR

Die Verschleißbreite der Dichtkante wurde mit dem Digitalmikroskop, vgl. Kap. 5.1.2, und dem Sealscanner (Kap. 4.1.1) vermessen. Eine Korrelationsbetrachtung der maximalen Verschleißbreiten zeigt mit einem Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,625$ (mittlere Verschleißbreiten $R^2 = 0,537$) eine gute Übereinstimmung zwischen beiden Messverfahren, siehe Bild 8.10. Aufgrund der größeren Datenbasis bei der Messung am Sealscanner (10.000 statt 16 Messstellen) werden daher im Folgenden ausschließlich diese Messwerte vorgestellt, auf eine Darstellung der Messwerte des Digitalmikroskops wird verzichtet. Diese sind im Anhang Bild 14.52 und Bild 14.53 zu entnehmen.

Nach Bauer [10] handelt es sich erst ab einer Verschleißbreite b von $b > 0,1$ mm um Verschleiß. Deshalb werden alle geringeren Messwerte (Einlaufverschleiß) mit einem Wert von $b = 0,1$ mm dargestellt.

Da ein lokales Abheben der Dichtkante durch eine lokal zu geringe Flächenpressung ausreichend ist, um Leckage zu verursachen, ist für den Ausfall eines Dichtsystems aufgrund von Verschleiß die maximale Verschleißbreite entscheidend. Aus diesem Grund sind in Bild 8.12 und Bild 8.13 die maximalen Verschleißbreiten aller Dichtkanten dargestellt.

Die Verschleißbreiten deuten beim Einsatz der DGLF **Ref_1** ohne Druckbeaufschlagung auf eine Drehrichtungsabhängigkeit hin. In den Druck beaufschlagten Versuchen wird dieser Verdacht aber widerlegt, sodass die Unterschiede zwischen den Drehrichtungen auf Streuungen in tribologischen Untersuchungen zurückgeführt werden. Die gemessenen Verschleißbreiten sind in den Druck beaufschlagten Versuchen etwas höher, dennoch zeigen die Dichtkanten in allen Versuchen einen moderaten Verschleiß. Die maximalen Verschleißbreiten der RWDR aus den Dichtsystemen mit **BS-DGLF** nehmen in den drucklosen Versuchen mit abnehmender Rauheit (Sa-Wert) der DGLF tendenziell ab. Bei einem Einsatz der DGLF **BS_1** ist die maximale Verschleißbreite etwas größer als im Referenzdichtsystem und bei der DGLF **BS_8** etwas kleiner. Durch eine Druckbeaufschlagung entstehen tendenziell etwas größere Verschleißbreiten

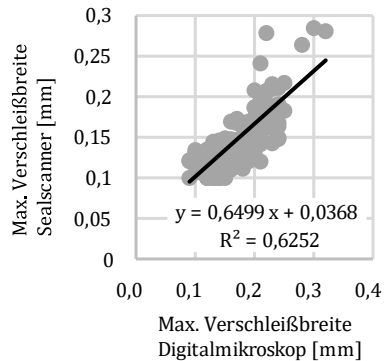


Bild 8.10: Korrelation max. Verschleißbreite Digitalmikroskop und Sealscanner

(Ausnahmen **BS_1** und **BS_5**) und ein Zusammenhang zwischen der Verschleißbreite und der Rauheit (Sa-Wert) der DGLF ist nicht erkennbar. Trotz der geringen Verschleißbreiten entstanden in 30 % der Versuche mit BS-DGLF viele Verschleißpartikel, die sich an der luftseitigen Flanke der Dichtkante abgelagert haben, siehe Bild 8.11.

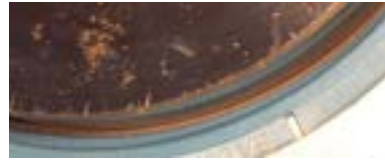


Bild 8.11: Verschleißpartikel auf der Luftseite der Dichtkante

Bei den Versuchen mit den **SF-DGLF** ohne Druckbeaufschlagung ist, trotz der starken Drehrichtungsabhängigkeit bei den Temperaturmessungen, keine Drehrichtungsabhängigkeit der Verschleißbreiten festzustellen. Die Verschleißbreiten sind sehr klein und liegen im Bereich des Einlaufverschleißes und sind damit auch kleiner als im Referenzdichtsystem. In den druckbelasteten Versuchen ist die Verschleißbreite bei einer Drehrichtung der DGLF im Uhrzeigersinn aufgrund verschiedener Schmierzustände während der Versuche stark unterschiedlich. Im Falle der DGLF **SF_3** und **SF_4** treten größere maximale Verschleißbreiten als im Referenzdichtsystem auf. Bei allen Versuchen mit der Drehrichtung im Uhrzeigersinn entstanden große Mengen an Verschleißpartikeln.

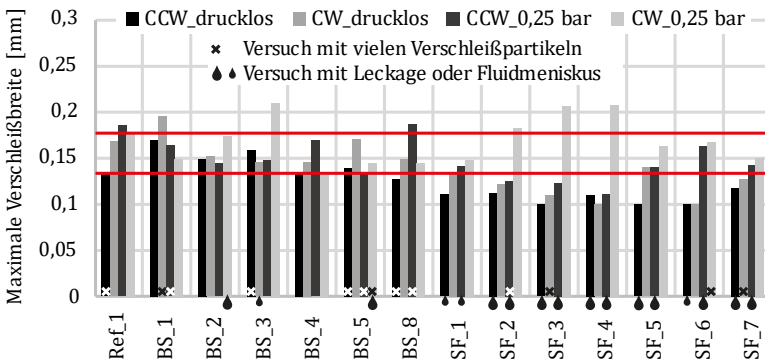


Bild 8.12: Max. Verschleißbreite der Dichtkanten bei Ref-, BS- und SF-DGLF

Die Dichtkanten, die mit einer **RD-** oder **SD-DGLF** im Einsatz waren, weisen in den drucklosen Versuchen kleine Verschleißbreiten, die lediglich in wenigen Fällen größer sind als der Einlaufverschleiß, auf. Die größten Verschleißbreiten entsprechen der Verschleißbreite im Referenzdichtsystem. Durch eine Druckbeaufschlagung der

Dichtsysteme werden etwas größere Verschleißbreiten als in den drucklosen Versuchen erzielt. In diesen Versuchen treten bei den Dichtsystemen mit den DGLF **RD_3** und **SD_5** jeweils in einer Drehrichtung größere Verschleißbreiten als im Referenzdichtsystem auf. Die maximalen Verschleißbreiten und auch die Unterschiede der Verschleißbreiten am Umfang der RWDR sind bei einer Druckbeaufschlagung größer als in den drucklosen Versuchen. Ein Zusammenhang zwischen der Verschleißbreite und der Rauheit (Sa-Wert) der DGLF ist nicht feststellbar. Bei den Versuchen mit **RD-** und **SD-DGLF** entstanden, wie z. T. auch bei den **BS-DGLF**, in 64 % bzw. 44 % aller Versuche, trotz geringer Verschleißbreiten, viele Verschleißpartikel.

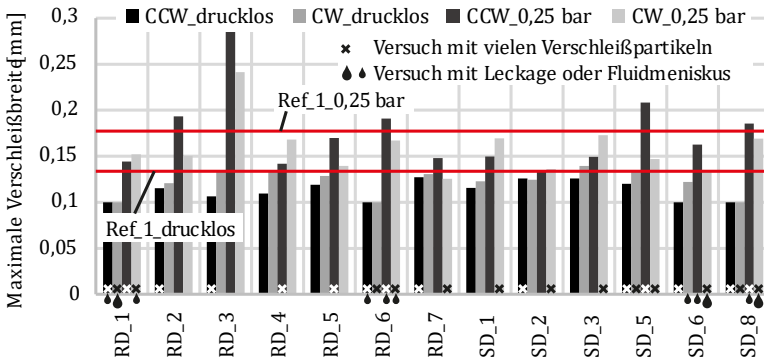


Bild 8.13: Max. Verschleißbreite der Dichtkanten bei RD- und SD-DGLF

Um Erkenntnisse über den Verlauf der Verschleißbreiten über den Umfang zu erhalten, sind in Bild 14.50 und Bild 14.51 die mittleren Verschleißbreiten mit Streubalken, welche die maximale und minimale Verschleißbreite je Dichtkante darstellen, zu sehen. Während kleine Streubalken einen gleichmäßigen Verschleiß am Umfang anzeigen (siehe Bild 8.14), sind große Streubalken ein Hinweis auf einen ungleichmäßigen Verschleiß am Umfang der Dichtkante. Dieser deutet auf einen ungleichmäßigen Schmierungszustand (unregelmäßige Streuung der Verschleißbreite, siehe Bild 8.15 links)

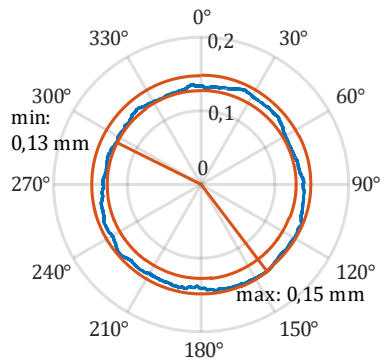


Bild 8.14: Gleichmäßiger Verschleißbreitenverlauf über den Umfang (SF_1, CW, 0,25 bar)

oder eine exzentrische Montage (maximale Verschleißbreite liegt minimaler Verschleißbreite gegenüber, siehe Bild 8.15 rechts) hin.

Der Verschleißbreitenverlauf über den Umfang kann gleichmäßig oder ungleichmäßig sein. Als Kriterium zur Bewertung des Verschleißbreitenverlaufs wurde die Differenz zwischen der maximal und minimal auftretenden Verschleißbreite am Umfang betrachtet. Für eine gleichmäßige Verschleißbreite ist eines der folgenden Kriterien einzuhalten:

$$b_{max} \geq 0,13 \text{ mm} \rightarrow b_{max} - b_{min} \leq 0,03 \text{ mm} \quad (8.1)$$

$$b_{max} < 0,13 \text{ mm} \rightarrow b_{max} - b_{min} \leq 0,02 \text{ mm} \quad (8.2)$$

Bei einem ungleichmäßigen Verlauf wird zwischen einem unregelmäßigen und einem symmetrischen Verlauf unterschieden, wie beispielhaft dargestellt in Bild 8.15. Die RWDR aus den drucklosen Versuchen weisen in 57 % aller Fälle einen gleichmäßigen Verschleißbreitenverlauf auf. Dabei sind alle Fertigungsverfahren gleichmäßig vertreten. Im Gegensatz hierzu weisen bei den Druck beaufschlagten Versuchen lediglich 22 % aller RWDR einen gleichmäßigen Verlauf auf. Die **RD-** und **SD-DGLF** sind dabei nur mit einem Versuch vertreten (**RD_7_CW** und **SD_2_CCW**).

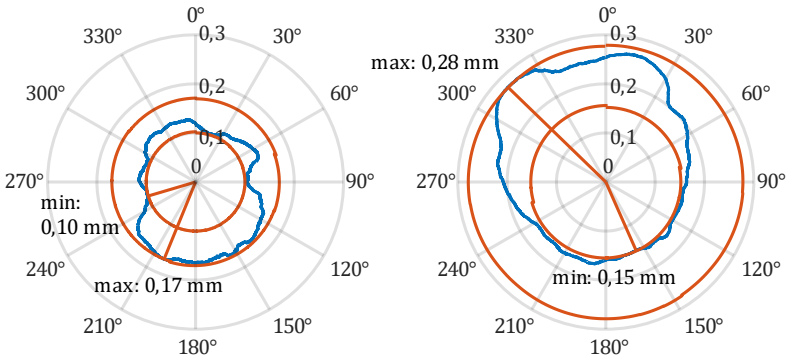


Bild 8.15: Ungleichmäßiger Verschleißbreitenverlauf über den Umfang, links: unregelmäßig (SD_1, CW, 0,25 bar), rechts: symmetrisch (Minimum und Maximum liegen einander gegenüber; BS_8, CCW, 0,25 bar)

In Bild 8.16 bis Bild 8.19 wird der Dichtkantenzustand getrennt nach den vier alternativen Fertigungsverfahren, jeweils für die raueste und glatteste DGLF, beide Drehrichtungen sowie ohne und mit Druckbeaufschlagung dargestellt. Zum Vergleich sind jeweils auch die Dichtkanten aus den Referenzdichtsystemen abgebildet. Die je DGLF links dargestellte Dichtkante war im Einsatz mit einer im Uhrzeigersinn und die rechts

dargestellte Dichtkante mit einer gegen den Uhrzeigersinn drehenden DGLF. Die abgebildeten Dichtkanten stellen jeweils die am breitesten verschlissene Stelle am Umfang der Dichtkante dar. Bei jeder Dichtkante ist die Verschleißbreite am oberen Rand der Abbildung markiert.

Die Dichtkanten, der **Referenzdichtsysteme**, weisen eine homogene, gleichmäßig verschlissene Oberfläche ohne eine Beschädigung auf, siehe Bild 8.16. Lediglich bei einer Druckbeaufschlagung und einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn ist eine Verfärbung bzw. beginnende Verhärtung der Dichtkante erkennbar.

Die Dichtkanten aus den drucklos betriebenen Dichtsystemen mit **BS-DGLF** weisen jeweils in einer Drehrichtung eine Verhärtung der Dichtkante und in der anderen Drehrichtung rauhen, ungleichmäßigen Verschleiß auf. An den verhärteten Dichtkanten entstanden zusätzlich umlaufende Riefen. Die Dichtkanten aus den Druck beaufschlagten Versuchen sind alle verhärtet und weisen z. T. umlaufende Riefen (**BS_1_CW**), axiale Kratzer (**BS_8_CCW**) und Ölkohle (**BS_8_CCW**) auf.

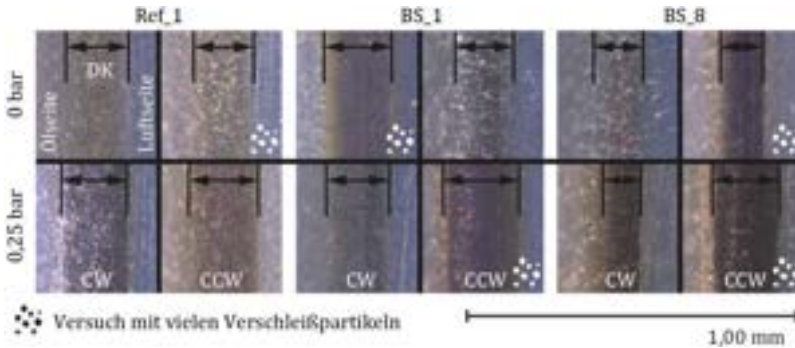


Bild 8.16: Dichtkantenzustand BS-DGLF

Die Dichtkanten, die mit der DGLF **SF_1** in drucklosen Versuchen im Einsatz waren, weisen in beiden Drehrichtungen einen geringen Verschleiß auf, siehe Bild 8.17. Wird die DGLF glatter (z. B. **SF_7**), verhärtet die Dichtkante bei der Drehrichtung der DGLF, die aufgrund von Makrodrall zu Mangelschmierung führt (CW). In der entgegengesetzten Drehrichtung (CCW) ist die Dichtkante aufgrund des guten Schmierungsstatus/ der Leckage kaum verschlissene. In den druckbelasteten Versuchen mit der DGLF **SF_1** zeigen die Dichtkanten in beiden Drehrichtungen eine leichte, nicht funktionsbeeinflussende Verfärbung. Die Dichtkante aus dem druckbelasteten Versuch mit der DGLF **SF_7_CW** ist stark verhärtet und mit Ölkohle überzogen. In der entgegengesetzten Drehrichtung (CCW) ist die Dichtkante lediglich verhärtet.

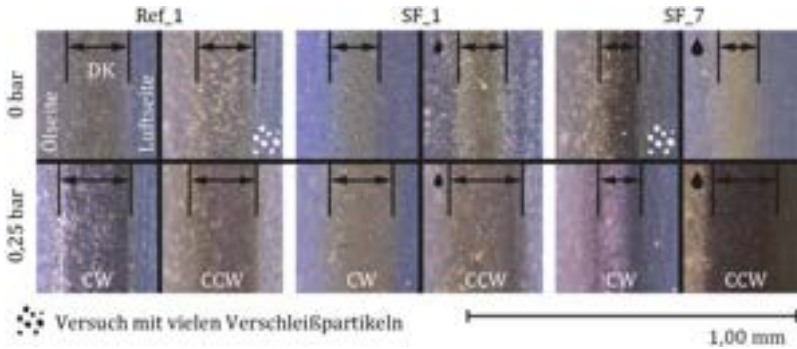


Bild 8.17: Dichtkantenzustand SF-DGLF

Die Dichtkanten aus den Versuchen mit den **RD-DGLF** sind alle verhärtet, siehe Bild 8.18. Durch die Druckbelastung tritt eine stärkere Verhärtung und z. T. Ölkohlebildung (**RD_1** und **RD_7**, **CCW**) auf als bei den drucklosen Versuchen. In einigen Fällen weisen die Dichtkanten im verhärteten Elastomer auch umlaufende Riefen auf (**RD_1_CCW_0 bar** sowie **RD_7_CW_0,25 bar**). Durch eine Verhärtung der Dichtkante verschleißt sie langsamer, wodurch die kleinen Verschleißbreiten der Dichtkanten, die mit **RD-DGLF** im Einsatz waren, erklärt werden können.

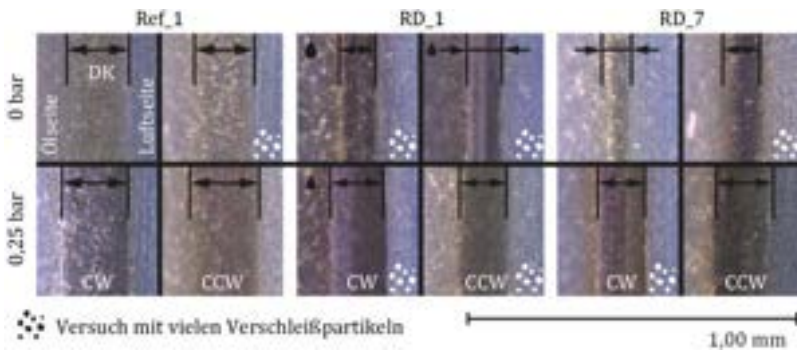


Bild 8.18: Dichtkantenzustand RD-DGLF

Die Dichtkanten aus den Versuchen mit den **SD-DGLF**, weisen unabhängig von der Druckbelastung eine beginnende (**SD_1**) oder vorhandene Verhärtung (**SD_8**) auf, siehe Bild 8.19. Außerdem zeigen die Dichtkanten, die mit der DGLF **SD_8_CW** im Einsatz waren Ölkohlebildung sowie umlaufende Riefen im verhärteten Elastomer.

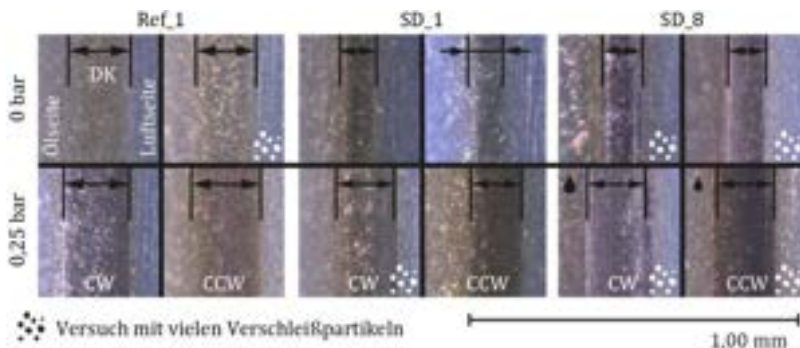


Bild 8.19: Dichtkantenzustand SD-DGLF

Unabhängig vom Fertigungsverfahren einer DGLF traten bei druckbelasteten Dichtsystemen häufiger Verhärtungen an den Dichtkanten auf. Aufgrund dieser Verhärtungen kann sich das Elastomer der Dichtkante nicht mehr verzerren, wodurch das Fördervermögen des Dichtsystems abnimmt und das Dichtsystem schließlich durch Leckage ausfällt. Die Verhärtungen der Dichtkanten erklären die z. T. sehr geringen Verschleißbreiten. Besonders bei glatteren DGLF verhärteten die Dichtkanten und es bildet sich Ölkohle. Dieses Ergebnis falsifiziert die Funktionshypothese, nach der höhere umlaufende Strukturen den Fluidaustausch stärker behindern als niedrigere Strukturen. Die Anzahl der umlaufenden Strukturen hat einen größeren Einfluss als deren Höhe.

Um den Gesamtzustand der RWDR beurteilen zu können, wurde jeder RWDR anhand der IMA-MARS, wie in Kap. 5.1.2 beschrieben, bewertet. Um die verschiedenen DGLF klassifizieren zu können, wurden je DGLF die Mittelwerte der IMA-MARS-Bewertung der Versuche in einer Drehrichtung gemittelt, siehe Bild 8.20 und Bild 8.21. Die DGLF sind in den Diagrammen innerhalb jedes Fertigungsverfahrens von der besten IMA-MARS-Bewertung (links) zur schlechtesten (rechts) angeordnet.

Aufgrund der Mittelwertbildung aus den Bewertungen der einzelnen Kategorien der IMA-MARS ergeben sich nach der Bewertungsskala sehr gute Bewertungen. Sehr gut bewertete Kategorien (z. B. bei allen in dieser Arbeit untersuchten RWDR die Bewertung der chemischen Schädigung) gleichen durch die Mittelung aller Kategorien schlecht bewertete Kategorien (z. B. die Bewertung der thermischen Schädigung) aus. Eine schlecht bewertete Kategorie stellt allerdings schon eine Ausfallursache dar. Deshalb kann die Eignung einer DGLF nicht alleine aus den Mittelwerten abgeleitet werden, sondern auch die Bewertungen der einzelnen Kategorien sind zu beachten. Durch dieses Vorgehen wird sichergestellt, dass auch ein einzelner Schädigungsmechanismus (z. B. die thermische Schädigung) der Dichtkante zur Bewertung einer DGLF als

nicht geeignet führen kann. Aus diesem Grund sind im Anhang in Bild 14.54 und Bild 14.55 die Bewertungen der Kategorie thermische Schädigung, die bei den untersuchten RWDR die kritischste Kategorie darstellt, abgebildet. Aufgrund derselben Argumentation ist eine DGLF bereits bei einer sehr schlecht bewerteten Unterkategorie als nicht geeignet zu bezeichnen.

Die Dichtkanten, die mit der DGLF **Ref_1** im Einsatz waren, zeigen in beiden Drehrichtungen eine nahezu identische Bewertung. Bei den **BS-DGLF** werden bei der DGLF **BS_1** die besten Bewertungen und mit der DGLF **BS_8** die schlechtesten Bewertungen erzielt. Bei allen **BS-DGLF** zeigen die Dichtkanten aus den CCW-Versuchen eine schlechtere Bewertung. Eine Ursache hierfür könnten die Winkel- und Volumenverteilungen der Mikro-Drallmessungen liefern, die bei allen **BS-DGLF** etwas in Richtung Rechtsdrall verschoben sind und deshalb in den CCW-Versuchen zu Mangelschmierung führen. Im Vergleich zu den Dichtkanten aus den Referenzdichtsystemen liegen die Bewertungen der am besten bewerteten Dichtkanten bei einer **BS-DGLF** auf einem Niveau.

Die Dichtkanten der RWDR, die mit den **SF-DGLF** im Einsatz waren, zeigen in der IMA-MARS-Bewertung z. T. deutliche Drehrichtungsabhängigkeiten. Diese sind auf den Makrodrall dieser DGLF zurückzuführen. Die besten Bewertungen erhalten die Dichtkanten, die mit der DGLF **SF_1** im Einsatz waren und auch eine bessere Bewertung als die Dichtkanten aus den Referenzdichtsystemen aufweisen. Im Gegensatz hierzu werden die Dichtkanten, die mit der DGLF **SF_6** im Einsatz waren, am schlechtesten bewertet. Mit wenigen Ausnahmen wird die IMA-MARS-Bewertung bei den **SF-DGLF** mit abnehmender Rauheit (Sa-Wert) der DGLF schlechter.

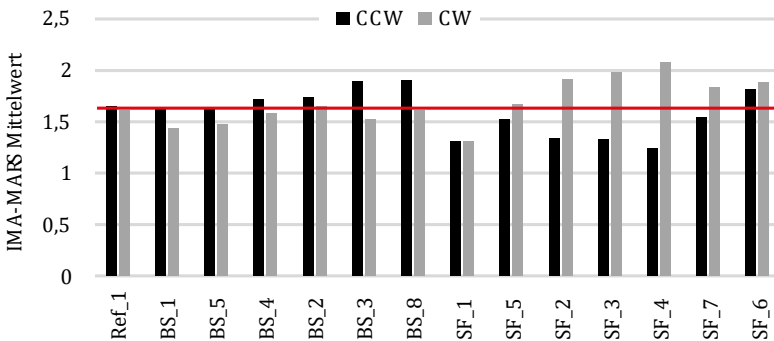


Bild 8.20: Bewertung der Dichtkanten anhand der IMA-MARS bei Ref-, BS- und SF-DGLF

Bei den Dichtkanten, die mit **RD-DGLF** im Einsatz waren, werden mit der DGLF **RD_1** die besten und mit der DGLF **RD_6** die schlechtesten Bewertungen erreicht. Ein Zusammenhang zwischen der Rauheit (Sa-Wert) der DGLF und der IMA-MARS-Bewertung ist nicht erkennbar. Mit Ausnahme der DGLF **RD_2** und **RD_4** treten geringe Drehrichtungsabhängigkeiten auf, die allerdings nur z. T. auf Makro- oder Mikro-Drall-Kenngrößen rückführbar sind.

Die am besten bewerteten Dichtkanten waren bei den **SD-DGLF** mit der DGLF **SD_6** im Einsatz. Die schlechteste Bewertung erhielten die Dichtkanten, die mit der DGLF **SD_8** im Einsatz waren. Eine geringe Drehrichtungsabhängigkeit tritt bei den **SD-DGLF**, mit Ausnahme der DGLF **SD_5** und **SD_8**, auf.

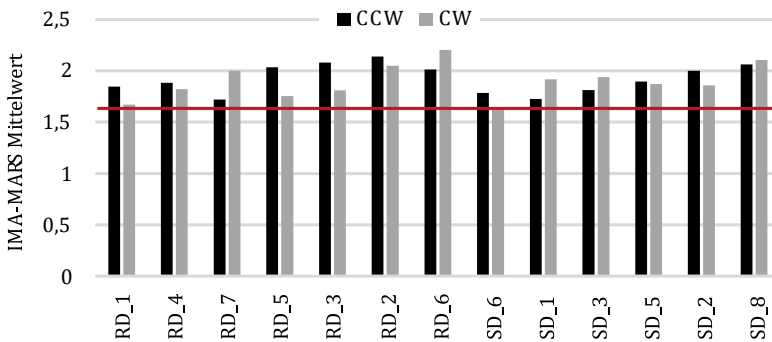


Bild 8.21: Bewertung der Dichtkanten anhand der IMA-MARS bei RD- und SD-DGLF

DGLF

In keinem der durchgeführten Praxisversuche konnte Welleneinlauf festgestellt werden. Rein optisch sind die Laufspuren der Dichtkanten auf den verschiedenen DGLF unterschiedlich gut zu erkennen. Bei den **Ref-** und **SF-DGLF** ist, unabhängig von der Rauheit (Sa-Wert) der DGLF, optisch eine Glättung feinsten Oberflächenstrukturen erkennbar, siehe exemplarisch für **SF-DGLF** Bild 8.22. Da bei den **SF-DGLF** unabhängig von der Rauheit (Sa-Wert) der DGLF die feinsten Strukturen zuerst geglättet werden/verschleßen, wird bei den DGLF mit geringerer Rauheit zuerst eine polierte Laufspur erreicht.

Aufgrund der bereits fertigungsbedingt umlaufenden Strukturen ist bei den rauen **BS-**, **RD-** und **SD-DGLF** hingegen keine Laufspur zu erkennen. In einigen Versuchen bildeten sich leichte Ablagerungen auf der Luftseite der Laufspur (siehe **SF_7**

Bild 8.22) und z. T. Ölkohleablagerungen (**BS_8** Bild 8.22 rechts). Diese Ablagerungen befinden sich teilweise auch im Laufspurbereich.

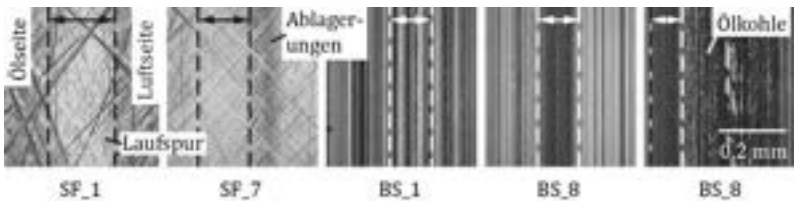


Bild 8.22: Laufspuren auf SF- und BS-DGLF

Vergleich RWDR-Verschleiß und DGLF-Topographie

Aufgrund der umlaufenden Strukturen der **BS-**, **RD-** und **SD-DGLF** ist die Topographie im Bereich der Laufspur am gesamten Wellenumfang identisch. Aus diesem Grund kann der Einfluss der Topographie im Laufspurbereich auf den Verschleiß der Dichtkante leicht untersucht werden. Hierfür wurden in Bild 8.23 und Bild 8.24 die vor und nach dem Versuch gemessenen Profilschriebe übereinandergelegt und mit dem Verschleiß der Dichtkante sowie der Oberfläche der DGLF verglichen.

Die visuelle Untersuchung der DGLF **RD_1** in Bild 8.23 zeigt, dass sich im Bereich der Laufspur Ablagerungen gebildet haben. Im fluidseitigen Kontaktbereich sind bis zu einer Kante im Profilschrieb die umlaufenden Strukturen der DGLF kaum noch zu erkennen, während im luftseitigen Kontaktbereich die Strukturen unverändert sind. Die unterschiedliche Höhe der DGLF im Kontaktbereich mit der Dichtkante entsteht durch die Welligkeit sowie die umlaufenden Riefen und führt zu axial unterschiedlich verschlissenen Bereichen der Dichtkante.

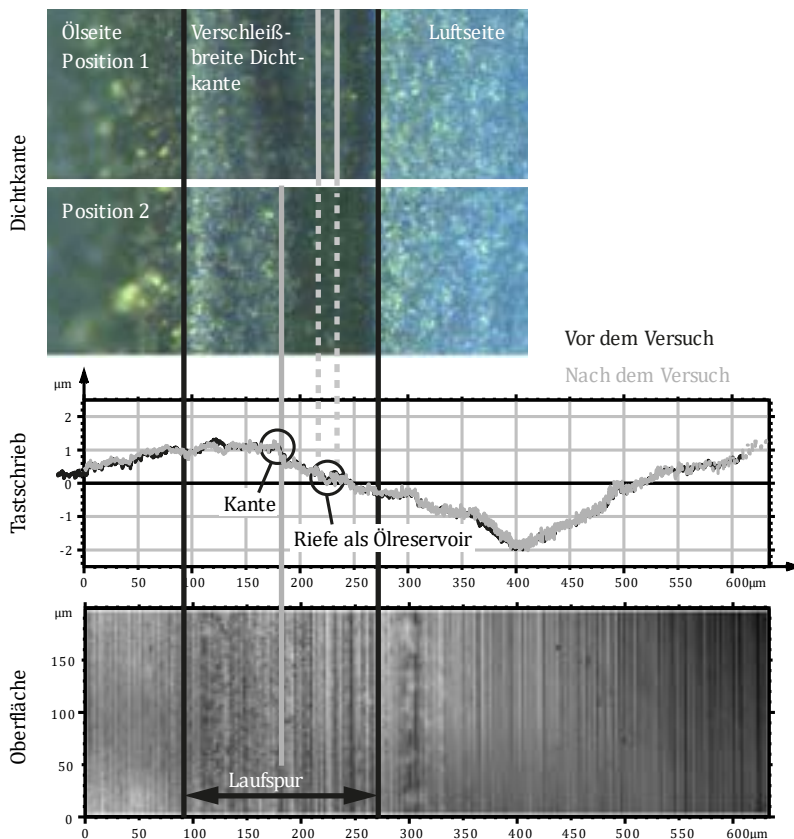


Bild 8.23: Vergleich des Dichtkantenverschleißes mit der Topographie der DGLF im Bereich der Laufspur (RD_1, CW, 0,25 bar)

Im Bereich der zur Luftseite abfallenden Kontaktfläche der DGLF wird der Fluidaustausch im Dichtspalt erschwert, wodurch es in diesem Bereich der Dichtkante zu einer thermischen Schädigung kommt (Position 2 am RWDR). Die Ursache für den erschwerten Fluidaustausch in diesem Bereich ist eine geringere Flächenpressung aufgrund der in Richtung Luftseite abfallenden Oberfläche der DGLF und infolge dessen eine geringere lokale Verzerrung der Dichtkante. Dadurch bildet sich im Fluid kein ausreichender hydrodynamischer Druck, um eine ausreichende Fluidzirkulation mit dem ölseitigen Bereich der Dichtkante zu erzeugen. Eine Riefe in der abfallenden Kontaktfläche dient als Ölreservoir, was dazu führt, dass die Dichtkante in diesem Bereich

nicht verhärtet (Position 1). Im ölseitigen Bereich der Kontaktfläche findet ein unge störter Fluidaustausch statt und die Dichtkante wird nicht thermisch geschädigt.

Bild 8.23 zeigt, dass bei den **RD-DGLF** aufgrund der großen Welligkeit im Kontaktbereich mit der Dichtkante unterschiedlich geschmierte Bereiche entstehen. Aber auch bei DGLF ohne große Welligkeitswerte entstehen im Dichtkontakt Bereiche unterschiedlicher Schmierungszustände, siehe Bild 8.24. Der hier dargestellte Profilschrieb zeigt die Oberflächentopographie der DGLF **BS_1** im Bereich einer Laufspur. Die steile Flanke einer tiefen, umlaufenden Struktur führt hier, wie bei Bild 8.23 zu einem mangelhaften Fluidaustausch im luftseitigen Kontaktbereich zwischen DGLF und Dichtkante. Dadurch kommt es in diesem Bereich zu einer thermischen Schädigung der Dichtkante.

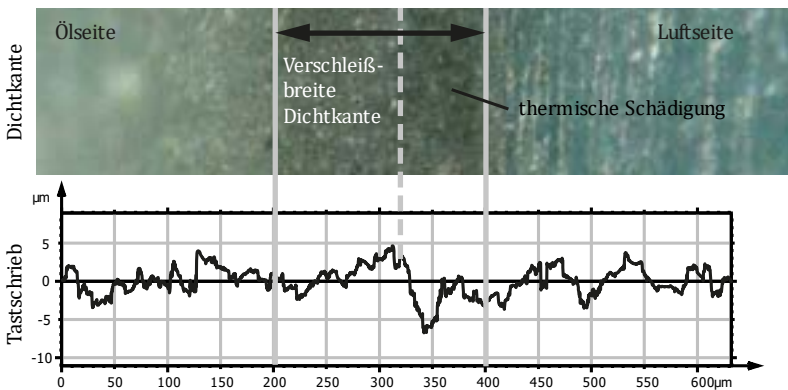


Bild 8.24: Vergleich des Dichtkantenverschleißes mit der Topographie der DGLF im Bereich der Laufspur (BS_1, CW, 0,25 bar)

Bild 14.56 zeigt am Beispiel von **RD_7_CW_0,25 bar**, beide Ursachen für unterschiedlich geschmierte Bereiche in einem Dichtkontakt (Welligkeit der DGLF und eine tiefe Riefe). Allerdings führt die tiefe, umlaufende Riefe in diesem Fall zu einem gut geschmierten Bereich, da sie direkt an der Fluidseite des Kontaktbereichs liegt und somit immer gut mit Öl gefüllt ist.

Im Kontaktbereich einer Dichtkante können sich auch mehrere tiefe, umlaufende Riefen auf der DGLF befinden. Je nach ihrer Position können diese dann zu abwechselnd gut und schlecht geschmierten Bereichen und damit einem „gestreiften“ Verschleiß führen.

Rauheit Dichtkante

Die Rauheit an der Dichtkante wurde mit dem Lasermikroskop (siehe Kap. 4.1.1) an vier, gleichmäßig am Umfang der RWDR verteilten Positionen gemessen. Da eine zerstörungsfreie Messung der Dichtkanten nicht möglich war und die RWDR aus den Praxisversuchen noch für Strömungsuntersuchungen benötigt wurden, wurde die Rauheit lediglich exemplarisch an einigen Dichtkanten gemessen. Eine Rauheitsmessung nach den Strömungsuntersuchungen wurde aufgrund einer erneuten Änderung der Rauheit durch die Strömungsuntersuchungen nicht durchgeführt.

Die Topographie eines Dichtkantenteilausschnitts ist exemplarisch anhand einer mit der DGLF **Ref_1** im Einsatz gewesenen Dichtkante in Bild 8.25 abgebildet. Während die Dichtkante im luftseitigen Teil relativ eben ist, sind im fluidseitigen Teil der Dichtkante unregelmäßig verteilte Vertiefungen und Erhebungen sichtbar. Diese Beobachtung konnte unabhängig vom Fertigungsverfahren der DGLF festgestellt werden. Als Ursache wird die Fertigung der Dichtkante durch Abstechen der Fluidseite vermutet.

Die Rauheitsmessung an der Dichtkante erfolgte durch 3D- und 2D-Rauheitskenngrößen. Die Auswertung der 2D-Rauheiten erfolgte sowohl in Achs- als auch in Umfangsrichtung. Aufgrund der geringen

Dichtkantenbreite und der daraus resultierenden geringen Messlänge in Achsrichtung erfolgte die Auswertung der 2D-Rauheits-Kenngrößen in Achsrichtung mit einer Grenzwellenlänge λ_c von nur $\lambda_c = 0,0025$ mm. Damit die 2D-Rauheitskenngrößen in der Umfangsrichtung mit diesen Werten vergleichbar sind, wurden sie zum einen mit derselben Grenzwellenlänge und zum anderen mit der, aufgrund der Messfeldgröße, maximalen Grenzwellenlänge von $\lambda_c = 0,25$ mm ausgewertet. Korrelationsbetrachtungen zwischen den in Achs- und Umfangsrichtung mit derselben Grenzwellenlänge ausgewerteten Rauheits-Kenngrößen ergeben Bestimmtheitsmaße zwischen $R^2 = 0,768$ und $0,991$. Aus diesem Grund werden neben den 3D-Kenngrößen

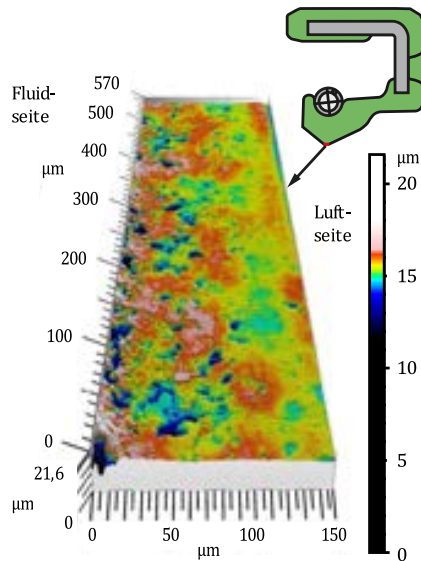


Bild 8.25: Topographie einer Dichtkante (Ref_1, CW, drucklos)

die 2D-Rauheitskengrößen nur mit $\lambda_c = 0,0025$ mm in Achsrichtung sowie in Umfangsrichtung bei der maximalen Grenzwellenlänge betrachtet. In den nachfolgenden Diagrammen (Bild 8.26 und Bild 8.27) sind die gemittelten Rauheits-Kenngrößen der vier Messpositionen am Umfang dargestellt. Die Streubalken stellen die minimalen und maximalen Mittelwerte der Rauheitskengrößen an den vier Messpositionen eines RWDRs dar.

Bild 8.26 zeigt die Sa- und Str-Werte der gemessenen Dichtkanten. Es zeigt sich, dass unabhängig vom Fertigungsverfahren der DGLF eine Druckbeaufschlagung des Dichtsystems mit geringeren Sa-Werten an der Dichtkante korreliert. Darüber hinaus zeigen die einzelnen Messpositionen am Umfang große Rauheitsunterschiede (große Streubalken). Daraus ist abzuleiten, dass unterschiedliche Schmierzustände zu einer unterschiedlichen Rauheit an der Dichtkante führen. Allerdings konnte kein Zusammenhang zwischen der Messposition, der Drehrichtung der DGLF sowie der Rauheit der Dichtkante ermittelt werden.

Die Str-Werte liegen bei den drucklosen Versuchen im Bereich von $\text{Str} = 0,6$ bis $0,8$ und zeigen damit anisotrope Oberflächen an. Im Gegensatz hierzu sind die Str-Werte der Dichtkanten aus den Druck belasteten Versuchen z. T. deutlich geringer und weisen auf isotrope Oberflächen hin. Besonders auffällig ist hierbei die hohe Streuung der Str-Werte an den Dichtkanten, die mit einer DGLF mit umlaufenden Strukturen im Einsatz waren.

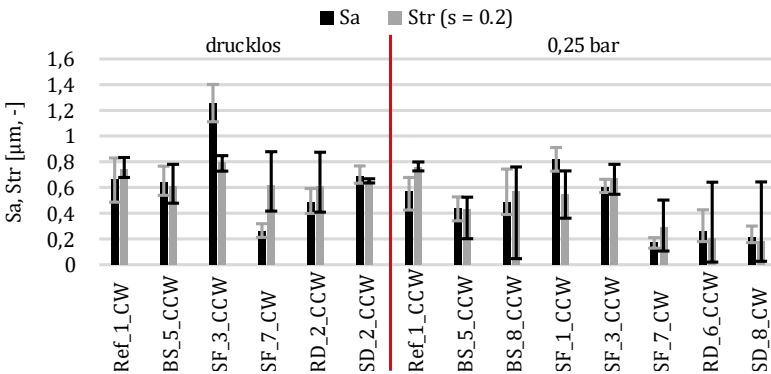


Bild 8.26: Rauheit (Sa und Str) der Dichtkante; links: drucklos, rechts: 0,25 bar Überdruck

In Bild 8.27 sind die Sal- und Std-Werte der Dichtkanten abgebildet. Bei den Std-Werten zeigen sich große Unterschiede zwischen den Messpositionen am Umfang der RWDR. Dies bedeutet, dass die Strukturen auf den Dichtkanten je nach Messposition am Umfang eine andere Vorzugsrichtung aufweisen.

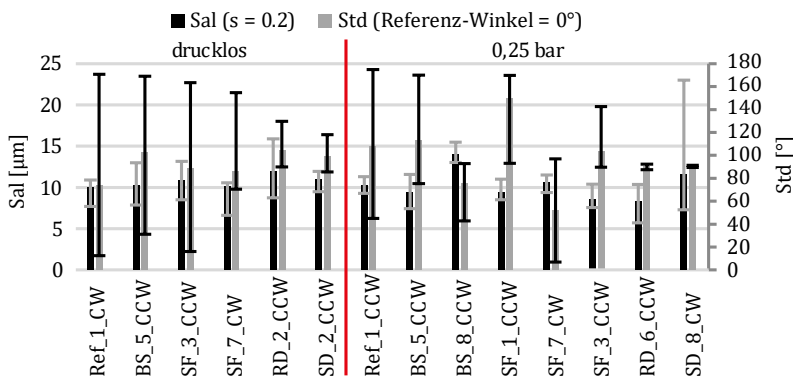


Bild 8.27: Rauheit (Sal und Std) der Dichtkante; links: drucklos, rechts: 0,25 bar Überdruck

In Kap. 14.2 sind die in den Korrelationsbetrachtungen als unabhängig ermittelten 2D-Rauheitskenngrößen in der Achs- und Umfangsrichtung dargestellt. Für ein aussagekräftiges Ergebnis ist die Anzahl der Messstellen je RWDR sowie die Anzahl der RWDR zu gering. Aus diesem Grund wird empfohlen, aufbauend auf den in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnissen umfangreichere Rauheitsmessungen an einem Referenzdichtsystem durchzuführen. Auf diese Weise wird erwartet, Kenntnisse zur Funktionsweise von RWDR zu gewinnen.

8.3 Regressionsanalysen mit den Oberflächen-Kenngrößen

Mit den Ergebnissen aus den Praxisuntersuchungen wurden je Fertigungsverfahren vier Regressionsanalysen mit den Zielgrößen Verschleißbreite, Ölumpftemperatur, Radialkraft nach dem Versuch und Mittelwert der IMA-MARS-Bewertung durchgeführt. Als Eingangsgrößen wurden die über Korrelationsbetrachtungen als unabhängig bestimmten Oberflächen-Kenngrößen (siehe Kap. 14.2) sowie die Größen Radialkraft vor dem Versuch, Druckbelastung, Drehzahl und -richtung, Ölumpftemperatur sowie statische und dynamische Exzentrizität verwendet. Die Bestimmtheitsmaße der einzelnen Regressionsanalysen sind in Tabelle 8.2 aufgeführt. Ausschließlich bei der Regressionsanalyse mit der Verschleißbreite aus den Versuchen mit den **BS-DGLF** als Zielgröße ist der R^2_{korrr} - Wert kleiner als 60 %. Aber auch in diesem Fall kann der Einfluss der Eingangsgrößen der Regressionsanalyse auf die Zielgröße über die Varianzanalyse ermittelt werden.

Tabelle 8.2: R_{korr}^2 – Werte für die Regressionsanalysen der Praxisuntersuchungen

Fertigungs- verfahren	Verschleiß- breite	Ölumpf- temperatur	Radialkraft nach Versuch	IMA-MARS- Bewertung
Ref	97,3 %	89,6 %	89,8 %	84,5 %
BS	35,0 %	80,5 %	79,0 %	96,9 %
SF	73,0 %	81,7 %	86,2 %	75,3 %
RD	91,6 %	89,3 %	62,4 %	85,8 %
SD	74,8 %	93,5 %	71,3 %	60,2 %

Wie bereits in den vorhergehenden Kapiteln der Regressionsanalysen sind, für eine einfachere Bewertung der Ergebnisse, die Varianzen aller Wechselwirkungen (WW) und Oberflächen-Kenngrößen (Oberfläche) aufsummiert. Bei den Ergebnissen sind jeweils ausschließlich Kenngrößen, die eine Signifikanz von $p < 5\%$ aufweisen, aufgeführt. Die einzelnen signifikanten Einflussgrößen der Oberflächen-Kenngrößen sowie der Wechselwirkungen sind jeweils in den rechten Tabellenhälften nach absteigendem Einfluss angeordnet.

Die Ergebnisse der Regressionsanalysen mit der Verschleißbreite als Zielgröße sind in Tabelle 8.3 zusammengefasst. In Dichtsystemen mit **BS-DGLF** haben Wechselwirkungen den größten Einfluss auf die Verschleißbreite der Dichtkanten. Die Wechselwirkungen treten dabei zwischen den Rauheits-Kenngrößen S_a und S_{mr1} sowie der Drehrichtung und der Ölumpftemperatur auf. Bei einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn führen größere Werte von S_a und kleinere Werte von S_{mr1} zu einer größeren Verschleißbreite. Höhere S_a -Werte führen bei einer Ölumpftemperatur von $\vartheta_{01} = 55,4\text{ °C}$ zu einer Zunahme und bei einer Temperatur von $\vartheta_{01} = 75,2\text{ °C}$ zu einer Abnahme der Verschleißbreite. Mit zunehmender Ölumpftemperatur entstehen größere Verschleißbreiten. Bei einer Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn werden höhere Verschleißbreiten erzielt als bei einer Drehung im Uhrzeigersinn. Die Oberflächen-Kenngröße mit dem stärksten Einfluss auf die Verschleißbreite ist bei Dichtsystemen mit BS-DGLF der S_a -Wert.

Bei Dichtsystemen mit **SF-DGLF** führt eine Druckbeaufschlagung zu größeren Verschleißbreiten. Zudem entstehen bei einer Ölumpftemperatur von $\vartheta_{01} = 65\text{ °C}$ die geringsten Verschleißbreiten. Durch eine Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn werden größere Verschleißbreiten erzeugt als bei einer Drehung gegen den Uhrzeigersinn.

Die Dichtkanten in Dichtsystemen mit **RD-DGLF** verschleifen mit zunehmender Ölumpftemperatur und abnehmender Drehzahl stärker. Den größten Einfluss auf die Verschleißbreite zeigen die Oberflächen-Kenngrößen. Deren Einfluss ist so wie der der Radialkraft abhängig von der Ölumpftemperatur. Bei einer Ölumpftemperatur von $\vartheta_{01} = 59,8\text{ °C}$ führen abnehmende Werte der Radialkraft sowie der Oberflächen-

Kenngrößen $S_{dmedianV}$ und S_{dt} sowie zunehmende Werte von DP-360, Dt-360 und Ssk zu größeren Verschleißbreiten. Ist die Ölsumpftemperatur bei $\vartheta_{01} = 90,8$ °C ist der Einfluss der Größen umgekehrt. In Dichtsystemen mit RD-DGLF ist der S_{dt} -Wert die Oberflächen-Kenngröße mit dem größten Einfluss auf die Verschleißbreite.

Tabelle 8.3: Übersicht Ergebnisse Regression Verschleißbreite

	Pos	Eingangsgröße (Varianz)	Pos	Kenngrößen (Varianz)
BS	1	WW (1,10)	1a	Drehrichtung: Sa (0,47), Smr1 (0,29)
			1b	Ölsumpftemperatur: Sa (0,34)
	2	Oberfläche (0,43)	2a	linear: Sa (0,31), Smr1 (0,12)
	3	Drehrichtung (0,04)		
SF	1	Ölsumpftemp. (0,42)		
	2	WW (0,38)	2a	Ölsumpftemperatur: Std (0,26), Dv-360 (0,12)
	3	Drehrichtung (0,38)		
	4	Druck (0,27)		
RD	1	Oberfläche (2,90)	1a	linear: S_{dt} (0,68), Ssk (0,59), Dt-360 (0,56), $S_{dmedianV}$ (0,55), DP-360 (0,39)
			1b	quadratisch: Dt-360 (0,13)
	2	Drehzahl (1,93)		
	3	WW (1,90)	3a	Ölsumpftemp.: S_{dt} (0,50), DP-360 (0,44), Ssk (0,38), $S_{dmedianV}$ (0,29), Dt-360 (0,29)
SD	1	Druck (0,92)		
	2	WW (0,74)	2a	Ölsumpftemp.: $S_{dmedianS}$ (0,20), Smr1 (0,16), DP-360 (0,13)
			2b	Drehrichtung: Mr1 (0,25)
3	Radialkraft (0,35)			

In Dichtsystemen mit **SD-DGLF** ist der Einfluss der Oberflächen-Kenngrößen auf die Verschleißbreite der Dichtkante sehr gering. Einen größeren Einfluss zeigen Wechselwirkungen zwischen Oberflächen-Kenngrößen und der Ölsumpftemperatur sowie der Drehrichtung. Ein zunehmender Mr1-Wert führt bei einer Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn zu einer Zunahme und bei einer Drehung im Uhrzeigersinn zu einer Abnahme der Verschleißbreite. Bei einer Ölsumpftemperatur von $\vartheta_{01} = 58$ °C führen abnehmende Werte von $S_{dmedianS}$ sowie zunehmende Werte von DP-360 und Smr1

zu höheren Verschleißbreiten. Liegt die Ölsumpftemperatur bei $\vartheta_{01} = 90,5 \text{ }^\circ\text{C}$ sind die Einflüsse der drei Kenngrößen auf die Verschleißbreite umgekehrt. Mit einer Druckbelastung sowie geringeren Ölsumpftemperaturen und statischen Exzentrizitäten entstehen größere Verschleißbreiten. Die Radialkraft führt bei einem Wert von $F_r = 39 \text{ N}$ zu einer maximalen Verschleißbreite. Der Mr1-Wert hat in Dichtsystemen mit SD-DGLF den größten Einfluss aller Oberflächen-Kenngrößen auf die Verschleißbreite.

Tabelle 8.4 zeigt die Ergebnisse der Regressionsanalysen mit der Ölsumpftemperatur als Zielgröße. In Dichtsystemen mit **BS-DGLF** führen höhere Werte der dynamischen Exzentrizität sowie des Drucks und kleinere Werte für Smr1 zu einer höheren Ölsumpftemperatur. Mit einem SdmedianV-Wert von ca. $0,0075^\circ$ wird die geringste Ölsumpftemperatur erzielt. Der Einfluss der Smr1 und SdmedianV-Werte ist in etwa gleich stark.

Tabelle 8.4: Übersicht Ergebnisse Regression Ölsumpftemperatur

	Pos	Eingangsgröße (Varianz)	Pos	Kenngrößen (Varianz)
BS	1	Druck (3,38)		
	2	Dyn. Exzentr. (0,45)		
	3	Oberfläche (0,41)	3a	linear: Smr1 (0,21)
			3b	quadratisch: SdmedianV (0,20)
SF	1	Druck (1,51)		
	2	Oberfläche (1,38)	2a	linear: Sa (1,02), Str (0,25), Ssk (0,11)
	3	WW (0,46)	3a	Drehrichtung: Ssk (0,28), Dv-360 (0,18)
	4	Drehrichtung (0,33)		
RD	1	Drehzahl (8,64)		
	2	Druck (6,01)		
	3	Radialkraft (0,74)		
SD	1	Drehzahl (5,04)		
	2	Druck (2,11)		
	3	Oberfläche (1,20)	3a	linear: Mr1 (0,74), Dv-360 (0,46)
	4	WW (0,62)	4a	Drehrichtung: Mr1 (0,27), DP-360 (0,19), Dv-360 (0,16)

Bei Dichtsystemen mit **SF-DGLF** führen zunehmende Werte des Drucks und der Radialkraft sowie abnehmende Werte von Sa und Str zu höheren Ölsumpftemperaturen. In Bezug auf die statische Exzentrizität wird mit einem Wert von $9 \text{ } \mu\text{m}$ die geringste

Ölumpftemperatur erreicht. Der Einfluss der Oberflächen-Kenngrößen $Dv-360$ und Ssk ist drehrichtungsabhängig. Bei einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn führen höhere Werte dieser Kenngrößen zu einer Abnahme und bei einer Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn zu einer Zunahme der Ölumpftemperatur. In Dichtsystemen, bei denen sich die DGLF im Uhrzeigersinn dreht, werden höhere Ölumpftemperaturen gemessen als bei Dichtsystemen, bei denen die DGLF gegen den Uhrzeigersinn dreht. Den größten Einfluss aller Oberflächen-Kenngrößen hat der Sa -Wert.

Bei Dichtsystemen mit **RD-DGLF** führen höhere Drehzahlen und ein höherer Druck zu höheren Ölumpftemperaturen. Bezüglich der Radialkraft wird mit einer Radialkraft von $F_r = 42 \text{ N}$ die höchste Ölumpftemperatur erzielt. Die Oberflächen-Kenngrößen haben bei den RD-DGLF keinen signifikanten Einfluss auf die Ölumpftemperatur.

In Dichtsystemen mit **SD-DGLF** führen höhere Drehzahlen und Drücke sowie geringere dynamische Exzentrizitäten zu höheren Ölumpftemperaturen. Der Einfluss der Oberflächen-Kenngrößen $DP-360$, $Dv-360$ und $Mr1$ ist drehrichtungsabhängig. Bei einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn entstehen mit abnehmenden Werten von $DP-360$ und $Mr1$ höhere Ölumpftemperaturen. Dreht die DGLF gegen den Uhrzeigersinn ergeben sich hingegen mit zunehmenden Werten von $DP-360$ und $Mr1$ höherer Ölumpftemperaturen. Höhere Werte für $Dv-360$ erzeugen bei einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn höhere Ölumpftemperaturen, wohingegen bei einer Drehung gegen den Uhrzeigersinn kein Einfluss vorhanden ist. Den größten Einfluss aller Oberflächen-Kenngrößen hat der $Mr1$ -Wert.

Die Ergebnisse aus den Regressionsanalysen mit der Radialkraft nach dem Versuch als Zielgröße sind in Tabelle 8.5 zusammengefasst. Bei Dichtsystemen mit **BS-DGLF** hat die Ölumpftemperatur, gefolgt von der Radialkraft vor dem Versuch sowie der statischen Exzentrizität den größten Einfluss auf die Radialkraft nach dem Versuch. Als einzige Oberflächen-Kenngröße hat der $Smr1$ -Wert einen signifikanten Einfluss auf die Radialkraft nach dem Versuch. Hierbei nimmt die Radialkraft mit einem zunehmenden $Smr1$ -Wert zu. Bezüglich der statischen Exzentrizität sowie der Ölumpftemperatur liegen jeweils Bereiche (statische Exzentrizität = $13 \mu\text{m}$ und $\vartheta_{01} = 64 \text{ }^\circ\text{C}$) vor, in denen die Radialkraft nach dem Versuch maximal wird. Der Einfluss der Radialkraft vor dem Versuch auf die Radialkraft nach dem Versuch ist abhängig von der Ölumpftemperatur. Bei einer Ölumpftemperatur von $\vartheta_{01} = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ nimmt die Radialkraft nach dem Versuch mit zunehmender Radialkraft vor dem Versuch ab, während bei einer Ölumpftemperatur von $\vartheta_{01} = 75 \text{ }^\circ\text{C}$ die Radialkraft nach dem Versuch mit zunehmender Radialkraft vor dem Versuch ebenfalls zunimmt.

In Dichtsystemen mit **SF-DGLF** haben Wechselwirkungen zwischen Oberflächen-Kenngrößen und der Ölumpftemperatur den größten Einfluss auf die Radialkraft nach dem Versuch. Bei einer Ölumpftemperatur von $\vartheta_{01} = 59,7 \text{ }^\circ\text{C}$ führen höhere Werte von $Dv-360$, Ssk und Std zu einer Zunahme der Radialkraft nach dem Versuch,

während dies bei einer Ölsumpftemperatur von $\vartheta_{01} = 75 \text{ °C}$ zu einer Abnahme der Radialkraft nach dem Versuch führt. Eine Zunahme des Str-Werts führt bei der geringeren Ölsumpftemperatur zu einer Abnahme der Radialkraft nach dem Versuch und bei der höheren Ölsumpftemperatur zu einer Zunahme. Der Einfluss der Oberflächen-Kenngröße DP-360 ist drehrichtungsabhängig. Bei einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn nimmt die Radialkraft nach dem Versuch mit einer Zunahme der Kenngröße ab, während bei einer Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn kein Einfluss der Kenngröße vorliegt. Bezüglich der dynamischen Exzentrizität und der Radialkraft vor dem Versuch gibt es jeweils Werte, die zu einer minimalen Radialkraft nach dem Versuch führen (dynamische Exzentrizität = $14 \text{ }\mu\text{m}$ und $F_r = 38 \text{ N}$). Eine Ölsumpftemperatur von $\vartheta_{01} = 67 \text{ °C}$ verursacht eine maximale Radialkraft nach dem Versuch.

Tabelle 8.5: Übersicht Ergebnisse Regression Radialkraft nach dem Versuch

	Pos	Eingangsgröße (Varianz)	Pos	Kenngrößen (Varianz)
BS	1	Ölumpft. (0,77)		
	2	Radialkraft (0,52)		
	3	Stat. Exzentr. (0,27)		
	4	Oberfläche (0,11)	4a	linear: Smr1 (0,11)
SF	1	WW (1,57)	1a	Ölsumpftemperatur: Std (0,52), Ssk (0,45), Str (0,25), Dv-360 (0,14)
			1b	Drehrichtung: DP-360 (0,21)
	2	Ölumpft. (0,65)		
	3	Dyn. Exzentr. (0,61)		
4	Oberfläche (0,29)	4a	linear: Ssk (0,16), Std (0,13)	
RD	1	WW (2,05)	1a	Ölsumpftemp.: Ssk (0,57), Std (0,54), SdmedianV (0,50), Dt-360 (0,44)
	2	Ölumpft. (0,81)		
	3	Druck (0,43)		
	4	Dyn. Exzentr. (0,40)		
5	Oberfläche (0,29)	5a	linear: SdmedianV (0,29)	
SD	1	Oberfläche (1,56)	1a	linear: Mr1 (0,59), DP-360 (0,39), SdmedianS (0,15)
			1b	quadratisch: SdmedianS (0,43)
	2	Radialkraft (0,88)		
3	Stat. Exzentr. (0,87)			

Bei Dichtsystemen mit **RD-DGLF** führen zunehmende Ölsumpfemperaturen und abnehmende Werte für die dynamische Exzentrizität, die Drehzahl und die Druckbelastung zu höheren Radialkräften nach den Versuchen. Den stärksten Einfluss auf die Radialkraft nach dem Versuch zeigen Wechselwirkungen zwischen den Oberflächen-Kenngrößen und der Ölsumpfemperatur, gefolgt von der Ölsumpfemperatur selbst. Bei den Oberflächen-Kenngrößen $Sd_{medianV}$ und Std führt eine Zunahme bei einer Ölsumpfemperatur von $\vartheta_{\dot{O}l} = 60$ °C zu einer Zunahme der Radialkraft nach dem Versuch und bei einer Ölsumpfemperatur von $\vartheta_{\dot{O}l} = 91$ °C zu einer Abnahme. Das gegenteilige Temperaturverhalten bezüglich der Radialkraft nach dem Versuch tritt bei den Oberflächen-Kenngrößen $Dv-360$ und Ssk auf.

Die Radialkraft nach dem Versuch wird in Dichtsystemen mit **SD-DGLF** am stärksten von der Oberflächengestalt (repräsentiert durch die Oberflächen-Kenngrößen) beeinflusst. Den stärksten Einfluss aller Oberflächen-Kenngrößen zeigt der $Mr1$ -Wert. Mit zunehmenden Werten der Radialkraft vor dem Versuch sowie von $DP-360$, $Mr1$ und der Ölsumpfemperatur sowie mit abnehmenden Werten der statischen Exzentrizität und der Drehzahl werden höhere Radialkräfte nach dem Versuch verursacht. Die dynamische Exzentrizität sowie der $Sd_{medianS}$ -Wert führen beim Einhalten gewisser Werte (dynamische Exzentrizität = $7 \mu m$ und $Sd_{medianS} = 0,004^\circ$) zu einer minimalen Radialkraft nach dem Versuch. Bei einer Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn werden höherer Radialkräfte nach dem Versuch verursacht als bei einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn.

Die Ergebnisse der Regressionsanalysen mit dem Mittelwert der IMA-MARS-Bewertung als Zielgröße sind im Anhang in Tabelle 14.23 zusammengefasst. Auf eine detailliertere Beschreibung dieser Ergebnisse wird verzichtet, da es sich bei der Zielgröße um keine direkte Messgröße aus dem Versuch handelt.

8.4 Zusammenfassung und Fazit

Die Praxisuntersuchungen zeigen, dass bei der Verwendung von **SF-DGLF**, abhängig von der Drehrichtung der DGLF, aufgrund von Makro-Drall mit Leckage oder Trockenlauf zu rechnen ist. Die auftretende Leckage nimmt mit abnehmender Rauheit (Sa-Wert) der DGLF ab. Bei einem Einsatz der weiteren alternativ gefertigten DGLF tritt innerhalb der Versuchsdauer von 240 Stunden lediglich in Ausnahmefällen Leckage auf.

Die Mangelschmierung im Dichtkontakt führt bei einigen **SF-** und **RD-DGLF** sowie in wenigen Fällen auch bei **SD-DGLF** zu einem durch Stick-Slip verursachten Quietschen. Das Quietschgeräusch entsteht dabei beim Loslösen der Dichtkante von der DGLF. Das Quietschen trat nicht während der kompletten Versuchsdauer auf, sondern unregelmäßig und weist dadurch auf sich ändernde Schmierzustände hin.

Durch eine Druckbeaufschlagung mit $p = 0,25$ bar wird, unabhängig vom Fertigungsverfahren der eingesetzten DGLF, eine höhere Temperatur verursacht. Ebenso entstehen mit glatteren DGLF (kleinere Sa-Werte), unabhängig vom Fertigungsverfahren der DGLF, höhere Temperaturen. Beim Einsatz von **SF-DGLF** treten abhängig von der Drehrichtung der DGLF stark unterschiedliche Temperaturen auf. Die Ursache hierfür sind die Oberflächenstrukturen dieser DGLF, die als Drallstrukturen wirken und somit je nach Drehrichtung der DGLF zu Leakage/ geringen Temperaturen oder Mangelschmierung/ hohen Temperaturen führen. Bei Dichtsystemen mit **RD-** und **SD-DGLF** treten im Dichtkontakt hohe Temperaturen auf, die zu einer thermischen Schädigung der Dichtkante führen können. Die Temperatur nimmt in drucklosen Dichtsystemen mit DGLF mit umlaufenden Strukturen (**BS-**, **RD-** und **SD-DGLF**) mit zunehmender Versuchsdauer bis zu einer gewissen Temperatur zu. Dabei werden besonders in den ersten 100 Versuchsstunden mit den alternativ gefertigten DGLF höhere Temperaturen verursacht als mit der **Ref-DGLF**. Im Gegensatz zu den drucklosen Versuchen bleibt die Temperatur in den Versuchen mit einer Druckbeaufschlagung von $p = 0,25$ bar über der Versuchsdauer nahezu konstant oder nimmt leicht ab. In Dichtsystemen mit **SF-DGLF** bleibt die Temperatur, unabhängig von der Druckbelastung der Dichtung, über der Versuchsdauer nahezu konstant. Die Ursache hierfür ist ein von Beginn der Versuche an gleichbleibender Schmierungs Zustand durch Leakage oder Mangelschmierung.

Die Radialkraft aller in den Praxisuntersuchungen eingesetzter RWDR nimmt durch die Versuche zu. Die größten Radialkraftzunahmen ($\Delta F_r > 50\%$) traten bei der Verwendung der **RD-** und **SD-DGLF** auf. Die Radialkraftzunahme ist auf eine Verhärtung und Nachvernetzung des RWDR-Elastomers zurückzuführen.

Beim Einsatz aller untersuchter DGLF entstehen nur moderate Verschleißbreiten. Die Dichtkanten sind allerdings z. T. verhärtet, wodurch der abrasive Verschleiß der Dichtkante langsamer voranschreitet. Aus diesem Grund kann die Verschleißbreite nicht als alleiniges Kriterium zur Eignung einer DGLF eingesetzt werden. Bei den alternativ gefertigten DGLF entstehen häufig Verschleißpartikel, die den Dichtmechanismus negativ beeinflussen können. Die Verwendung von **RD-** und **SD-DGLF** führt, mit wenigen Ausnahmen, zu einem unregelmäßigen Dichtkantenverschleiß am Umfang der RWDR. Die Ursache dafür sind unterschiedliche Schmierungs Zustände am Umfang des Dichtrings, die durch eine Welligkeit der DGLF oder umlaufende Riefen verursacht werden.

Aufgrund der Wechselwirkungen zwischen thermischem und abrasivem Verschleiß ist es wichtig, neben der Verschleißbreite den Zustand der Dichtkante optisch zu bewerten. Je nach verwendeter DGLF zeigen sich hierbei rau verschlissene (**BS-DGLF**) oder verhärtete (**BS-**, **SF-**, **RD-** und **SD-DGLF**) Dichtkanten sowie z. T. Ölkohle an der Dichtkante. Die Bewertung des Dichtkantenzustandes erfolgte anhand der

IMA-MARS. Dies ermöglicht eine Bewertung und Kategorisierung der Dichtkanten und somit der verwendeten DGLF. Die besten Bewertungen erhielten die Dichtkanten, die mit den rauen **BS-** und **SF-DGLF** im Betrieb waren.

Bei keinem Versuch war ein Welleneinlauf festzustellen. Bei den **SF-DGLF** wurden feinste Oberflächenstrukturen geglättet.

Bei DGLF mit umlaufenden Oberflächenstrukturen (**BS-**, **RD-** und **SD-DGLF**) sind an den Dichtkanten axial unterschiedlich geschmierte Bereiche (verhärtet, nicht verhärtet) erkennbar. Verantwortlich für diese axial unterschiedlichen Schmierungsstände sind hohe Welligkeiten und/ oder tiefe/ steile Riefen. Dies konnte anhand eines Vergleichs der Dichtkanten mit dem Oberflächenprofil der Laufspur nachgewiesen werden.

Die Rauheit der Dichtkanten ist am Umfang nach einem Versuch unterschiedlich. Die Ursachen sind unterschiedliche Schmierungsstände. Durch eine Druckbeaufschlagung der Dichtsysteme werden die Dichtkanten glatter (Sa-Wert). Alle Dichtkanten, bei denen die Rauheit gemessen wurde, sind auf der Fluidseite rauer als auf der Luftseite. Die Ursache hierfür liegt in der Fertigung der RWDR, bei der die Dichtkante auf der Fluidseite nach dem Spritzen des RWDRs mechanisch abgestochen wird. Die Ergebnisse der Dichtkantenrauheitsmessung lassen einen Zusammenhang zwischen der Rauheit bzw. dem Fertigungsverfahren der DGLF und der Rauheit der Dichtkante vermuten. Allerdings ist in weiteren Untersuchungen zu ermitteln, ob die Anzahl der gewählten Messstellen an einem RWDR ausreichend ist, um ein repräsentatives Ergebnis zu erhalten. Außerdem ist die Anzahl der vermessenen Dichtkanten zu gering, um verlässliche Aussagen zum Einfluss der DGLF treffen zu können.

Die Regressionsanalysen zu den Praxisuntersuchungen mit den Zielgrößen Verschleißbreite, Ölsumpftemperatur und Radialkraft nach dem Versuch weisen, mit wenigen Ausnahmen, hohe Bestimmtheitsmaße auf. Anhand der Ergebnisse aus den Varianzbetrachtungen zeigt sich, dass bei allen untersuchten Fertigungsverfahren die Oberflächen der DGLF sowie die Wechselwirkungen dieser mit der Drehrichtung und der Ölsumpftemperatur einen signifikanten Einfluss auf die Zielgrößen haben. Anhand dieser Ergebnisse ist es möglich für jedes Fertigungsverfahren entsprechend der gewünschten Zielgröße Anforderungen für eine optimal gestaltete DGLF abzuleiten.

Anhand von Praxisuntersuchungen ist es möglich die Eignung von DGLF zu prüfen. Allerdings genügt es hierfür nicht lediglich eine Kenngröße (Verschleißbreite, Leckage, Temperatur in Dichtspaltnähe, ...) zu messen. Für eine geeignete Untersuchung müssen zumindest die nachfolgend aufgelisteten Aspekte/ Kenngrößen beachtet werden: Leckage, Temperatur in Dichtspaltnähe (bzw. Ölsumpftemperatur), Verschleißbreite und Zustand der Dichtkante (IMA-MARS).

Für die untersuchten alternativ gefertigten DGLF ergibt sich aus einer derartigen Analyse, dass diese DGLF lediglich bei sehr moderaten Betriebsbedingungen, nur einer Drehrichtung sowie kurzen Versuchsdauern als Alternative zu Ref-DGLF in Frage kommen können. Denn andere Einsatzbedingungen führen entweder zu einem Ausfall des Dichtsystems von Beginn an durch Leckage oder zu einem Ausfall des Dichtsystems durch eine thermische Schädigung der Dichtkante und einer nachfolgend auftretenden Leckage (diese Ausfälle traten in den durchgeführten Praxisuntersuchungen aufgrund einer zu kurzen Versuchsdauer nicht auf). Aber auch beim Einhalten der vorgegebenen Einsatzbedingungen ist zu beachten, dass das Dichtsystem in einem tribologisch ungünstigen Zustand betrieben wird.

9 Strömungsuntersuchungen

In diesem Kapitel wird zunächst die Versuchsdurchführung der Strömungsuntersuchungen erläutert. Anschließend werden die Versuchsergebnisse vorgestellt, den Abschluss bilden deren Zusammenfassung und ein Fazit.

9.1 Versuchsdurchführung

Das Ziel der Strömungsuntersuchungen ist es den Einfluss verschiedener fertigungsbedingter Oberflächenstrukturen zum einen auf die Konditionierung einer Dichtkante und zum anderen auf die Funktion einer RWD zu untersuchen. Um diese Zielsetzung zu erreichen, wurde eine Untersuchungsmethodik entwickelt, die im Folgenden vorgestellt wird. Der Einfluss der Oberflächenstrukturen auf die Konditionierung der Dichtkanten wurde an RWDR aus den Praxisuntersuchungen und mit einer Glashohlwelle ermittelt. Um den Einfluss der Fertigungsstrukturen auf die Funktion untersuchen zu können, wurden entsprechend gefertigte Plexiglashohlwellen (bandgeschliffen und supergefinisht) eingesetzt. Je Fertigungsverfahren wurden zwei Plexiglaswellen mit möglichst großem Rauheitsunterschied eingesetzt. Hierfür erfolgte die Bearbeitung der Plexiglaswellen mit Schleifbändern unterschiedlicher Körnung (180 und 1200).

Die Strömungsuntersuchungen wurden standardmäßig mit dem in Kapitel 4.2.3 beschriebenen Strömungsprüfstand durchgeführt. Um während der Strömungsuntersuchungen auch das Reibmoment messen zu können, wurden die Versuche zur Kontaktflächenbestimmung am Reibmomentprüfstand, siehe Kapitel 4.2.2, durchgeführt. Zur Visualisierung der Strömung im Dichtspalt wurden dem Öl Kupferpartikel mit einer durchschnittlichen Partikelgröße von $D_{50} 3,3 \mu\text{m}$, d.h. 50 % der Partikel sind kleiner als $3,3 \mu\text{m}$, hinzugefügt.

Untersucht wurden die RWDR, die mit den jeweils rauesten und glattesten DGLF je Fertigungsverfahren in den Praxisuntersuchungen im Einsatz waren. Zu Vergleichszwecken wurde zusätzlich ein neuer RWDR untersucht. Die Untersuchungsmethodik besteht aus vier Schritten: 1. Trockenlauf, 2. Befüllen mit Öl, 3. Beleuchtung mit einer Lichtfaser und 4. Beleuchtung mit koaxialer Beleuchtung. Mit Ausnahme des Befüllens mit Öl, wird in allen Untersuchungsschritten die DGLF auf $n = 50 \text{ 1/min}$ beschleunigt und wieder abgebremst. Die Untersuchungen werden in beiden Drehrichtungen durchgeführt, wobei immer in derselben Drehrichtung, in der die RWDR in den Praxisuntersuchungen konditioniert worden sind begonnen wurde. Die einzelnen Untersuchungsschritte wurden über eine Dauer von maximal 30 Sekunden durchgeführt und die Videos am Ende der Versuchsdauer erstellt.

Zur Bewertung der Strömungsuntersuchungen wurde in Anlehnung an die IMA-MARS-Bewertung eine Bewertungsmatrix entwickelt, siehe Bild 9.1. Diese enthält die vier Gruppen Dichtfunktion, Elastomerzustand, Partikelverteilung und Penetrativität. In der Gruppe Dichtfunktion werden das Auftreten eines Fluidmeniskus oder von Leckage bewertet. Die Gruppe des Elastomerzustands umfasst die asymmetrische Verzerrung sowie das Rauheitsprofil der Dichtkante, den Kontaktflächenanteil, Randschicht-Förderstrukturen, axiale Unterbrechungen und Ölfangkammern. In der Gruppe der Partikelverteilung werden die Partikelanzahl und der Partikelstrom bewertet. Während nachfolgend die wichtigsten Punkte erläutert werden, wird für eine detailliertere Beschreibung auf [48] verwiesen.

Gruppe				Drehrichtung	
	Nr.	Kriterium	Einheit	↻ CCW	↻ CW
Dichtfunktion	1.	Fluidmeniskus	[0 → +++]		
	2.	Leckage	[0 → +++]		
Elastomerzustand	3.	Asymmetrische Verzerrung	[0 → +++]		
	4.	Rauheitsprofil	[grob/fein/ homogen/asymmetrisch]		
	5.	Kontaktflächenanteil	[%]		
	6.	Randschicht Förderstrukturen	[0 → +++]		
	7.	Axiale Unterbrechungen	[Ja/Nein]		
	8.	Ölfangkammern	[Ja/Nein]		
Partikelverteilung	9.	Partikelanzahl	[0 → +++]		
	10.	Partikelstrom	[ölseitig/luftseitig/ laminar]		
	11.	Penetrativität	[s]		

0: nicht vorhanden +: irrelevant ++: tolerierbar +++: nicht tolerierbar

Bild 9.1: Bewertungsmatrix für Strömungsuntersuchungen

Die reale Kontaktfläche wird bestimmt, indem bei Trockenlauf und einer Drehzahl von $n = 50$ 1/min Aufnahmen der Kontaktfläche zwischen der Dichtkante und der Glas-DGLF aufgenommen werden. In diesen Aufnahmen sind die Kontaktflächen zwischen Dichtkante und Glas-DGLF dunkel. Durch eine Binarisierung der Aufnahmen über ei-

nen Schwellenwert wird die reale Kontaktfläche von den sich nicht in Kontakt befindlichen Bereichen der Dichtkante getrennt. Auf diese Weise kann ein prozentualer Kontaktflächenanteil bestimmt werden. Bild 9.2 zeigt die Binarisierung der Aufnahmen eines neuen und eines konditionierten RWDRs im Kontaktbereich mit der Glas-DGLF sowie die Formel zur Bestimmung des Kontaktflächenanteils. Wird der Kontaktflächenanteil bei verschiedenen Drehzahlen bestimmt, kann das Abheben der Dichtkante von der DGLF nachgewiesen werden, siehe Bild 9.3 links. Um den Kontaktflächenanteil während eines Anfahrvorgangs bestimmen zu können, ist es nötig, um eine ausreichende Anzahl an Aufnahmen zu erhalten, diese mit einer Hochgeschwindigkeitskamera zu erstellen. Die Auswertung der Videoaufnahmen erfolgte über einen Matlab-Algorithmus.

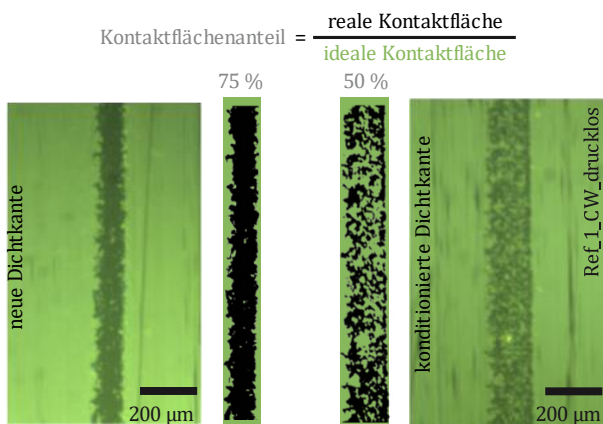


Bild 9.2: Binarisierung und Berechnung des Kontaktflächenanteils

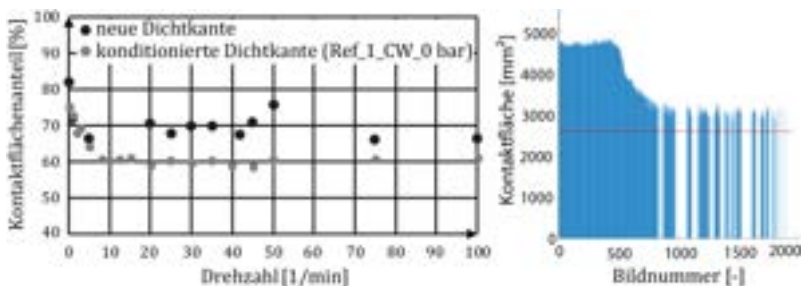


Bild 9.3: Vergleich des Kontaktflächenverhältnis eines neuen und eines konditionierten RWDRs, Kontaktfläche bei einem Anfahrvorgang auf $n = 200$ 1/min

Die Dichtspaltströmung wurde mit der Matlab App PIVlab [179] untersucht. Als Eingangsdaten wird in die App eine aus einem Video extrahierte Bilderserie eingelesen, deren Einzelbilder einen definierten zeitlichen Versatz aufweisen. Anhand dieser Bilder (und den darauf festgehaltenen Bewegungspfaden der von der Strömung mitgeschleppten Kupferpartikel) berechnet PIVlab die Strömung in einem auf den Bildern vorgegebenen Bereich.

9.2 Versuchsergebnisse

Die Versuchsergebnisse werden im Folgenden getrennt nach den Trockenlauf- und den Strömungsuntersuchungen vorgestellt. Bei den Trockenlaufuntersuchungen wird die Verzerrung der Dichtkante, der Elastomerzustand sowie der Kontaktflächenanteil betrachtet. Im Abschnitt zu den Strömungsuntersuchungen werden neben den Ergebnissen der Untersuchungen an konditionierten RWDR an einer Glashohlwelle auch die Ergebnisse der Untersuchungen an den alternativ gefertigten Plexiglaswellen vorgestellt.

9.2.1 Trockenlauf

Bild 9.4 zeigt mit dem Strömungsprüfstand erstellte Aufnahmen eines neuen RWDRs bei einer Drehung der DGLF im (rechts) und gegen den Uhrzeigersinn (links) sowie bei Stillstand der DGLF (Mitte). Bei einer Drehung der DGLF sind die asymmetrische Verzerrung und Schallamach-Verschleißstrukturen mit drehrichtungsabhängiger Orientierung zu erkennen. Außerdem können teilweise axiale Unterbrechungen des Kontaktbereichs beobachtet werden, die sich z. T. über die gesamte Dichtkantenbreite erstrecken. Für eine genauere Erklärung zur Messung der asymmetrischen Verzerrung wird auf [48] verwiesen.

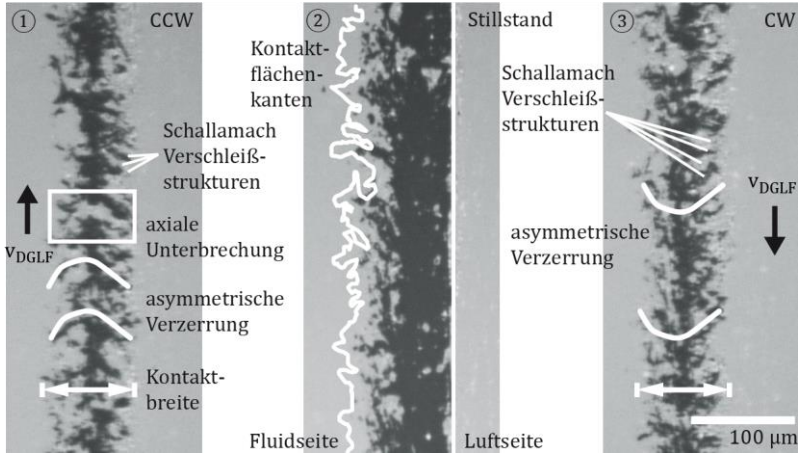


Bild 9.4: Trockenlauf-Aufnahmen eines neuen RWDRs mit Glashohlwelle am Strömungsprüfstand: CCW (links), Stillstand (Mitte) und CW (rechts)

Der Kontaktflächenanteil nähert sich mit einer zunehmenden Drehzahl von oben einem Grenzwert an, siehe Bild 9.5, der ab einer Drehzahl von ca. $n = 10$ 1/min erreicht wird. Ein Vergleich zwischen den Bandbreiten des Kontaktflächenanteils von neuen und konditionierten RWDR zeigt deutlich, dass der mit der DGLF im Kontakt stehende Flächenanteil der Dichtkanten aus den Praxisuntersuchungen unterschiedlicher ist als jene bei neuen RWDR. Außerdem ist die Differenz zwischen dem Kontaktflächenanteil bei Stillstand und dem Grenzwert bei den neuen RWDR deutlich größer als bei konditionierten RWDR. Dies zeigt, dass die RDWR durch die Praxisuntersuchungen z. T. nicht mehr in der Lage sind die Oberflächenstrukturen der DGLF zu verschließen.

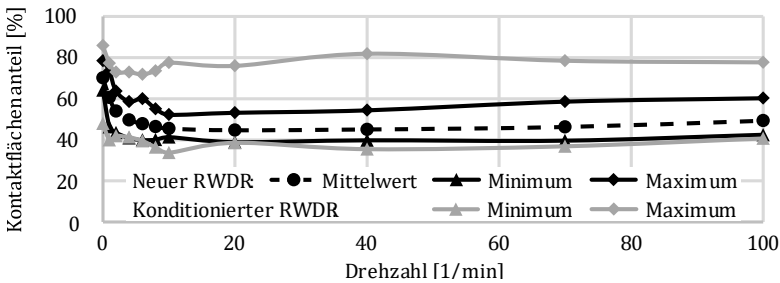


Bild 9.5: Kontaktflächenanteil

In Bild 9.6 sind verschiedene Dichtkanten während der Kontaktflächenbestimmung dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die asymmetrische Verzerrung der Dichtkanten bei neuen RWDR am stärksten ausgeprägt ist (links oben). Durch eine zunehmende Verhärtung der konditionierten Dichtkanten, die durch hohe Temperaturen in den Praxisuntersuchungen verursacht wurden, verzerren sich die Dichtkanten deutlich weniger. Außerdem ist zu erkennen, dass durch eine zunehmende Verkohlung der Dichtkante der Kontrast zwischen den Kontaktflächen der Dichtkante mit der DGLF und den sich nicht im Kontakt befindlichen Bereichen der Dichtkante immer geringer wird. Aus diesem Grund wird auch die Bestimmung des Kontaktflächenanteils bei Dichtkanten mit Ölkohle anfälliger für Fehler (links unten).

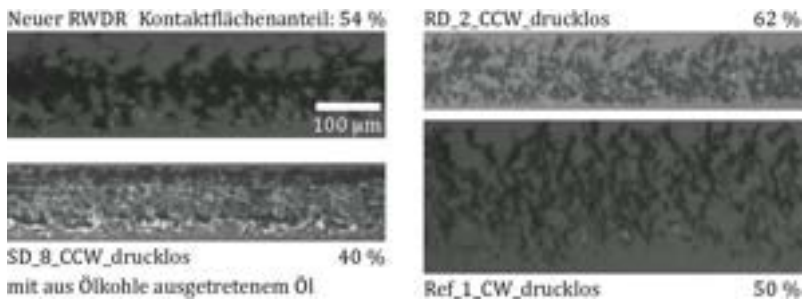


Bild 9.6: Kontaktflächenanteil und Verzerrung DK

Bild 9.7 zeigt den Einfluss einer zunehmenden Drehzahl auf die Kontaktfläche zwischen Dichtkante und DGLF im Vergleich zum verursachten Reibmoment der RWD. Während die Kontaktfläche mit zunehmender Drehzahl abnimmt und sich anschließend einem nahezu konstanten Grenzwert annähert, nimmt das verursachte Reibmoment zunächst zu bevor es sich ebenfalls einem Reibmoment-Grenzwert annähert. Diese Beobachtung widerspricht der allgemeinen Annahme, dass durch ein Abheben der Dichtkante eine geringere Reibung verursacht wird. Dabei ist allerdings zu beachten, dass sich durch die Versuchsdurchführung im Trockenlauf kein Dichtspalt aufbauen kann und es dadurch weder

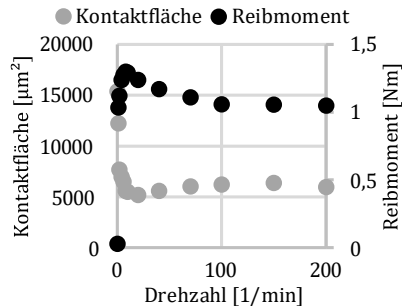


Bild 9.7: Kontaktflächenanteil und Reibmoment

zu einem hydrodynamischen Schmierfilm noch zu einer Trennung beider Oberflächen kommt.

Bei den Untersuchungen zur Bestimmung des Kontaktflächenanteils konnte eine axiale „Pendelbewegung“ der Dichtkante beobachtet werden. Als Ursache für diese Bewegung konnte die weiche Lagerung der RWDR im Luftlager ermittelt werden. Diese Beobachtung kann die bei den Reibmomentmessungen mit alternativen DGLF bereits während des Einlaufs auftretende Leckagen erklären, die deutlich häufiger auftraten als bei den Praxisuntersuchungen am Dauerlaufprüfstand. Durch die Pendelbewegung verzerrt sich die Dichtkante periodisch weniger, wodurch der aktive Dichtmechanismus negativ beeinflusst wird und es zu Leckagen kommt.

9.2.2 Strömungsuntersuchungen

Die sich in den Strömungsuntersuchungen einstellende Dichtspalthöhe muss ausreichend groß sein, damit sich die Kupferpartikel im Fluid ohne Interaktion mit der Dichtkante oder der DGLF frei mit der Strömung bewegen können. Die vorhandenen Glashohlwellen zeigten alle hohe Formabweichungen und eine hohe dynamische Exzentrizität. Dadurch änderte sich die Lage des Dichtspalts im Raum so stark, dass sich der Dichtspalt wiederholt außerhalb des Fokusbereichs des stark vergrößernden Objektivs befand. Bei einer Beschleunigung auf Drehzahlen, die einen ausreichend hohen Dichtspalt zur freien Partikelbewegung erzeugen, konnten deshalb keine fokussierten Bilder erzeugt werden. Die Strömungsuntersuchungen mit der Matlab-App PIVlab ergaben daher keine belastbaren Ergebnisse, weshalb auf eine Darstellung verzichtet wird. Um eine erfolgreiche Fortsetzung der Untersuchungen zu ermöglichen werden allerdings im Folgenden die Ursachen dafür näher erläutert.

Die dynamische Exzentrizität führt außerdem zu einer axialen Bewegung der Dichtkante auf der DGLF, was eine automatisierte Strömungsanalyse mittels PIVlab nahezu unmöglich macht. Außerdem gelang es aufgrund des begrenzten Bauraums nicht, neben der koaxialen Beleuchtung eine ausreichend starke Beleuchtung zu installieren, die schräg auf die Kupferpartikel trifft. Dies erschwert das Verfolgen der Kupferpartikel in der Strömung, da eine hohe Bildrate und dadurch eine starke Beleuchtung nötig sind, um die Kupferpartikel im kleinen Bildausschnitt der starken Vergrößerung, mehrmals zu detektieren.

Mit geringen Drehzahlen konnten fokussierte Aufnahmen erzeugt werden. Aufgrund der dann geringeren Dichtspalthöhen gelangen nur wenige Kupferpartikel in den Dichtspalt. Dafür stellt das Particle Image Velocimetry (PIV), das zum Einsatz kommt, wenn die Anzahl der Partikel nicht mehr manuell verfolgt werden kann [180], nicht mehr den richtigen Ansatz zur Strömungsanalyse dar. Deshalb wurde auf die Methodik des Particle Tracking Velocimetry (PTV) zurückgegriffen, um exemplarisch

die Strömung manuell zu visualisieren, siehe Bild 9.8. Dabei zeigt sich, dass sich die getrackten Kupferpartikel, aufgrund des kleinen Bildausschnitts, lediglich geringfügig in Richtung der Fluidseite (unten) bewegen.

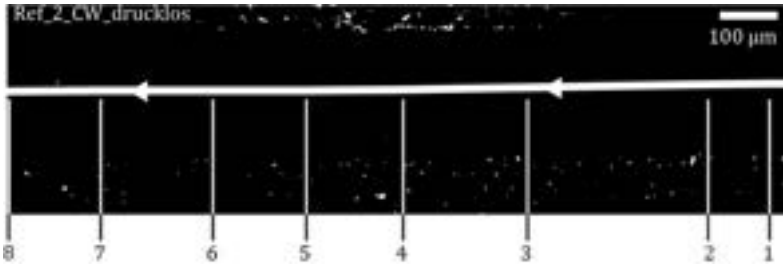


Bild 9.8: Manuell ermittelter Strömungspfad

Aufgrund der beschriebenen Probleme und der sehr begrenzten lokalen Beobachtung der Vorgänge im Dichtkontakt ist eine Aussage über das gesamte Dichtsystem nicht möglich. Die Strömungsuntersuchungen erlauben überdies keine Unterscheidung der Dichtkanten bzgl. des Fertigungsverfahrens der DGLF mit der die RWDR im Einsatz waren. Lediglich eine Unterscheidung in verschlissene und nicht verschlissene Dichtkanten ist durch eine Analyse des Kontaktflächenanteils möglich. Die Bewertungsmatrix für Strömungsuntersuchungen ermöglicht es qualitative Beobachtungen aus den Strömungsuntersuchungen in eine quantitative Bewertung umzuwandeln. Eine Bewertung des gesamten Dichtsystems ist allerdings erst bei einer Auswertung der Strömungs- und Kontaktbedingungen an mehreren Stellen am Umfang möglich. Für eine genauere Beschreibung der Bewertungsmatrix für Strömungsuntersuchungen wird auf [48] verwiesen.

Wird anstelle einer Glas- oder Saphir-Hohlwelle eine alternativ bearbeitete Plexiglaswelle eingesetzt, um den Einfluss der Oberflächenstrukturen auf die Strömung im Dichtspalt zu untersuchen, treten weitere Probleme auf, da die Plexiglaswellen durch die Bearbeitung an Transparenz verlieren. Dies erschwert eine Beobachtung der Strömung zusätzlich. Dennoch konnte beobachtet werden, dass sowohl umlaufende als auch gekreuzte Oberflächenstrukturen die Kupferpartikel und somit die Strömung beeinflussen und ablenken. Die Kupferpartikel im Fluid folgten der durch die Oberflächenstrukturen vorgegebenen Richtung. Auf diese Weise konnten visuell Auswirkungen von Drallstrukturen auf einer DGLF auf die Strömung im Dichtspalt nachgewiesen werden.

9.3 Zusammenfassung und Fazit

Um die vorgestellten Ergebnisse zu erzielen, wurde mit verschiedenen Beleuchtungen (Lichtleitfasern als Punktlichtquellen, koaxiale Beleuchtung, Ringlicht mit UV- und weißem Licht), Glas-Wellen (angeschliffen und glatt), Kameras (auch Hochgeschwindigkeitskameras), Partikeln (Kupferpartikel in verschiedenen Größen sowie fluoreszierenden Partikeln) und Vergrößerungen experimentiert. Zusätzlich wurde zur Auswertung auf unterschiedliche Tracking-Möglichkeiten (PTV und PIV) und Matlab-Algorithmen zur Kontaktflächenbestimmung und Verzerrungsanalyse zurückgegriffen. In den Trockenlauf-Untersuchungen der in den Praxisuntersuchungen konditionierten Dichtkanten mit einer Glashohlwelle konnte die mit einer Verhärtung der Dichtkante abnehmende Elastizität des Elastomers (durch den Kontaktflächenanteil und die Verzerrung der Dichtkante) beobachtet werden. Dies erlaubt Rückschlüsse auf die Dichtsicherheit eines RWDRs. Außerdem konnten Ölfangkammern und Leckagepfade beobachtet werden. Aufgrund der beschriebenen Probleme und trotz der vielfältigen Lösungsversuche konnten keine Bilder mit ausreichender Qualität für eine automatische Auswertung der Versuche am Strömungsprüfstand erzeugt werden. Deshalb wird an dieser Stelle auf eine ausführliche Auswertung der Ergebnisse verzichtet, stattdessen wird für weitere Informationen auf [48] verwiesen.

Durch den Einsatz von alternativ bearbeiteten Plexiglashohlwellen (bandgeschliffen und supergefinisht) am Strömungsprüfstand konnte der Einfluss von Fertigungsstrukturen auf die Strömung im Dichtspalt gezeigt werden. Anhand der supergefinishten Plexiglaswelle konnte außerdem der Einfluss von Drallstrukturen auf die Strömung beobachtet werden. Drallstrukturen lenken die Strömung entsprechend ihrer Orientierung um.

Um geeignete Bilder/ Daten für Strömungsanalysen ermitteln zu können, wird empfohlen, eine Saphir-Welle direkt mit einem Aufnehmer fertigen zu lassen (Angebote für eine derartige Welle lagen bei der Erstellung dieser Arbeit bereits vor), um so bessere Rundlaufeigenschaften zu erzielen. Dies erlaubt höhere DGLF-Drehzahlen, infolge derer sich ein höherer Dichtspalt ausbildet. Dadurch können mehr Fluid und Kupferpartikel in den Dichtspalt gelangen, wodurch die Strömungsanalyse mit der PIV-Methode ermöglicht wird. Außerdem bleibt das Bild auch bei höheren Drehzahlen und einer gleichbleibend geringen Tiefenschärfe der Optik dauerhaft scharf. Des Weiteren werden eine höhere Vergrößerung, eine stärkere Lichtquelle (evtl. ein Punkt laser) und eine lichtempfindlichere Hochgeschwindigkeitskamera für die Untersuchungen empfohlen.

Für die ganzheitliche Bewertung eines Dichtsystems anhand von Strömungsuntersuchungen sind Untersuchungen und Bewertungen des Strömungszustands anhand

der erstellten Bewertungsmatrix an mehreren Stellen am Umfang nötig. Dadurch werden die Untersuchungen sehr aufwendig. Der in [48] beschriebene Aufwand ist ausschließlich für die Grundlagenforschung zum Funktionsverhalten einer RWD gerechtfertigt, die Untersuchungen eignen sich demnach nicht, um den Verschleißzustand eines RWDRs zu untersuchen.

10 Übertragbarkeit der Ergebnisse auf andere Systeme

Um zu untersuchen, ob die Erkenntnisse aus den FW- und Praxisuntersuchungen auf andere Dichtungskomponenten übertragbar sind, wurden diese Untersuchungen mit im Einstich geschliffenen und schälgedrehten Guss-DGLF, dem additivierten Motoröl Fuchs Titan Supersyn Longlife SAE 0W-30 sowie NBR-RWDR eines zweiten Herstellers wiederholt. Zusätzlich wurden mit dem Motorenöl und den Dichtringen des zweiten Herstellers Reibmomentmessungen durchgeführt. Um den Einfluss der einzelnen Komponenten auf das Dichtsystem ermitteln zu können, wurden die Änderungen am Dichtsystem sequentiell vorgenommen. Die Versuchsdurchführung und -auswertung erfolgte dabei analog zum vorgestellten Vorgehen in den Kapiteln 6 bis 8.

Bei der Verwendung des additivierten Motoröls Fuchs Titan Supersyn Longlife SAE 0W-30 sowie den NBR-RWDR des zweiten Herstellers mit den bandgeschliffenen und supergefinishten DGLF aus 100Cr6 konnten die Ergebnisse aus den Versuchen mit den in dieser Arbeit standardmäßig verwendeten Versuchskomponenten (FVA 3-Öl und NBR-RWDR des Herstellers A) bestätigt werden. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen wurden in zwei Veröffentlichungen [168, 170] präsentiert, weshalb im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter darauf eingegangen wird. Nachfolgend werden die wichtigsten Erkenntnisse aus den Untersuchungen mit den Guss-DGLF vorgestellt.

10.1 Ergebnisse der FW-Untersuchungen

Bild 10.1 zeigt den Verlauf der System-FW beim Einsatz einer schälgedrehten Guss-DGLF im Vergleich mit den im Einstich geschliffenen DGLF aus 100Cr6 und Guss. Unabhängig von der Drehrichtung der DGLF nehmen die System-FW mit zunehmender Versuchsdauer langfristig ab. Wie auch in den Versuchen mit den DGLF aus 100Cr6 sind die System-FW bei Dichtsystemen mit schälgedrehten Guss-DGLF kleiner als in Dichtsystemen mit im Einstich geschliffenen Guss-DGLF. Die System-FW haben ein vergleichbares Niveau wie die System-FW in den Dichtsystemen mit DGLF aus 100Cr6. Im Vergleich mit der Ref-DGLF aus 100Cr6 nehmen die System-FW mit der Ref-DGLF aus Guss deutlich langsamer ab.

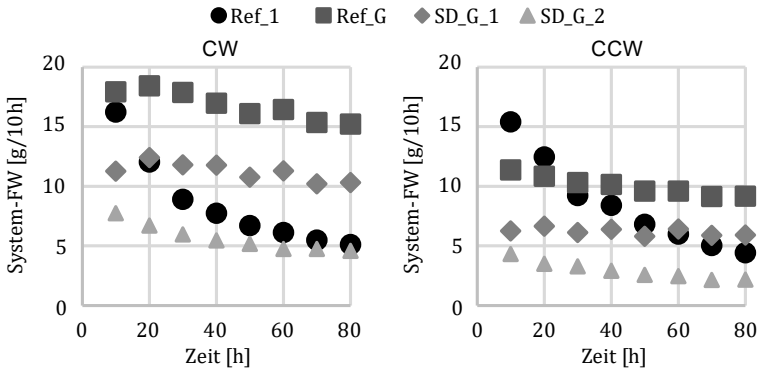


Bild 10.1: Verlauf der System-FW über der Versuchsdauer bei Dichtsystemen mit Guss-DGLF (links: CW, rechts: CCW)

Trotz DGLF-FW, die größer als 1 g/10h sind (siehe Bild 10.2), ist sowohl bei der im Einstich geschliffenen Guss-DGLF als auch bei den schälgedrehten Guss-DGLF die Dichtsicherheit über die komplette Versuchsdauer (80 Stunden) gegeben, da stets RWDR-FW > DGLF-FW. Im Vergleich zu den SD-DGLF aus 100Cr6 bleiben die DGLF-FW auf einem Niveau und verändern sich nicht über die Versuchsdauer.

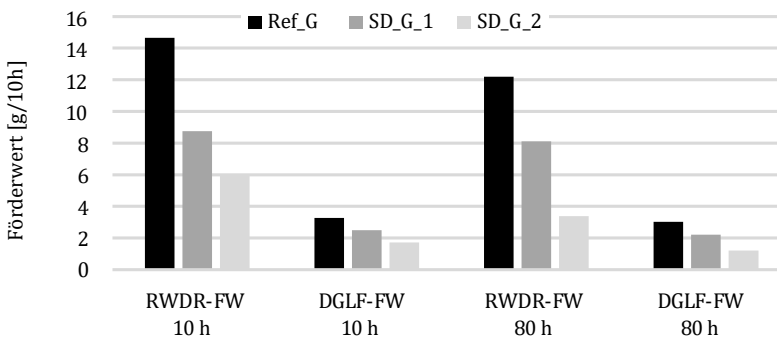


Bild 10.2: Vergleich der RWDR- und DGLF-FW bei Dichtsystemen mit G-DGLF

10.2 Ergebnisse der Praxisuntersuchungen

Lediglich in den druckbelasteten Versuchen mit der DGLF **SD_G_2** trat in beiden Drehrichtungen Leckage auf, siehe Bild 10.3. Diese drehrichtungsunabhängige Leckage ist ein Hinweis auf eine durch Schäden an der DGLF verursachte Leckage, wie z. B. axiale Kratzer.

Bild 10.4 zeigt die in Dichtspaltnähe gemessenen Temperaturverläufe bei den Dichtsystemen mit **Guss-DGLF**. In den drucklosen Versuchen nimmt die Temperatur mit der Versuchsdauer zu und nähert sich einem Grenzwert an. Bei den druckbelasteten Versuchen bleibt die Temperatur über die Versuchsdauer nahezu konstant. Dieses Verhalten entspricht in beiden Fällen dem bei den Dichtsystemen mit **Ref-** und **SD-DGLF** aus 100Cr6. Die Temperaturverläufe der Dichtsysteme mit **Guss-DGLF** und einer Drehung gegen den Uhrzeigersinn zeigen dieselben Verläufe wie bei einer Drehung der DGLF im Uhrzeigersinn, siehe Bild 14.61. Lediglich mit der DGLF **SD_G_1** liegt das Niveau der Temperatur etwas höher.

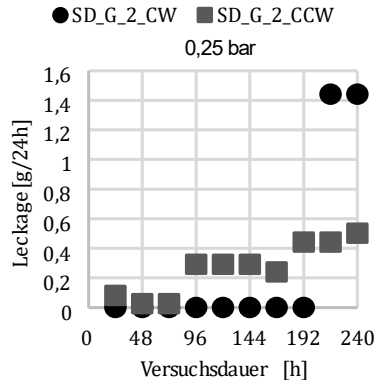


Bild 10.3: Verlauf der Leckage über der Versuchsdauer (SD_G-DGLF)

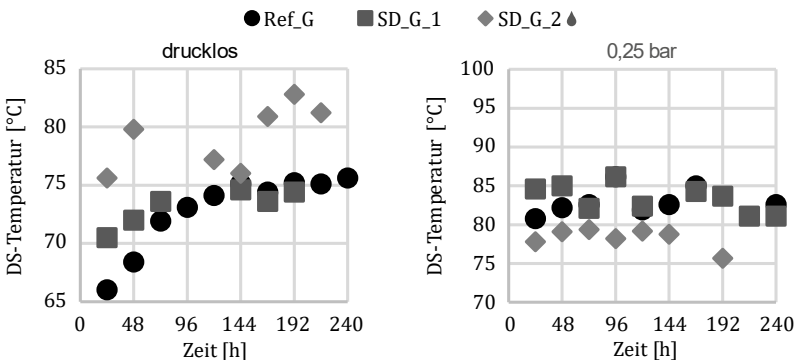


Bild 10.4: Verlauf der Temperatur in Dichtspaltnähe über der Versuchsdauer (Guss-DGLF, links: drucklos, rechts: 0,25 bar Überdruck)

Die Verschleißbreiten der Dichtkanten aus den Versuchen mit Guss-DGLF sind in Bild 10.5 dargestellt. Alle Dichtkanten sind, unabhängig von der Drehrichtung der DGLF und der Druckbelastung im Versuch, sehr gering verschlissen. In einigen Versuchen liegt der Verschleiß der Dichtkanten sogar noch im Bereich des Einlaufverschleiß.

Bild 10.6 zeigt die Mittelwerte der IMA-MARS-Bewertungen der Dichtkanten. Die Bewertungen der Dichtkanten, die mit den schälgedrehten Guss-DGLF im Einsatz waren, sind dabei geringfügig besser als die der Dichtkanten aus den Versuchen mit den 100Cr6 SD-DGLF. Als Ursache hierfür wird vermutet, dass die Lunker der Guss-DGLF als Schmierstoffreservoir dienen und die Dichtkanten daher etwas besser geschmiert werden. Für die Bewertung der thermischen Schädigung anhand der IMA-MARS siehe Bild 14.62.

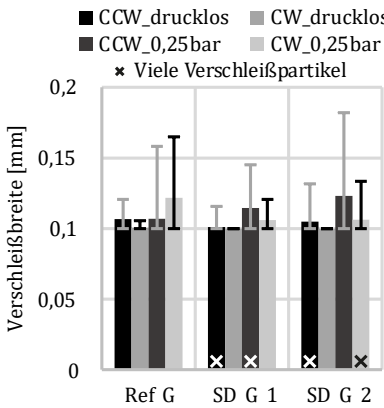


Bild 10.5: Verschleißbreite der Dichtkanten bei Guss-DGLF

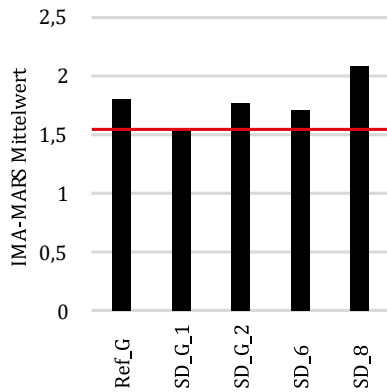


Bild 10.6: Bewertung der Dichtkanten anhand der IMA-MARS bei Guss-DGLF

Die Dichtkanten aus den Versuchen mit Guss-DGLF sind in Bild 10.7 dargestellt. Die Dichtkanten der RWDR, die mit der im Einstich geschliffenen Guss-DGLF im Einsatz waren, sind unabhängig von der Druckbelastung des Dichtsyste.ms leicht verfärbt, aber noch nicht thermisch geschädigt. In den drucklos durchgeführten Versuchen ist die Dichtkante von Versuch SD_G_1_CW_drucklos moderat verschlissen und zeigt keine thermische Schädigung. Die Dichtkante aus dem Versuch mit einer Drehung der DGLF gegen den Uhrzeigersinn zeigt hingegen eine beginnende Verhärtung. Die Dichtkanten aus den Versuchen mit der SD_G_2-DGLF zeigen unabhängig von der Drehrichtung der DGLF eine verhärtete Dichtkante, wobei die Dichtkante bei einer Drehung

der DGLF gegen den Uhrzeigersinn sowohl in Achs- als auch Umfangsrichtung lediglich teilweise verhärtet ist. Die Dichtkanten aus den druckbelasteten Versuchen mit den schälgedrehten Guss-DGLF sind alle verhärtet. Auch die Zustände der Dichtkanten sind damit mit den Versuchen mit den SD-DGLF aus 100Cr6 vergleichbar.

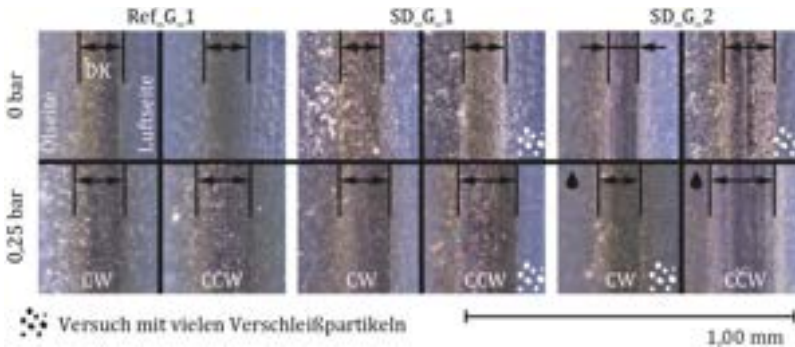


Bild 10.7: Dichtkantenzustand Guss-DGLF

Ein Vergleich der DGLF-Topographie im Bereich der Laufspur mit dem Verschleißerscheinungsbild der Dichtkante des entsprechenden Versuchs, siehe Bild 10.8, bestätigt einen Einfluss von umlaufenden Oberflächenstrukturen auf die Schmierung des Dichtkontakts auch bei den schälgedrehten Guss-DGLF. Dies zeigt, dass die Lunker des Gussmaterials die Wirkung der umlaufenden Oberflächenstrukturen nicht vollständig aufheben können.

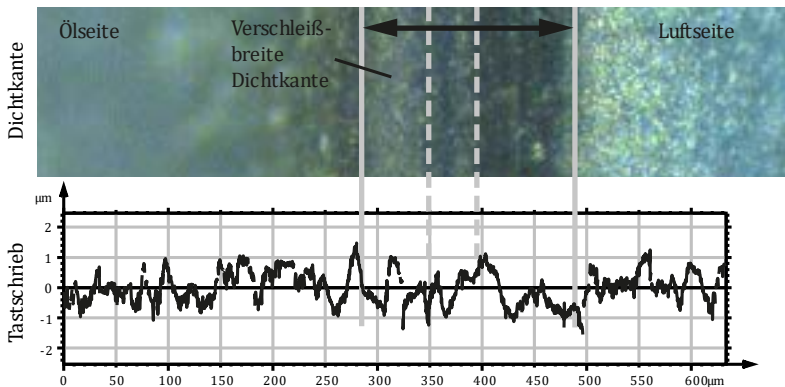


Bild 10.8: Vergleich des Dichtkantenverschleißes mit der Topographie der DGLF im Bereich der Laufspur (SD_G_2_CCW_0,25 bar)

10.3 Zusammenfassung und Fazit

Um die Übertragbarkeit der in dieser Arbeit bisher vorgestellten Ergebnisse auf Dichtsysteme mit anderen Systemkomponenten untersuchen zu können, wurden die in dieser Arbeit standardmäßig verwendeten Systemkomponenten schrittweise ausgetauscht und der Einfluss auf das Dichtsystem untersucht. Als neue Systemkomponenten wurden Guss-DGLF, das Motoröl Fuchs Titan Supersyn Longlife SAE 0W-30 sowie NBR-RWDR eines zweiten Herstellers verwendet.

Diese Untersuchungen zeigen, dass die in den vorhergehenden Kapiteln vorgestellten Ergebnisse auf Dichtsysteme mit anderen Systemkomponenten übertragbar sind. Hierbei ist zu beachten, dass die Übertragbarkeit der Ergebnisse auch von den Prüfbedingungen abhängig ist. Bei den in dieser Arbeit gewählten Prüfbedingungen ist eine Übertragbarkeit gegeben, um die Übertragbarkeit weiter verallgemeinern zu können, wären weitere Versuche unter anderen Betriebsbedingungen nötig.

11 Diskussion und Praxisbedeutung

In diesem Kapitel werden die erzielten Ergebnisse anhand der in Kap. 3 vorgestellten Forschungsfragen und -hypothesen diskutiert und die Bedeutung der Ergebnisse für die Praxis beschrieben. Abschließend wird eine Untersuchungsmethodik vorgestellt, die eine Qualifizierung einer beliebig bearbeiteten Welle als DGLF ermöglicht.

11.1 Diskussion der Forschungsfragen und -hypothesen

Die Diskussion der Forschungshypothesen erfolgt getrennt nach den beiden in Kap. 3 aufgestellten Forschungsfragen sowie den verschiedenen Oberflächenstrukturen.

1. Forschungsfrage: Welchen Einfluss auf die Funktion einer Radial-Wellendichtung haben verschiedene Oberflächenstrukturen auf einer DGLF?

Umlaufende Riefen beim Bandschleifen, Schäl- und Rolldrehen:

Geschlossene, umlaufende Oberflächenstrukturen (BS-, SD- und RD-DGLF) beeinträchtigen den Fluidaustausch im Dichtkontakt, siehe Bild 11.1. Dadurch verhindern sie, dass der luftseitige Teil des Dichtkontakts ausreichend geschmiert wird, weshalb die Dichtkanten in diesem Bereich thermisch geschädigt werden. Neben der Höhe der umlaufenden Strukturen ist die Anzahl der Strukturen, die sich im Dichtkontakt befinden, entscheidend für die Stärke der Beeinträchtigung des Fluidaustauschs: Je mehr Strukturen sich im Dichtkontakt befinden und je höher sie sind, desto höher ist die Gefahr einer thermischen Schädigung der Dichtkante.

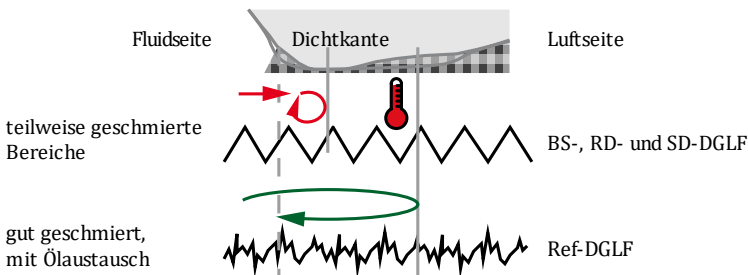


Bild 11.1: Einfluss geschlossener, umlaufender Oberflächenstrukturen auf den Fluidaustausch im Dichtkontakt nach [168]

Die Funktionshypothese, wonach eine höhere Flächenpressung zu einer geringeren Förderwirkung des Dichtsystems führt, konnte bei DGLF mit umlaufenden Strukturen widerlegt werden. Durch eine höhere Flächenpressung wird die Dichtkante stärker verzerrt, wodurch das Fluid im Dichtspalt stärker abgelenkt wird und es zu einem höheren Fördervermögen kommt.

An den doppelt konvergenten Schleifriefen der im Einstich geschliffenen DGLF, die sich in der Breite und der Höhe verjüngen, baut sich bei einer Drehung der DGLF ein hydrodynamischer Druck im Fluid auf, siehe Bild 11.2. Dieser hydrodynamische Druck führt zu einem Abheben der Dichtkante von der DGLF. Im Gegensatz hierzu wird das Fluid in den in sich geschlossenen und umlaufenden Strukturen einer DGLF lediglich mitgeschleppt, ohne dass sich ein hydrodynamischer Druck aufbaut. Dadurch bildet sich kein ausreichend hoher Dichtspalt aus und es kommt zu einer stärkeren thermischen Belastung der Dichtkante sowie zu einem höheren Verschleiß. Je höher die umlaufenden Strukturen sind, desto schlechter funktioniert der hydrodynamische Druckaufbau.

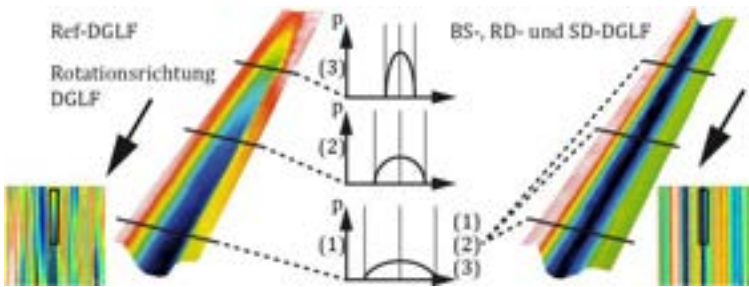


Bild 11.2: Hydrodynamischer Druckaufbau im Schmierfilm an einer doppelt konvergenten Schleifriefe (Ref-DGLF, links) und einer geschlossenen, umlaufenden Oberflächenstruktur (BS-, RD- und SD-DGLF, rechts) nach [10]

Zusätzliche Funktionshypothesen beim Rolldrehen:

Bei den rollgedrehten DGLF sind die umlaufenden Oberflächenstrukturen mit einer Welligkeitsstruktur überlagert. Diese Welligkeitsstrukturen führen zu instabilen Reibungs- und Schmierungszuständen und damit zu einem unsicheren Dichtverhalten. Je stärker ausgeprägt die Welligkeitsstrukturen sind, desto instabiler sind die Reibungs- und Schmierungszustände im Dichtkontakt.

Gekreuzte Strukturen beim Superfinishen:

Gekreuzte Oberflächenstrukturen (SF-DGLF) wirken als Drallstrukturen und verursachen je nach Drehrichtung der DGLF Leckage oder Trockenlauf und infolgedessen eine thermische Schädigung der Dichtkante. Dabei gilt bei einer Drehrichtung die Trockenlauf verursacht: Je glatter eine DGLF mit gekreuzten Oberflächenstrukturen ist, desto höher werden die in Dichtspaltnähe gemessenen Temperaturen und dadurch auch die verursachte thermische Schädigung der Dichtkante. Die Ursachen hierfür sind kleinere Schmierstoffdepots der DGLF, eine nicht ausreichende Möglichkeit einen hydrodynamischen Druck aufbauen zu können sowie ein höherer Kontaktflächenanteil zwischen Dichtkante und DGLF.

Unabhängig von der Rauheit einer DGLF mit gekreuzten Oberflächenstrukturen verschleßen feine Oberflächenstrukturen zuerst. Dies führt dazu, dass bei glatten DGLF die Oberflächenstrukturen im Bereich der Laufspur recht schnell verschlissen sind und eine polierte Laufspur entsteht. Bei raueren DGLF bleiben die tieferen Riefen erhalten, während die feinen Riefen verschleßen.

2. Forschungsfrage: Wie kann eine alternativ gefertigte Welle auf ihre Eignung als DGLF untersucht werden?

Alle vier zu dieser Forschungsfrage aufgestellten Forschungshypothesen konnten falsifiziert werden. Ein geringeres von der Dichtung verursachtes Reibmoment deutet nicht unbedingt auf eine besser geeignete DGLF hin, da durch das Auftreten von Leckage das Reibmoment auch verringert wird. Ebenso geht mit einem höheren System-FW nicht automatisch eine höhere Dichtsicherheit einher, da ein hoher System-FW auch die Folge eines hohen DGLF-FW sein kann. Korrelationsbetrachtungen zwischen den in Dichtspaltnähe gemessenen Temperaturen, den von der RWD verursachten Reibmomenten sowie den System-FW, getrennt nach den verschiedenen Fertigungsverfahren und den beiden Drehrichtungen, ergaben nur in wenigen Ausnahmen Bestimmtheitsmaße von $R^2 > 0,7$. Die Korrelationsbetrachtungen falsifizierten damit auch die Funktionshypothesen, nach denen eine höhere in Dichtspaltnähe gemessene Temperatur auch mit einem höheren Reibmoment der RWD einhergeht bzw. wonach ein höherer System-FW zu einer höheren DS-Temperatur führt.

Zwischen den Messgrößen aus den verschiedenen Versuchen gibt es keinen eindeutigen Zusammenhang. Um an die Erkenntnisse aller Versuche zu gelangen, kann daher nicht auf einen der Versuchsblöcke verzichtet werden. Eine Untersuchungsmethodik, die es dennoch erlaubt, die Eignung einer Welle als DGLF kosten- und zeitoptimiert zu untersuchen, wird in Kap. 11.3 vorgestellt.

11.2 Übertrag der Ergebnisse in die Praxis

Zur Durchführung der vier vorgestellten Versuchsblöcke (Reibmoment- und FW-Messungen sowie Praxis- und Strömungsuntersuchungen) werden unterschiedliche Ansprüche an die Versuchseinrichtung, das Wissen und die Erfahrung des Versuchsdurchführenden sowie die benötigte Zeit und somit auch die Kosten gestellt.

Durch **FW-Messungen** sind mit relativ geringem Zeitaufwand Aussagen zur Dichtsicherheit einer RWD möglich. Hierzu muss lediglich der RWDR-FW größer sein als der DGLF-FW. Durch die in dieser Arbeit gewählte Versuchsdauer ist auch eine Einschätzung der Dichtsicherheit über einen längeren Zeitraum möglich.

Durch **Reibmomentmessungen** sind eine Bewertung des Reib- und Schmierungs Zustands sowie eine Abschätzung der Reibleistung und somit der Energieverluste einer RWD möglich. Die Ergebnisse der Reibmomentversuche zeigen, dass die Einlaufdauer sowie die Haltedauer der einzelnen Drehzahlstufen des Drehzahlkollektivs verringert werden können, um Zeit und Kosten zu sparen. Zudem wird deutlich, dass ab einer Drehzahl von ca. $n = 1000$ 1/min größere Drehzahlsprünge zur nächsten Drehzahlstufe möglich sind, ohne die Ergebnisse negativ zu beeinflussen. Aufgrund der weichen Lagerung der RWDR über das Luftlager ist zu beachten, dass die Ergebnisse lediglich untereinander, aber nicht mit den Ergebnissen eines Dauerlaufprüfstands (ohne Luftlagerung der RWDR) vergleichbar sind.

Durch **Praxisuntersuchungen** sind die Dichtheit, der Verschleiß und die Alterung der Systemkomponenten bewertbar.

Strömungsuntersuchungen erlauben eine Aussage zum Funktionsprinzip von RWD; zur Bewertung des Verschleißzustands sind sie aufgrund des lokal begrenzten beobachtbaren Dichtkontakts und des sehr hohen Versuchsaufwands nicht zu empfehlen.

Anhand der durchgeführten Versuche können folgende Aussagen bzgl. der in dieser Arbeit untersuchten alternativ bearbeiteten DGLF getroffen werden:

- **Supergefinishte Wellen** sind nicht zum Einsatz als DGLF geeignet, da Dichtsysteme mit supergefinishter DGLF keine ausreichende Dichtsicherheit aufweisen und je nach Drehrichtung entweder sofort oder nach einer thermischen Schädigung der Dichtkante durch das Auftreten von Leckage ausfallen.
- **Roll- und schälgedrehte DGLF** verursachen in Dichtsystemen höhere Reibmomente als im Einstich geschliffene DGLF. Die Dichtsysteme bilden kein stationäres Reibmoment und damit auch keinen gleichbleibenden Schmierungs Zustand aus. Außerdem ist die Dichtsicherheit geringer als bei der Verwendung einer im Einstich geschliffenen DGLF. Zudem wird durch die

umlaufenden Oberflächenstrukturen der Fluidaustausch im Dichtkontakt beeinträchtigt, was zu einer thermischen Schädigung der Dichtkante führen kann.

- **Bandgeschliffene DGLF** verursachen je nach Rauheit vergleichbare Reibmomente und Dichtsicherheiten wie im Einstich geschliffene DGLF. Aufgrund der umlaufenden Strukturen auf den DGLF kommt es allerdings, wie bei den roll- und schälgedrehten DGLF, zu einer Beeinträchtigung des Fluidaustauschs im Dichtkontakt und dadurch z. T. zu einer thermischen Schädigung der Dichtkante.
- Aufgrund der schmalen Verteilungskurven in den Mikrodrallmessungen bei den DGLF mit umlaufenden Strukturen (**bandgeschliffene, roll- und schälgedrehte DGLF**) sind diese besonders anfällig für eine erhöhte drallbedingte Fluidförderung im Dichtkontakt (führt zu Leckage oder einer thermischen Schädigung der Dichtkante) durch Montageabweichungen der Welle oder des RWDRs (Schiefstellung, statische oder dynamische Exzentrizität).
- Ein Einsatz von **bandgeschliffenen, roll- und schälgedrehten-DGLF** wird aus den oben genannten Gründen lediglich unter vier Betriebsbedingungen für möglich gehalten:
 1. Moderate Betriebsbedingungen (z. B. drucklos, geringe Umfangsgeschwindigkeit, ...)
 2. Gleichbleibende Drehrichtung der DGLF
 3. Kurze Betriebs-/ Einsatzzeiten
 4. Regulierbare Ölsumpftemperatur

11.3 Untersuchungsmethodik zur Qualifizierung von geeigneten DGLF

Basierend auf den bereits vorgestellten Erkenntnissen wurde in Anlehnung an Kunstfeld [83] eine Untersuchungsmethodik entwickelt, mit der beliebige Oberflächen auf ihre Eignung als DGLF untersucht werden können. Der Ablauf der Untersuchungsmethodik ist in Bild 11.3 dargestellt und wird im Folgenden vorgestellt. Die Untersuchungsmethodik umfasst vier Untersuchungsschritte. Mit jedem weiteren Untersuchungsschritt

wird die Beurteilung der Eignung einer Welle als DGLF zuverlässiger. Dabei ist jedoch zu beachten, dass mit jedem weiteren Untersuchungsschritt auch der Zeit- sowie Versuchsaufwand und somit die Kosten zunehmen. Durch Wiederholmessungen verdoppelt sich der Versuchsaufwand unabhängig von der Untersuchungsstufe.

Abweichungen von der vorgeschlagenen Reihenfolge sind unter diesem Aspekt lediglich zu empfehlen, wenn eine der genannten Untersuchungen aufgrund von fehlender Prüftechnik oder fehlendem Know-how nicht zu Verfügung stehen.

Im **ersten Untersuchungsschritt** wird die Oberfläche der Welle ver-

messen. Von besonderem Interesse sind dabei die Makro- und Mikro-Drallkennwerte, da Wellen, die Drall aufweisen, prinzipiell nicht als DGLF geeignet sind. Zudem kann

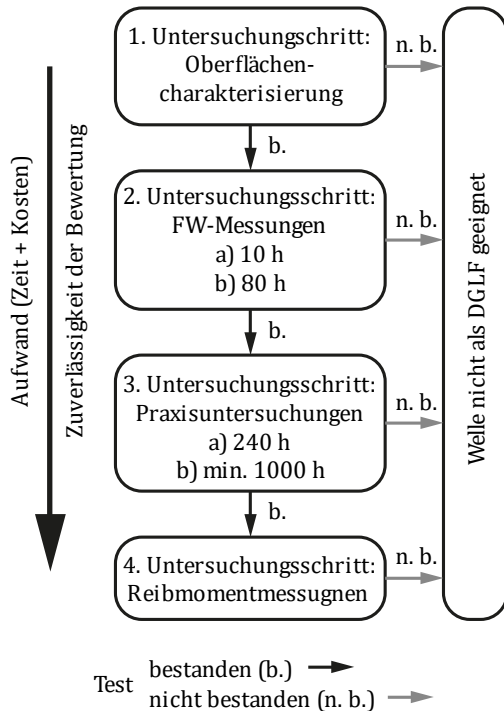


Bild 11.3: Untersuchungsmethodik zur Qualifizierung einer beliebig bearbeiteten Welle als DGLF

anhand der Breite der Winkel- und Volumenverteilungskurven der Mikrodrallmessung(en) die Ausfallwahrscheinlichkeit einer RWD aufgrund von unzureichend ausgerichteten Dichtungskomponenten eingeschätzt werden. Je schmaler die Verteilungskurven sind, desto höher ist das Ausfallrisiko des Dichtsystems.

Der **zweite Untersuchungsschritt** umfasst FW-Messungen. Mit diesen Versuchen werden die RWDR- und DGLF-FW und daraus die Dichtsicherheit der untersuchten RWD bestimmt. Aufgrund der großen Streubereiche tribologischer Untersuchungen, wird zur statistischen Absicherung eine Bestimmung der Messwerte an jeweils drei Dichtsystemen in beiden Drehrichtungen empfohlen. Als Versuchsdauer werden 10 oder 80 Stunden vorgeschlagen: Mit den 10-stündigen Versuchen kann die Dichtsicherheit schnell ermittelt werden, während durch die 80-stündigen Versuche auch der Einfluss des Einlaufs der RWD berücksichtigt wird. Durch die längere Versuchsdauer ist somit eine erhöhte Aussagekraft und Absicherung der Ergebnisse auch für längere Einsatzzeiten erzielbar. Ist die Dichtsicherheit in den Versuchen nicht ausreichend groß ($RWDR-FW > 1,5 \cdot DGLF-FW$), ist die untersuchte Welle nicht als DGLF geeignet.

Im **dritten Untersuchungsschritt** wird die Dichtheit der RWD in Praxisuntersuchungen ermittelt. Als Versuchsdauer werden 240 Stunden für Kurzzeitversuche und mindestens 1000 Stunden für Langzeitversuche empfohlen. Je länger die Versuchsdauer gewählt wird, desto höher ist die Aussagekraft der Versuche. Die Wahl der Versuchsdauer erfolgt anhand der später geplanten Einsatzdauer der RWD. Das eingesetzte Prüfkollektiv (Druckbelastung, Drehzahlkollektiv und Drehrichtungswechsel) wird im Idealfall aus den Betriebsbedingungen der geplanten Anwendung der Welle abgeleitet. Auch bei den Praxisversuchen sind zur statistischen Absicherung der Ergebnisse Wiederholversuche vorzusehen (mindestens zwei Versuche je Drehrichtung). Während den Versuchen ist die Leckage zu messen und nach den Versuchen sind die Dichtkanten anhand der IMA-MARS-Bewertung zu beurteilen. Tritt in den Versuchen abfließende Leckage auf, ist dies in der Regel ein Ausschlusskriterium für die untersuchte Welle. Je nach Einsatzgebiet kann es auch möglich sein, Leckage in einem definierten Rahmen zu tolerieren. Hierfür müssen die Einsatz- und Umgebungsbedingungen der DGLF im späteren Betrieb bekannt sein. Tritt in der IMA-MARS-Bewertung in mindestens einer Unterkategorie eine Bewertung mit einer fünf auf oder ist in mindestens einer Kategorie der Mittelwert schlechter als 3,5, ist die untersuchte Welle nicht als DGLF geeignet.

Den **vierten Untersuchungsschritt** stellen Reibmomentmessungen dar. Diese erlauben als einzige Versuche eine Abschätzung der Reibungs- und Energieverluste einer RWD. Je nach Fragestellung kann es Sinn ergeben, die Reibmomentmessungen den anderen Versuchen vorzuziehen. Ideal ist eine Reibmomentmessung während der

Praxisuntersuchungen, um Zeit und Kosten zu sparen. Auch die Reibmomentmessungen sind durch Wiederhohlversuche statistisch abzusichern (je Drehrichtung mindestens drei Versuche). Kann das Reibmoment nicht während der Praxisuntersuchungen gemessen werden, wird ein Kollektiv mit einer Gesamtdauer von 21,5 Stunden empfohlen. In den ersten zehn Stunden wird die RWD bei einer Drehzahl von $n = 1200$ 1/min konditioniert. Daran anschließend erfolgt das eigentlich Prüfkollektiv mit 23 Drehzahlstufen, wobei die Drehzahlen jeweils für 30 Minuten gehalten werden. Der Drehzahlbereich erstreckt sich, wie in den Untersuchungen dieser Arbeit, von $n = 1$ 1/min bis $n = 2500$ 1/min. Bei den geringen Drehzahlen ist die Abstufung zwischen zwei Drehzahlstufen klein und wird mit zunehmender Drehzahl größer ($n = 1, 2, 5, 10, 25, 50, 100, 200, \dots, 1000, 1200, 1400, \dots, 2200, 2500$). Durch das Verkürzen des Einlaufs sowie der einzelnen Drehzahlstufen ist es möglich, bei einer unveränderten Genauigkeit der Versuchsergebnisse, täglich einen Versuch, statt drei Versuche in einer Woche, durchzuführen.

12 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Abschnitt wird die vorliegende Arbeit zunächst zusammengefasst. Anschließend erfolgt ein Ausblick über Möglichkeiten die in dieser Arbeit enthaltenen Forschungsansätze weiter zu verfolgen.

Zusammenfassung

Das Ziel dieser Arbeit ist es, den Einfluss alternativ gefertigter DGLF auf die Funktionsmechanismen von Radial-Wellendichtungen zu untersuchen. Derartige Untersuchungen sind nötig, da aus Zeit- und Kostengründen zur Fertigung von DGLF häufig andere (alternative) Fertigungsverfahren eingesetzt werden als das in den Normen standardmäßig geforderte drallfreie Schleifen im Einstich. Die Oberflächen dieser alternativ gefertigten DGLF unterscheiden sich deutlich von einer im Einstich geschliffenen Oberfläche. Da die Oberfläche aber einen entscheidenden Anteil an der Funktion einer RWD besitzt, wurde in dieser Arbeit der Einfluss der alternativ gefertigten Oberflächen auf das System RWD untersucht. Dazu wurde eine zielgerichtete sowie zeit- und kostengünstige Untersuchungsmethodik entwickelt, die eine Qualifizierung einer beliebig gefertigten Welle als DGLF erlaubt.

Repräsentativ für alternativ gefertigte Oberflächen wurde der Einfluss von bandgeschliffenen (BS), supergefinishten (SF) und roll- (RD) sowie schälgedrehten (SD) DGLF auf die Funktion einer RWD untersucht. Um unterschiedlich raue DGLF zu erhalten, wurden die bandgeschliffenen und supergefinishten DGLF mit Schleifbändern verschiedener Körnung (180 bis 1200) bearbeitet, die roll- und schälgedrehten Oberflächen wurden mit unterschiedlich rauen Schneiden und Vorschubgeschwindigkeiten gefertigt. Die alternativ gefertigten DGLF wurden mit einem Referenzsystem mit einer herkömmlich im Einstich geschliffenen DGLF verglichen. Die Wellen und deren Einfluss auf das Dichtsystem wurden in fünf Schritten untersucht.

In einem ersten Untersuchungsschritt wurden die DGLF vollumfänglich taktil und optisch vermessen (2D- und 3D-Rauheit, Makro- und Mikrodrall sowie dominante Welligkeit). Diese Oberflächen-Kenngrößen wurden später eingesetzt, um durch Regressionsanalysen die signifikanten Einflussgrößen auf die Messgrößen aus den Versuchen zu ermitteln.

Die Untersuchungsschritte zwei bis fünf umfassen vier Versuchsarten: Reibmoment- und Förderwertmessungen sowie Praxis- und Strömungsuntersuchungen. Durch die Reibmomentmessungen wurden Rückschlüsse auf den Reibungs- und Schmierzustand gezogen und die RWD „energetisch“ beurteilt. Die Förderwertmessungen zeigten, wie sicher mit einer DGLF abgedichtet werden kann und gaben

bei einer Versuchsdauer von 80 Stunden Hinweise auf den Einfluss der RWDR-Konditionierung auf die Dichtsicherheit. Mit Praxisuntersuchungen wurde die Dichtigkeit im realen Betrieb untersucht. Zudem konnten durch eine Begutachtung beider Dichtkörper (DGLF und RWDR) Rückschlüsse auf den Schmierungs- und Verschleißzustand gezogen werden. Dies erlaubte Aussagen zur Eignung einer Welle als DGLF. In Strömungsuntersuchungen wurden der Einfluss verschiedener Oberflächenstrukturen auf die Konditionierung von Dichtkanten sowie der Einfluss der Oberflächenstrukturen auf die Strömung selbst untersucht.

Die Untersuchungen ergaben, dass die gekreuzten Oberflächenstrukturen der **supergefinishten DGLF** als Drallstrukturen wirken und zu Leckage oder Mangelschmierung der Dichtkante und somit zum Ausfall des Dichtsystems führen. Die Dichtsicherheit ist nicht ausreichend, weshalb SF-Wellen sich nicht als DGLF eignen.

Bei Dichtsystemen mit **roll- und schälgedrehten DGLF** stellte sich aufgrund von Mangelschmierung bei den Reibmomentmessungen z. T. kein stationärer Zustand ein. Zudem traten über die komplette Versuchsdauer höhere Reibverluste auf als im Referenzdichtsystem. Die System- und vor allem die RWDR-FW sind sehr klein, die Dichtsicherheit geringer als beim Referenzsystem. Die Praxisuntersuchungen zeigten, dass durch die umlaufenden geschlossenen Oberflächenstrukturen der Fluidaustausch im Dichtkontakt gestört wird und es dadurch zu einer thermischen Schädigung der Dichtkante kommt. Aus diesen Gründen sind roll- und schälgedrehte Wellen lediglich bedingt als DGLF geeignet. Ein Einsatz, mit dennoch erhöhtem Ausfallrisiko, ist nur bei moderaten Betriebsbedingungen (drucklos, geringe Drehzahlen, keine Drehrichtungswechsel, ...) möglich.

In Dichtsystemen mit **bandgeschliffenen DGLF** können bei einer passenden Auswahl der Oberflächenrauheit vergleichbare Reibmomente erzielt werden wie mit dem Referenzsystem. Außerdem weisen diese Dichtsysteme hohe Förderwerte und somit auch eine hohe Dichtsicherheit auf. In den Praxisuntersuchungen mit den bandgeschliffenen DGLF zeigen thermisch geschädigte Dichtkanten, dass die geschlossen umlaufenden Oberflächenstrukturen den Fluidaustausch im Dichtkontakt negativ beeinflussen. Aus diesem Grund stellen auch die bandgeschliffenen DGLF lediglich bei moderaten Betriebsbedingungen eine Alternative zu drallfrei im Einstich geschliffenen DGLF dar.

Durch Regressionsanalysen können für die Zielgrößen aus den Untersuchungsblöcken (Schmierung und Reibung, Förderwirkung sowie Praxisuntersuchungen) mathematische Modelle für die verschiedenen Fertigungsverfahren der DGLF aufgestellt werden. Hierzu sind in den Regressionsanalysen, neben den Betriebsbedingungen, alle Oberflächenkenngrößen, die nicht miteinander korrelieren, als Eingangsgrößen zu verwenden. Anhand der Modelle kann der Einfluss der Oberfläche der eingesetzten

DGLF auf die Zielgrößen ermittelt werden. Außerdem erlauben die Modelle hinsichtlich der einzelnen Zielgrößen Rückschlüsse auf eine möglichst ideal gestaltete DGLF. Allerdings ist es aufgrund der vielen miteinander korrelierenden Oberflächenkenngrößen und der komplexen Wechselwirkungen zwischen den Oberflächenkenngrößen und einzelnen Betriebsbedingungen nicht möglich einfache Grenzen für geeignete DGLF abzuleiten.

Strömungsuntersuchungen sind aufgrund des hohen Zeitaufwands und der lokal begrenzt beobachteten Fläche des Dichtkontakts nicht zur Untersuchung des Verschleißzustands geeignet. Dafür stellen Strömungsuntersuchungen aus Sicht des Autors eine hervorragende Möglichkeit zur weiteren Grundlagenforschung an RWD dar.

Aus den mit den alternativ gefertigten DGLF in den unterschiedlichen Versuchen gewonnenen Erkenntnissen und Erfahrungen wurde eine vier Untersuchungsschritte umfassende Untersuchungsmethodik zur Qualifizierung von beliebig gefertigten Wellen als DGLF für RWD erstellt. Bei den vier Untersuchungsschritten handelt es sich um eine messtechnische Charakterisierung der DGLF-Oberfläche, Förderwertmessungen, Praxisuntersuchungen und Reibmomentmessungen. Je nach Anforderung sowie Zeit- und Kostenaspekten können auch einzelne Untersuchungsschritte zur Bewertung einer DGLF herangezogen werden.

Ausblick

Die vorgestellten Untersuchungen stellen die grundlegenden Untersuchungen von alternativ gefertigten DGLF für RWD dar. In den Untersuchungen wurden allerdings in erster Linie lediglich die DGLF angepasst, während die restlichen Komponenten des Dichtsystems nicht gezielt verändert wurden. Aus diesem Grund sind für den Einsatz in der Praxis weitere Untersuchungen nötig, um das Zeit- und Kostenpotential alternativ gefertigter DGLF bei einer ausreichenden Zuverlässigkeit des Dichtsystems zu nutzen.

Die durchgeführten Untersuchungen könnten durch Versuche mit RWDR mit gezielt variiert Radialkraft oder mit definiert eingestellten statischen bzw. dynamischen Exzentrizitäten ergänzt werden. Auf diese Weise könnte der Einfluss von Montage- bzw. Toleranzabweichungen auf die Eignung alternativ gefertigter DGLF untersucht werden. Durch diese Untersuchungen könnte das Risiko beim Einsatz alternativ gefertigter DGLF besser eingeschätzt werden.

Die vorgestellten Untersuchungsergebnisse wurden mit NBR-RWDR erzielt und zeigen, dass die untersuchten alternativ gefertigten DGLF lediglich unter moderaten Betriebsbedingungen eingesetzt werden können. FKM-RWDR besitzen ein höheres Fördervermögen und eine höhere Temperaturbeständigkeit. Durch Untersuchungen mit FKM-RWDR sollte deshalb ermittelt werden, ob durch einen Materialwechsel des

RWDRs die Einsatzmöglichkeiten von alternativ gefertigten DGLF erweitert werden können. Ggf. könnte bei positiv ausfallenden Versuchen eine Kostenabschätzung zwischen teureren RWDR und einer günstigeren DGLF den Einsatz alternativ gefertigter DGLF aus Gründen der Wirtschaftlichkeit rechtfertigen.

Durch die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Methode, die Oberflächentopographie an der exakten Position der Laufspur zu messen, besteht die Möglichkeit, diese Oberflächentopographien als Eingangsgrößen für gezielte Simulationen (Reibungs- und Schmierungszustand, Förderwerte, ...), z. B. mit dem Tool IMA-FFSim-Solve [177], zu verwenden. Dieses Vorgehen hat den besonderen Vorteil, dass die Simulationsergebnisse direkt mit den Ergebnissen aus den Versuchen verifiziert werden können und auch teilweise verschlissene Oberflächen untersucht werden können.

Durch eine Verbesserung des Versuchsaufbaus zur Strömungsuntersuchung durch Particle-Tracking (geeigneter Saphir-Hohlwelle, stärkere Lichtquelle und Vergrößerung) kann Grundlagenforschung zur Funktionsweise von RWDR durchgeführt werden. Von besonderem Interesse wären hier beispielsweise der Einfluss von gezielt eingebrachten Montageungenauigkeiten (Schrägstellung des RWDRs, statische Exzentrizität, ...) oder von Fehlstellen auf einer DGLF. Durch Strömungsuntersuchungen könnten die Folgen derartiger Fehler auf die Funktion einer RWD sichtbar gemacht und Grenzen für tolerierbare Fehler ermittelt werden.

13 Literaturverzeichnis

- [1] DIN 3760: *Radial-Wellendichtringe*, Berlin: Beuth. September 1996.
- [2] DIN 3761-1: *Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge - Begriffe; Maßbuchstaben; zulässige Abweichungen; Radialkraft*, Berlin: Beuth. Januar 1984.
- [3] **Buhl, S.**: *Wechselbeziehungen im Dichtsystem von Radial-Wellendichtring*. Dissertation, 2006, - ISBN 3-936100-18-7.
- [4] **Müller, H. K.; Haas, W.**: *Dichtungstechnik*. Skript zur Vorlesung 2015, Universität Stuttgart.
- [5] **Hoepke, E.**: *Dichtungstechnik mit gummielastischen Dichtungen und Formteilen im Fahrzeug- und Maschinenbau. Das Zusammenwirken von Bauformen, Werkstoffen und Betriebsstoffen - praxisnah dargestellt*, Renningen: Expert Verlag, 2000, - ISBN 3-81691-653-8.
- [6] **Prem, Erich and Vogt, Rolf**: *Der Simmerring - Grundlagen zur Schadensprävention*. Firmenschrift, Freudenberg Simrit GmbH & Co. KG, Weinheim, 2008.
- [7] DIN 3761-2: *Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge - Anwendungshinweise*, Berlin: Beuth. November 1983.
- [8] **Baumann, M.**: *Abdichtung drallbehafteter Dichtungsgegenläufigen - Messung, Analyse, Bewertung und Grenzen*. Dissertation, 2017, - ISBN 978-3-936100-69-3.
- [9] ISO 6194-1: *Rotary shaft lip-type seals incorporating elastomeric sealing elements - Part 1: Nominal dimensions and tolerances*. 15.09.2007.
- [10] **Bauer, F.**: *Federvorgespannte-Elastomer-Radial-Wellendichtungen. Grundlagen der Tribologie & Dichtungstechnik, Funktion und Schadensanalyse*. Habilitationsschrift, 2020.
- [11] DIN 3761-9: *Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge - Prüfung; Radialkraft-Meßgerät-Digital*, Berlin: Beuth. Januar 1984.
- [12] **Becker, B.**: *Abdichtung rotierender Wellen durch Radial- Wellendichtringe - Teil 1*. VDI-Z : Zeitschrift für integrierte Produktion. 1976, 118 (5), S. 225-228.
- [13] **Otto, V.**: *Die Radialkraft von Radial-Wellendichtringen, ihre Zusammensetzung, Veränderungen und Toleranzen*. Firmenschrift, 1973.

-
- [14] **Müller, H. K.:** *Abdichtung bewegter Maschinenteile. Funktion - Gestaltung - Berechnung - Anwendung*, Waiblingen: Medienverlag Müller, 1990, - ISBN 978-3-92048-400-6.
- [15] **Dominghaus, H.; Eyerer, P.; Elsner, P.; Hirth, T.:** *Kunststoffe. Eigenschaften und Anwendungen*. Dominghaus, 8., neu bearbeitete und erweiterte Auflage, Berlin, Heidelberg, Dordrecht, London, New York: Springer Verlag, 2012, - ISBN 978-3-642-16173-5.
- [16] **Rinnbauer, M.:** *Technische Elastomerwerkstoffe. Basis für Hightech-Lösungen in der Dichtungs- und Schwingungstechnik*, München: Verlag Moderne Industrie, 2006, - ISBN 978-3-937889-42-9.
- [17] **Lein, J.:** *Mechanische Untersuchungen an Dichtungsringen für rotierende Wellen*, Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 1954, - ISBN 3662253356.
- [18] **Jagger, E. T.:** *Rotary shaft seals: the sealing mechanism of synthetic rubber seals running at atmospheric pressure*. Institution of Mechanical Engineers. 1957, 171 (1957), S. 597–616.
- [19] **Kuzma, D. C.:** *Theory of the Mechanism of Sealing with Application to Face Seals*. Journal of Lubrication Technology. 1969, 91 (4), S. 704.
- [20] **Wennehorst, B.:** *On Lubrication and Friction in Soft Rough Conformal Sliding Contacts. Experimental and theoretical contributions to the discussion on elastomer shaft seal tribology*. Dissertation 2016, Universität Hannover.
- [21] **Bauer, F.:** *Tribologie. prägnant und praxisrelevant*: Springer Vieweg, 2021, - ISBN 978-3-658-32919-8.
- [22] **Horve, L.:** *The Correlation of Rotary Shaft Radial Lip Seal Service Reliability and Pumping Ability to Wear Track Roughness and Microasperity Formation*. International Congress & Exposition, February 25th, 1991; SAE Technical Paper Series; Warrendale, PA, United States: SAE International, 1991.
- [23] **Jagger, E. T.; Walker, P. S.:** *Further studies of the lubrication of synthetic rubber rotary shaft seals*. Institution of Mechanical Engineers. 1966, 181, S. 191–204.
- [24] **Schuler, P.:** *Einfluss von Grenzflächeneffekten auf den Dichtmechanismus der Radial-Wellendichtung*. Dissertation, 2014, - ISBN 978-3-936100-54-9.
- [25] **Kawahara, Y.; Abe, M.; Hirabayashi, H.:** *An Analysis of Sealing Characteristics of Oil Seals*. ASLE Transactions. 1980, 23 (1), S. 93–102.

- [26] **Jung, S.:** *Beitrag zum Einfluss der Oberflächencharakteristik von Gegenauflä-chen auf das tribologische System Radial-Wellendichtung.* Dissertation, 2013, - ISBN 978-3-936100-42-6.
- [27] **Kammüller, M.:** *Zum Abdichtverhalten von Radialwellendichtringen.* Disserta-tion 1986, Universität Stuttgart.
- [28] **Wollesen, V.:** *Temperaturbestimmung in der Dichtzone von Radialwellen-dichtringen als Randbedingung für die Modellierung des Dichtvorgangs.* Dis-sertation 1993, Technische Universität Hamburg-Harburg.
- [29] **van Leeuwen, H.; Wolfert, M.:** *The sealing and lubrication principles of plain radial lip seals: an experimental study of local tangential deformations and film thickness.* 23rd Leeds-Lyon Symposium on Tribology, University of Leeds, September 10-13, 1996; Tribology series: Elsevier, 1996, S. 219–232 - ISBN 97804444828095.
- [30] **Poll, G.; Gabelli, A.:** *Formation of Lubricant Film in Rotary Sealing Contacts: Part II—A New Measuring Principle for Lubricant Film Thickness.* Journal of Tribology. 1992, 114 (2), S. 290.
- [31] **Binnington, P. G.:** *The Measurement of Rotary Shaft Seal Film Thickness.* Dis-sertation 1991, University of Durham.
- [32] **Poll, G.; Gabelli, A.:** *Dynamic Mapping of Rotary Lip Seal Lubricant Films by Fluorescent Image Processing.* Erschienen in: *Fluid Sealing*, Moreau, R.; Nau, B. S.; Dordrecht: Springer Netherlands, 1992 - ISBN 978-94-010-5064-7.
- [33] **Wennehorst, B.; Poll, G.:** *Investigations into the Tribological Characteristics of Radial Lip Seals.* KGK Rubberpoint. 2011 .
- [34] **Schouten, M. J. W.:** *Elastohydrodynamische Schmierung: theoretische und ex-perimentelle Untersuchungen zur Erweiterung der EHD-Theorie auf praxisnahe und instationäre Bedingungen.* Abschlussbericht FKM Vorhaben Nr. 22, Frankfurt am Main: FKM, 1978.
- [35] **Wiehler, K.:** *Tribologie und Fluidverhalten in der Dichtzone von Radial-Wel-lendichtringen unter der Berücksichtigung makromolekularer Bestandteile der Schmierfluide.* Dissertation 2003, Technische Universität Hamburg-Harburg.
- [36] **Bonaccorso, E.; Butt, H.-J.; Craig, V. S.:** *Surface Roughness and Hydrodynamic Boundary Slip of a Newtonian Fluid in a Completely Wetting System.* Physical Review Letters. 2003, 90 (14).

-
- [37] **Engelke, T.:** *Einfluss der Elastomer-Schmierstoff-Kombination auf das Betriebsverhalten von Radialwellendichtringen*. Dissertation 2011, Universität Hannover.
- [38] **Jagger, E. T.:** *Rotary Shaft Seals: The Sealing Mechanism of Synthetic Rubber Seals Running at Atmospheric Pressure*. Conference on Lubrication and Wear, 1957, S. 597–616.
- [39] **Salant, R. F.:** *Theory of lubrication of elastomeric rotary shaft seals*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 1999, 213 (3), S. 189–201.
- [40] **Stakenborg, M. J. L.:** *On the Sealing and Lubrication Mechanism of Radial Lip Seals*. Dissertation 1988, University of Eindhoven.
- [41] **Stakenborg, M. J. L.:** *On the Sealing Mechanism of Radial Lip Seals*. Tribology International, Elsevier Ltd. 1988, 21 (6), S. 335–340.
- [42] **Hermann, W.; Seffler, H.-W.:** *Neue Erkenntnisse für den Abdichtmechanismus von Radial-Wellendichtringen*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, Springer Verlag. 1985, 87 (9).
- [43] **Kawahara, Y.; Abe, M.:** *Effect of Surface Condition of Lip on Sealing Phenomena of Oil Seals*. Automotive Engineering Congress and Exposition, February 27th, 1978; SAE Technical Paper Series: SAE International, 1978.
- [44] **Freudenberg Sealing Technologies GmbH:** *Technisches Handbuch. Ausgabe 1*, Weinheim, 2015.
- [45] **Ott, G.:** *Untersuchungen zum dynamischen Leakage- und Reibverhalten von Radialwellendichtringen*. Dissertation, 1983, - ISBN 3-921920-10-8.
- [46] **Salant, R. F.; Flaherty, A. L.:** *Elastohydrodynamic Analysis of Reverse Pumping in Rotary Lip Seals With Microundulations*. Journal of Tribology. 1994, 116 (1), S. 56.
- [47] **Salant, R. F.; Flaherty, A. L.:** *Elastohydrodynamic Analysis of Reverse Pumping in Rotary Lip Seals With Microasperities*. Journal of Tribology. 1995, 117 (1), S. 53–59.
- [48] **Schulz, M.; Hagemayer, M.; Baumann, M.; Bauer, F.:** *Analysis of Fluid Flow in the Sealing Gap of Radial Shaft Seals and Elastic Deformation of the Sealing Surface*. ASME Journal of Tribology. 2021 .

- [49] **Grün, J.; Feldmeth, S.; Bauer, F.:** *The Sealing Mechanism of Radial Lip Seals: A Numerical Study of the Tangential Distortion of the Sealing Edge.* 10th International Conference on Tribology, 20.-22.05.2021, 2021, S. 165–166 - ISBN 978-86-6060-073-0.
- [50] **Kammüller, M.; Müller, H. K.:** *Radialwellendichtringe I. Dichtverhalten von Radialwellendichtringen.* Abschlussbericht FKM Vorhaben Nr. 80, Frankfurt am Main: FKM, 1986.
- [51] **Kammüller, M.; Müller, H. K.:** *Physikalische Ursachen der Dichtwirkung von Radialwellendichtringen. Physical Aspects of the Sealing Mechanism of Elastomer Rotary Shaft Seals.* ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, Springer Verlag, 1986, 88 (1), S. 39–45.
- [52] **Müller, H. K.:** *Concepts of Sealing Mechanism of Rubber Lip Type Rotary Shaft Seals.* 11th International Conference on Fluid Sealing, Cannes, France; London, New York, USA: Elsevier, 1987, S. 698–709 - ISBN 9781851661008.
- [53] **Nakamura, K.; Kawahara, Y.:** *An Investigation of Sealing Properties of Lip Seals Through Observations of Sealing Surfaces Under Dynamic Condition.* 10th International Conference on Fluid Sealing, Innsbruck, Austria, 03.-05. April, 1984; Bedford: British Hydromechanics Research Association, 1984, S. 87–105 - ISBN 9780906085899.
- [54] **Jenisch, B.:** *Abdichten mit Radial-Wellendichtringen aus Elastomer und Polytetrafluorethylen.* Dissertation 1991, Universität Stuttgart.
- [55] **Oliveira, S.:** *Das nichtnewtonsche Verhalten von Fluiden bei hohen Schergewällen als Erklärung der Schmierungs- und Dichtvorgänge bei Radialwellendichtringen.* Dissertation 1995, Technische Universität Hamburg-Harburg.
- [56] **Lein, J.:** *Mechanische Untersuchungen an Dichtungsringen für rotierende Wellen.* Dissertation 1952, Technische Hochschule Karlsruhe.
- [57] **Hardy, W. B.; Doubleday, I.:** *Boundary Lubrication. The Paraffin Series.* Erschienen in: *Proceedings of the Royal Society A*, 1922.
- [58] **Hockel, H. L.:** *Untersuchungen über Grenzreibung von Metallen und Gummi bei höheren Gleitgeschwindigkeiten:* Springer, 1955.
- [59] **Truckenbrodt, E.:** *Fluidmechanik 1: Grundlagen und elementare Strömungsvorgänge dichtebeständiger Fluide*, 4., ergänzte Auflage 1996, Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2008, - ISBN 3-54079-018-7.

-
- [60] **Brink, R. V.:** *Oil Seal Life - Good Loading or Good Luck*. National Powerplant and Transportation Meetings, October 18th, 1965; SAE Technical Paper Series; Warrendale, PA, United States: SAE International, 1965.
- [61] **Hirano, F.; Ishiwata, H.:** *The Lubricating Condition of a Lip Seal*. Institution of Mechanical Engineers, 1965, S. 187–196.
- [62] **Blok, H.; van Rossum, J. J.:** *The Foil Bearing - A New Departure in Hydrodynamic Lubrication*. Lubrication Engineering. 1953, 9 (6), S. 316–320.
- [63] **Lines, D. J.; O'Donoghue, J. P.:** *Under Lip Temperatures in Rotary Shaft Seals*. 5th International Conference on Fluid Sealing, Coventry, England, 30.05. - 02.04.1971; Cranfield, Bedford, England, 1971, S. 1–20.
- [64] **Bartel, D.:** *Mischreibung bei vollgeschmierten elasto-hydrodynamischen Kontakten - kein Widerspruch*. Tribologie + Schmierungstechnik, Expert Verlag. 2013, 60 (2), S. 37–44.
- [65] **Kunstfeld, T.; Haas, W.:** *Dichtungsumfeld. Einfluss des bespritzungs- und luftseitigen Umfeldes auf die Dichtwirkung von Radial-Wellendichtungen*. Abschlussbericht FKM Vorhaben Nr. 236, Frankfurt am Main: FKM, 2001.
- [66] **Bauer, F.; Haas, W.:** *Radial Lip Seal Contact Temperature - Influence of Different Test Rig Setups*. ICEM 15, Porto, Portugal, Juli 2012; Porto: INEGI, 2012 - ISBN 978-972-8826-25-3.
- [67] **Feldmeth, S.; Bauer, F.; Haas, W.:** *Abschätzung der Kontakttemperatur bei Radial-Wellendichtungen mit der selbstentwickelten Open-Source-Software InSECT*. Schweizer Maschinenelemente Kolloquium SMK, Rapperswil, 22.-23. November 2016: TUDpress, 2016, S. 233–248 - ISBN 978-3-95908-065-1.
- [68] **Lines, D. J.; Lawrie, J. M.; O'Donoghue, J. P.:** *First Paper: Effect of Under-Lip Temperature on the Lubrication of Rotary Shaft Garter Spring Seals*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. 1966, 181 (1), S. 185–190.
- [69] **Upper, G.:** *Dichtlippentemperatur von Radial-Wellendichtungen*. Dissertation 1968, Universität Karlsruhe.
- [70] **Brink, R.:** *The Heat Load of an Oil Seal*. 6th International Conference on Fluid Sealing, Munich, Germany, 27.02. - 02.03.1973; Cranfield, Bedford, England, 1973.
- [71] **Lines, D. J.; O'Donoghue, J. P.:** *The effect of surface roughness and thermal operating conditions on the under-lip temperature of a rotary shaft seal*. 8th In-

ternational Conference on Fluid Sealing, University of Durham, England, September 11-13, 1978; Cranfield: British Hydromechanics Research Association, 1978 - ISBN 9780900983931.

- [72] **Schnürle, F.:** *Beitrag zur Beurteilung der Einflußgrößen auf Schmierungs-
zustand u. Betriebsverhalten insbesondere Verschleiß und Lebensdauer, von Ra-
dial-Wellendichtringen.* Dissertation 1975, Universität Karlsruhe.
- [73] **Maoui, A.; Hajjam, M.; Bonneau, D.:** *Numerical Analysis of Thermoelastohy-
drodynamic Behavior of Elastomer Radial Lip Seals.* Journal of Tribology.
2008, 130 (2).
- [74] **Engelke, T.; Schüller, M.; Dewitz, I.; Poll, G.:** *Näherungsverfahren für die Be-
rechnung von Reibmoment und Kontakttemperatur von Elastomer-Wellendich-
tungen.* 52. GfT Tribologie-Fachtagung: Reibung, Schmierung, Verschleiß,
Göttingen, 26. - 28.09.2011; Aachen: GfT, 2011, 58/1 - 58/12 - ISBN
3000354395.
- [75] **Feldmeth, S.; Bauer, F.; Haas, W.:** *Temperaturbestimmung bei Radial-Wel-
lendichtungen mittels CHT-Simulation.* 53. GfT Tribologie Fachtagung: Rei-
bung, Schmierung und Verschleiß, Göttingen, 24.-26. September 2012;
Aachen: GfT, 2012, 60/1-60/11 - ISBN 978-3-00-039201-6.
- [76] **Feldmeth, S.; Haas, W.:** *Temperaturbestimmung bei Radial-Wellendichtungen
mittels CHT-Simulation.* ANSYS Conference & 29. CADFEM Users' Meeting,
Stuttgart, 19. - 21. Oktober 2011; Grafing: CADFEM GmbH, 2011 - ISBN
3937523081.
- [77] **Daubner, A.; Haas, W.:** *Erweiterte Methode zur Simulation der Tempera-
tur im Reibkontakt mittels CHT.* Tribologie und Schmierungstechnik, Expert Ver-
lag, 2010, 57 (2), S. 25-30.
- [78] **Institut für Maschinenelemente (IMA) Universität Stuttgart:** *IMA-InsECT.
Tool zur Berechnung der Kontakttemperatur bei Radial-Wellendichtungen,*
URL: [https://www.ima.uni-stuttgart.de/forschung/dichtungstechnik/IMA-
InsECT/](https://www.ima.uni-stuttgart.de/forschung/dichtungstechnik/IMA-InsECT/). [abgerufen am 03.12.2021].
- [79] **Schwenk, Christoph:** *Einflussfaktoren auf die Kontakttemperatur von Radial-
Wellendichtungen, Parameterstudie und Abschätzprogramm. Unveröffentlichte
Bachelorarbeit.* IMA2015-DT-018, Universität Stuttgart, Institut für Maschi-
nenelemente, 2015.
- [80] **Feldmeth, S.; Bauer, F.; Haas, W.:** *Bestimmung von Kennzahlen für die Tem-
peraturüberhöhung bei Radial-Wellendichtungen mittels CHT-Simulation.*

- ANSYS Conference & 33. CADFEM Users' Meeting, Bremen, Germany, 24. - 26.06. 2015, 2015 - ISBN 3-937523-12-X.
- [81] **Baitinger, G.:** *Multiskalenansatz mit Mikrostrukturanalyse zur Drallbeurteilung von Dichtungsgegenauflflächen.* Dissertation, 2011, - ISBN 978-3-936100-36-5.
- [82] **Buhl, S.; Haas, W.:** *Oberflächentopographie. Ermittlung von Kennwerten zur Beurteilung der Topographie technischer Oberflächen insbesondere hinsichtlich deren Reibungs-, Verschleiß- und Dichtungsverhalten.* Abschlussbericht FVA Vorhaben Nr. 343/II, Frankfurt am Main: FVA, 2002.
- [83] **Kunstfeld, T.:** *Einfluss der Wellenoberfläche auf das Dichtverhalten von Radial-Wellendichtungen.* Dissertation, 2005, - ISBN 3-936100-16-0.
- [84] **Leis, A.; Hollen, J. von:** *Stochastische Strukturen - Auswirkungen stochastischer Strukturen von Gegenauflflächen auf die Funktion von Radialwellendichtungen.* Abschlussbericht FKM Forschungsvorhaben Nr. 281, Frankfurt/Main: FKM, 2010.
- [85] **Raab, H.; Haas, W.:** *Wellenauflflächen. Einfluß der Wellenauflfläche auf das Dichtverhalten von Radial-Wellendichtungen.* Abschlussbericht FKM Vorhaben Nr. 211, AiF-Nr. 10670, Frankfurt am Main: FKM, 1998.
- [86] Technical Bulletin RMA OS-1-1: *Shaft Finish Requirements for Radial Lip Seals.* 2004.
- [87] **Jia, X.; Jung, S.; Salant, R. F.; Haas, W.:** *Shaft pumping by laser-structured shafts with rotary lip seals – theoretical calculations and experiments.* 16th International Sealing Conference (ISC), Stuttgart, 12./13.10.2010; Ebelsbach: Leithner Media Production, 2010, S. 329–340 - ISBN 3-00032-523-9.
- [88] **Symons, J. D.:** *Engineering Facts About Lip Seals,* Warrendale, PA: SAE International, 1963.
- [89] **Schmuker, S.; Haas, W.:** *Oberflächentopographie. Einfluss der Wellenauflflächen-Topographie auf das Dichtsystem der Radialwellendichtung.* Abschlussbericht FVA Vorhaben Nr. 269, AiF-Nr. 13815, Frankfurt am Main: FVA, 2007.
- [90] **Jackowski, R.:** *Shaft Finish Requirements for Rotary Lip Seals.* SAE. 1999 (1999-01-0888).
- [91] DIN EN ISO 4288: *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren; Regeln und Verfahren für die Beurteilung der Oberflächenbeschaffenheit:* Beuth. April 1998.

- [92] **Trelleborg Sealing Solutions:** *Rotationsdichtungen*, 2011.
- [93] **Baumann, M.; Bauer, F.; Haas, W.:** *Ra, Rz und Rmax von Dichtungsgegenlauf-
flächen – der Weisheit letzter Schluss?* Erschienen in: *Jahrbuch Dichtungstechnik 2016*, Friedrich Berger; Sandra Kiefer; Mannheim: ISGATEC GmbH, 2015 - ISBN 978-3-9811509-9-5.
- [94] **Universität Stuttgart Institut für Maschinenelemente:** *Optimale Dichtungsgegenlauffläche für RWDR - Einstichschleifen*, IMA-TechSheet, V1, Stuttgart, 2020.
- [95] **Heyn, W. O.:** *Shaft Surface Finish Is an Important Part of the Sealing System.* Journal of Lubrication Technology. 1969, 91 (1), S. 213.
- [96] DIN 8580: *Fertigungsverfahren - Begriffe, Einteilung*, Berlin: Beuth. September 2003.
- [97] DIN 8589-11: *Fertigungsverfahren Spanen - Schleifen mit rotierendem Werkzeug: Einordnung, Unterteilung, Begriffe*, Berlin: Beuth. September 2003.
- [98] **Hagmayer, M.:** *Anpassung eines Strömungsprüfstands für Untersuchungen von Dichtspaltströmungen an Radial-Wellendichtringen.* Bachelorarbeit 2019, Universität Stuttgart.
- [99] **Klocke, F.:** *Fertigungsverfahren 2. Zerspanung mit geometrisch unbestimmter Schneide*, 6. Auflage, Berlin: Springer Vieweg, 2018, - ISBN 9783662580912.
- [100] DIN 8589-12: *Fertigungsverfahren Spanen - Bandschleifen: Einordnung, Unterteilung, Begriffe*, Berlin: Beuth. September 2003.
- [101] **Heisel, U.; Klocke, F.; Uhlmann, E.; Spur, G.:** *Schleifen.* Erschienen in: *Handbuch Spanen*, Heisel, U.; Klocke, F.; Uhlmann, E.; Spur, G.; München: Hanser, 2014 - ISBN 9783446436992.
- [102] **Ophey, L.:** *Trockenbearbeitung. Bearbeitung metallischer Werkstoffe ohne Kühlschmierstoffe*, Renningen-Malmsheim: Expert Verlag, 1998, - ISBN 3816915183.
- [103] **Bahmann, W.:** *Werkzeugmaschinen kompakt. Baugruppen, Einsatz und Trends*, 21., überarbeitete Auflage, Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013, - ISBN 9783658037475.
- [104] **Schibisch, D. M.; Friedrich, U.; Hildebrandt, O.:** *Superfinish-Technologie. Feinste Oberflächen für höchste Präzision*, 3. überarbeitete Auflage, Landsberg: Verlag Moderne Industrie, 2011, - ISBN 978-3-86236-016-1.

-
- [105] **Supfina Grieshaber GmbH & Co. KG:** *Homepage Supfina*,
URL: <https://www.supfina.com/de/high-precision-abrasive-machining/technologie/superfinish.html>. [abgerufen am 06.03.2020].
- [106] **Vogt, R.:** *Bearbeitungsmethoden von Wellenoberflächen für Radialwellendicht-
ringe*. AGT Antriebstechnik, Automatisierungstechnik, Fluidtechnik. 1998, 27
(1), S. 56–59.
- [107] DIN 8589-1: *Fertigungsverfahren Spanen - Drehen: Einordnung, Unterteilung,
Begriffe*, Berlin: Beuth. September 2003.
- [108] **Heisel, U.; Klocke, F.; Uhlmann, E.; Spur, G.:** *Drehen*. Erschienen in: *Hand-
buch Spanen*, Heisel, U.; Klocke, F.; Uhlmann, E.; Spur, G.; München: Hanser,
2014 - ISBN 9783446436992.
- [109] **EMAG GmbH & Co. KG:** *Homepage EMAG - Schälldrehen*,
URL: <https://www.emag.com/de/technologien/schaeldrehen.html>. [abgeru-
fen am 06.03.2020].
- [110] **Klocke, F.; Bergs, T.; Degen, F.; Ganser, P.:** *Presentation of a novel cutting
technology for precision machining of hardened, rotationally symmetric parts*.
Production Engineering. 2013, 7 (2-3), S. 177–184.
- [111] *Schwarzwälder Trendsetter*. GP: Organisieren Fertigen Führen (GP: 2/4-
2015), S. 54–57.
- [112] **Vandurit GmbH:** *Homepage Vandurit - Rolldrehen*,
URL: <https://www.vandurit.de/rollfeed/>. [abgerufen am 06.03.2020].
- [113] **EMAG GmbH & Co. KG:** *Homepage EMAG - Rolldrehen*,
URL: <https://www.emag.com/de/technologien/rollfeedr-turning.html>. [ab-
gerufen am 06.03.2020].
- [114] **Isgro, M.:** *rollFEED® Turning auf EMAG Maschinen: Tempomacher für die
Drehbearbeitung*, EMAG GmbH & Co.KG, URL: [https://www.innovations-
report.de/html/berichte/maschinenbau/rollfeed-turning-auf-emag-maschi-
nen-tempomacher-fuer-die-drehbearbeitung.html](https://www.innovations-report.de/html/berichte/maschinenbau/rollfeed-turning-auf-emag-maschi-
nen-tempomacher-fuer-die-drehbearbeitung.html).
- [115] DIN 4760: *Gestaltabweichungen - Begriffe; Ordnungssystem*: Beuth. Juni 1982.
- [116] DIN EN ISO 3274: *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächbe-
schaffenheit: Tastschnittverfahren - Nenneigenschaften von Tastschnittgerä-
ten*: Beuth. April 1998.

- [117] DIN EN ISO 4287: *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren; Benennung, Definition und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit*: Beuth. Juli 2010.
- [118] **Volk, R.**: *Rauheitsmessung. Theorie und Praxis*, 2., überarbeitete Auflage, Berlin, Wien, Zürich: Beuth, 2013, - ISBN 3410238832.
- [119] DIN EN ISO 16610-1: *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Filterung; Teil 1: Überblick und grundlegende Konzepte*: Beuth. November 2015.
- [120] VDA 2006: *Geometrische Produktspezifikation - Oberflächenbeschaffenheit; Regeln und Verfahren zur Beurteilung der Oberflächenbeschaffenheit*. Juli 2003.
- [121] VDA 2007: *Geometrische Produktspezifikation - Oberflächenbeschaffenheit; Definitionen und Kenngrößen der dominanten Welligkeit*. Februar 2007.
- [122] **Kersten, G.**: *Optische und antastende Prüfung der Gegenlauffläche von Radial-Wellendichtungen*, Düsseldorf: VDI Verlag, 1992, - ISBN 3-18-148102-5.
- [123] **Ruhl, C.**: *Ein Beitrag zur Wirkungsweise von Radialwellendichtungen unter Berücksichtigung von rauheitsinduzierter Hydrodynamik und radialen Verlagerungen der Gegenlauffläche*. Dissertation, 2001, - ISBN 3-18-333901-9.
- [124] DIN EN ISO 13565-2: *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren; Oberflächen mit plateauartigen funktionsrelevanten Eigenschaften; Teil 2: Beschreibung der Höhe mittels linearer Darstellung der Materialanteilkurve*: Beuth. April 1998.
- [125] DIN EN ISO 25178-2: *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft; Teil 2: Begriffe und Oberflächen-Kenngrößen*: Beuth, 17.040.30. September 2012.
- [126] DIN EN ISO 25178-601: *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft; Teil 601: Merkmale von berührend messenden Geräten (mit Taster)*: Beuth. Januar 2011.
- [127] DIN EN ISO 25178-602: *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft; Teil 602: Merkmale von berührungslos messenden Geräten (mit chromatisch konfokaler Sonde)*: Beuth. Januar 2011.
- [128] DIN EN ISO 25178-604: *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft; Teil 604: Merkmale von berührungslos messenden Geräten (Weißlicht-Interferometrie)*: Beuth. Dezember 2013.

-
- [129] DIN EN ISO 25178-603: *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft; Teil 603: Merkmale von berührungslos messenden Geräten (phasenschiebende interferometrische Mikroskopie)*: Beuth. Februar 2014.
- [130] DIN EN ISO 25178-605: *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft; Teil 605: Merkmale von berührungslos messenden Geräten (Punkt-Autofokus-Sensor)*: Beuth. Juni 2014.
- [131] DIN EN ISO 25178-606: *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft; Teil 606: Merkmale von berührungslos messenden Geräten (Fokusvariation)*: Beuth. Dezember 2016.
- [132] DIN EN ISO 25178-701: *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft; Teil 701: Kalibrierung und Normale für berührend messende Geräte (mit Taster)*: Beuth. Januar 2011.
- [133] DIN EN ISO 25178-1: *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft; Teil 1: Angabe von Oberflächenbeschaffenheit*: Beuth. Dezember 2016.
- [134] **Institut für Maschinenelemente**: *Oberflächenbeurteilung Teil 2 -3D-Rauheitsmessung-. Spezialisierungs- und Hauptfachversuch Universität Stuttgart*, Institut für Maschinenelemente Universität Stuttgart.
- [135] **Fehrenbacher, C.**: *Förderverhalten im Dichtsystem Radial-Wellendichtung*. Dissertation, 2018, - ISBN 978-3-936100-80-8.
- [136] DIN EN ISO 25178-3: *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft; Teil 3: Spezifikationsoperatoren*: Beuth, 17.040.30. November 2012.
- [137] **Fehrenbacher, C.; Haas, W.**: *3D-Kennwerte. 3D-Oberflächenkennwerte für Dichtflächen*. Abschlussbericht FVA Vorhaben Nr. 674 I, Frankfurt am Main: FVA, 2015.
- [138] DIN EN ISO 8785: *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenunvollkommenheiten; Begriffe, Definition und Kenngrößen*: Beuth. Oktober 1999.
- [139] Norm MBN 31007-7: *Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit Mess- und Auswerteverfahren zur Bewertung von drallreduzierten dynamischen Dichtflächen*. September 2008.
- [140] **Baumann, M.; Bauer, F.; Haas, W.**: *Strukturanalyse II. Ganzheitliche, funktionale Bewertung von Dichtungsgegenlaufflächen mittels Strukturanalyse unter*

Einbeziehung der Wirkung von Strukturen auf die Förderwirkung der Welle.
Abschlussbericht FKM Vorhaben Nr. 298, IGF-Nr. 17138 N/1, Frankfurt am
Main: FKM, 2015.

- [141] **Universität Stuttgart Institut für Maschinenelemente:** *Makrodrallmessung nach MBN31007-7*, IMA-TechSheet, V1, Stuttgart, 2020.
- [142] **Universität Stuttgart Institut für Maschinenelemente:** *Drall-Bewertung nach VDA2007 "Dominante Welligkeit"*, IMA-TechSheet, V1, Stuttgart, 2020.
- [143] **Universität Stuttgart Institut für Maschinenelemente:** *IMA-Mikrodrall®Analyse*, IMA-TechSheet, V1, Stuttgart, 2020.
- [144] **Universität Stuttgart Institut für Maschinenelemente:** *IMA-Sealobserver*, IMA-TechSheet, V1, Stuttgart, 2020.
- [145] **Universität Stuttgart Institut für Maschinenelemente:** *IMA-Sealscanner®*, IMA-TechSheet, V1, Stuttgart, 2020.
- [146] **Baumann, M.; Bauer, F.:** *Moderne visuelle Untersuchungsmethoden für die Verschleißanalyse am Beispiel Radial-Wellendichtring*. 20th International Sealing Conference (ISC), Stuttgart, 10.-11. Oktober 2018; Fluidtechnik; Frankfurt am Main: Fachverband Fluidtechnik im VDMA e.V, 2018, S. 93–104 - ISBN 978-3-8163-0727-3.
- [147] **Institut für Maschinenelemente Universität Stuttgart:** *Einrichtungen / Ausstattung. Überblick über die Forschungseinrichtungen und die Ausstattung des Forschungsbereichs Dichtungstechnik*, Institut für Maschinenelemente Universität Stuttgart, URL: <https://www.ima.uni-stuttgart.de/forschung/dichtungstechnik/einrichtungen-ausstattung/>. [abgerufen am 16.09.2020].
- [148] **Universität Stuttgart Institut für Maschinenelemente:** *Confovis Oberflächen- und Drallmessgerät*, IMA-TechSheet, V1, Stuttgart, 2020.
- [149] **Confovis GmbH:** *Mit optischer 3D-Messtechnik Oberflächen in ihrer Gesamtheit nanometergenau erfassen*, Jena, 2018.
- [150] **Keyence Corporation:** *Color 3D Laser Microscope VK-9700K/9710K. User's Manual*, Osaka/ Japan, 2008.
- [151] **Universität Stuttgart Institut für Maschinenelemente:** *Keyence Lasermikroskop*, IMA-TechSheet, V1, Stuttgart, 2020.

-
- [152] **Fluke Corporation:** *Ti32, TiR32, Ti29, TiR29, Ti27, TiR27 Thermal Imagers. Bedienungshandbuch*, 2009.
- [153] **Infratec:** *VarioTHERM HEAD II. Handbuch*.
- [154] **Universität Stuttgart Institut für Maschinenelemente:** *Taktiles Oberflächenmessgerät von der Firma Hommel, IMA-TechSheet, V1, Stuttgart, 2020.*
- [155] **Stoll, M.:** *Entwicklung und Funktionsanalyse rückenstrukturierter Manschettendichtringe aus PTFE-Compound*. Dissertation, 2019, - ISBN 978-3-936100-93-8.
- [156] **Universität Stuttgart Institut für Maschinenelemente:** *Radialkraftmessgerät mit Temperierung, IMA-TechSheet, V1, Stuttgart, 2020.*
- [157] **Stiegler, B.:** *Konstruktive Ermittlung der Radialkraft von Entlasteten Wellendichtringen*. unveröffentlichte Studienarbeit 1992, Universität Stuttgart, Stuttgart.
- [158] **Eipper, A.:** *Einfluss transienter Betriebsbedingungen auf den RWDR im System Radial-Wellendichtung*. Dissertation, 2018, - ISBN 978-3-936100-82-2.
- [159] **Gözl, J.:** *Manschettendichtringe aus PTFE-Compounds – Funktionsmechanismus von PTFE-Manschettendichtungen und Entwicklung von Rückförderstrukturen für beidseitig drehende Wellen*. Dissertation, 2017, - ISBN 978-3-936100-71-6.
- [160] **Universität Stuttgart Institut für Maschinenelemente:** *Wellendichtungen 24-Zellen-Dauerlaufprüfstand, IMA-TechSheet, V1, Stuttgart, 2020.*
- [161] **Universität Stuttgart Institut für Maschinenelemente:** *Reibmomentprüfstand, IMA-TechSheet, V1, Stuttgart, 2020.*
- [162] **DIN EN 572-1:** *Glas im Bauwesen - Basiserzeugnisse aus Kalk-Natronsilicatglas; Teil 1: Definitionen und allgemeine physikalische und mechanische Eigenschaften*: Beuth. Juni 2016.
- [163] **DIN EN 1748-1-1:** *Glas im Bauwesen - Spezielle Basiserzeugnisse - Borosilikat-Floatglas; Teil 1-1: Definitionen und allgemeine physikalische und mechanische Eigenschaften*: Beuth. Juli 2017.
- [164] **SCHOTT AG:** *Sapphire for Advanced Imaging, Sensing & Security*, SCHOTT AG, URL: https://www.schott.com/d/advanced_optics/1bc1afd0-a532-4d31-a9b0-7d70324b6ba1/1.3/schott-sapphire-may-2013-eng.pdf. [abgerufen am 03.03.2021].

- [165] **Aachner Quarzglas-Technologie Heinrich GmbH & Co. KG:** *Saphirglas*, Aachner Quarzglas-Technologie Heinrich GmbH & Co. KG, URL: <https://www.quarzglas-heinrich.de/de/materialien/saphir/>. [abgerufen am 03.03.2021].
- [166] **Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG:** *Korrosionsbeständige Produkte*, 2014.
- [167] **Bauer, F.; Haas, W.:** *Matrix for the Advanced Rating of Seals - IMA-MARS*. 6th International Conference on Failure Analysis, Lisbon, Portugal, Juli 2014, 2014.
- [168] **Schulz, M.; Bauer, F.; Haas, W.:** *Einfluss supergefinishter / bandgeschliffener Dichtungsgegenläufigen auf die Funktion von Radial-Wellendichtungen*. 19th International Sealing Conference (ISC), Stuttgart, 12.-13.10.2016; Fluidtechnik; Frankfurt am Main: Fachverband Fluidtechnik im VDMA e.V, 2016, S. 228-245 - ISBN 978-3-8163-0684-9.
- [169] **Schulz, M.; Baumann, M.; Bauer, F.:** *Influence of Belt Ground and Superfinished Shaft Counterfaces on the Tribological and Functional Behaviour of Elastomeric Lip Seals*. 24th International Conference Fluid Sealing, Manchester, United Kingdom, 07./08.03.2018; Cranfield, Bedfordshire: BHR Group, 2018, S. 143-159 - ISBN 978-1-85598-163-8.
- [170] **Schulz, M.; Baumann, M.; Bauer, F.; Haas, W.:** *Influence of different shaft surface finishes on the tribological and functional behaviour of radial shaft seals*. 11th International Fluid Power Conference, Aachen, 19.-21.03.2018, 2018, S. 86-98 - ISBN 978-3-95886-215-9.
- [171] *Referenzölkatalog - Datensammlung*, Frankfurt am Main, 2007.
- [172] **Fuchs Schmierstoffe GmbH:** *TITAN Supersyn Longlife SAE 0W-30*, URL: <https://www.motoroel.com/media/pdf/58/ae/94/Motoroel-SUPERSYN-LONGLIFE-SAE-0W-30.pdf>. [abgerufen am 27.11.2017].
- [173] **Remppis, M.:** *Untersuchungen zum Förderverhalten von Dichtsystemen mit Radial-Wellendichtungen aus Elastomer*. Dissertation, 2016, - ISBN 978-3-936100-68-6.
- [174] **Horve, L.:** *Shaft Seals For Dynamic Applications*, 1. Auflage, New York, USA: Marcel Dekker, 1996, - ISBN 0-8247-9716-7.

-
- [175] **Totz, J.:** *Funktionsuntersuchungen an Dichtsystemen mit weich-geschliffenen Dichtungsgegenläufigen und Radial-Wellendichtringen aus NBR.* Dissertation, 2019, - ISBN 978-3-936100-92-1.
- [176] **Britz, S.:** *Ein Beitrag zur Erfassung der Funktionsprinzipien dynamischer Wellendichtungen unter besonderer Berücksichtigung des Radialwellendichtrings.* Dissertation 1988, Universität Kaiserslautern.
- [177] **Dakov, N.; Bauer, F.; Haas, W.:** *Untersuchung der Funktionsmechanismen von Manschettendichtungen aus PTFE-Compounds,* Forschungsprojekt HA 2251/28-1, 2017.
- [178] **Jakobi, B.:** *Versagen der Befettung bei Radial-Wellendichtungen im Pkw-Lenkungsventil. Auswirkungen - Analysen - Abhilfemaßnahmen.* Dissertation, 2013, - ISBN 978-3-936100-46-4.
- [179] **Thielicke, W.:** *PIVlab - particle image velocimetry (PIV) tool with GUI,* URL: <https://github.com/Shrediquette/PIVlab/releases/tag/2.50>. [abgerufen am 16.05.2021].
- [180] **Raffel, M.; Willert, C.; Scarano, F.; Kähler, C.; Wereley, S.; Kompenhans, J.:** *Particle Image Velocimetry - A Practical Guide,* Third Edition: Springer, 2018, - ISBN 978-3-319-68851-0.
- [181] **Minitab:** *Minitab 18 Hilfe,* Minitab, URL: <https://support.minitab.com/de-de/minitab/18/help-and-how-to/modeling-statistics/regression/supporting-topics/model-assumptions/validate-model-assumptions/>. [abgerufen am 07.04.2021].

Im Rahmen der Arbeit vom Autor betreute studentische Arbeiten

- [182] **Rösch, P.:** *Verschleißuntersuchungen an Radial-Wellendichtringen bei supergefinishten Dichtungsgegenläufigen.* Unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2017, Institut für Maschinenelemente (IMA), Universität Stuttgart, IMA-2017-16-DT.
- [183] **Steeb, T.:** *Untersuchung des Förderverhaltens bandgeschliffener und supergefinishter Gegenläufigen im Dichtsystem Radial-Wellendichtung.* Unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2017, Institut für Maschinenelemente (IMA), Universität Stuttgart, IMA-2017-19-DT.
- [184] **Matt, J.:** *Einfluss bandgeschliffener und supergefinishter Wellen auf das Dichtverhalten von Radial-Wellendichtringen.* Unveröffentlichte Bachelorarbeit,

- 2017, Institut für Maschinenelemente (IMA), Universität Stuttgart, IMA-2017-102-DT.
- [185] **Schröder, P.:** *Untersuchung des Schmierzustandes einer Radial-Wellendichtung mit bandgeschliffener/supergefinisierter Gegenlauffläche.* Unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2018, Institut für Maschinenelemente (IMA), Universität Stuttgart, IMA-2018-34-DT.
- [186] **Leckel, J.:** *Einfluss der Konditionierung auf die Strömung im Dichtspalt und die Oberflächenausprägung der Dichtkanten von Radial-Wellendichtringen.* Unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2018, Institut für Maschinenelemente (IMA), Universität Stuttgart, IMA-2018-52-DT.
- [187] **Lichtenstein, L.:** *Einfluss bandgeschliffener und supergefinisierter Wellen auf das Dichtverhalten von Radial-Wellendichtungen.* Unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2018, Institut für Maschinenelemente (IMA), Universität Stuttgart, IMA-2018-68-DT.
- [188] **Kirschner, J.:** *Einfluss supergefinisierter Wellenoberflächen auf das Dichtverhalten von Radial-Wellendichtungen.* Unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2019, Institut für Maschinenelemente (IMA), Universität Stuttgart, IMA-2019-36-DT.
- [189] **Zier, M.:** *Einfluss schälgedrehter Wellenoberflächen auf das Reibmoment und den Schmierzustand von Radial-Wellendichtungen.* Unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2019, Institut für Maschinenelemente (IMA), Universität Stuttgart, IMA-2019-37-DT.
- [190] **Skeledzija, A.:** *Einfluss von bandgeschliffenen Wellenoberflächen auf die Funktion von Radial-Wellendichtungen.* Unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2019, Institut für Maschinenelemente (IMA), Universität Stuttgart, IMA-2019-38-DT.
- [191] **Erb, F.:** *Einfluss alternativ gefertigter Wellenoberflächen auf das Funktionsverhalten von Radial-Wellendichtungen.* Unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2019, Institut für Maschinenelemente (IMA), Universität Stuttgart, IMA-2019-59-DT.
- [192] **Hagmayer, M.:** *Anpassung eines Strömungsprüfstands für Untersuchungen von Dichtspaltströmungen an Radial-Wellendichtringen.* Unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2019, Institut für Maschinenelemente (IMA), Universität Stuttgart, IMA-2019-63-DT.

- [193] **Ahmed, L.:** *Einfluss alternativ gefertigter Wellenoberflächen auf die Funktion von Radial-Wellendichtungen.* Unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2019, Institut für Maschinenelemente (IMA), Universität Stuttgart, IMA-2019-75-DT.
- [194] **Özkaya, O.:** *Einfluss bandgeschliffener Wellenoberflächen auf das Reibmoment und den Schmierungszustand von Radial-Wellendichtungen.* Unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2019, Institut für Maschinenelemente (IMA), Universität Stuttgart, IMA-2019-76-DT.
- [195] **Bruno, D.:** *Einfluss rollgedrehter Wellenoberflächen auf das Funktionsverhalten von Radial-Wellendichtungen.* Unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2019, Institut für Maschinenelemente (IMA), Universität Stuttgart, IMA-2019-84-DT.
- [196] **Yigit, B. T.:** *Einfluss alternativ gefertigter Wellenoberflächen auf die Funktion von Radial-Wellendichtungen.* Unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2019, Institut für Maschinenelemente (IMA), Universität Stuttgart, IMA-2019-91-DT.

14 Anhang

14.1 Fertigungsparameter

Der Einfluss der Schneidenrauheit (Ra) und der Vorschubgeschwindigkeit, siehe Tabelle 14.1, auf die Oberflächenkenngrößen der RD- und SD-DGLF wurde durch Korrelationsbetrachtungen untersucht.

Tabelle 14.1: Fertigungsparameter schäl- und rollgedrehter DGLF

Original Bezeichnung	Bezeichnung in dieser Arbeit	Schneide	Schneidenoberfläche Ra [μm]	Vorschub [mm/U]
R1	-	A	0,2 – 0,25	0,05
R2	RD_7			
R3	RD_5			
R4	-			
R5	-			
R6	RD_6			
R7	-	B	0,3 – 0,4	0,05
R8	-			
R9	-			
R10	RD_4			
R11	RD_3			
R12	-			
R13	-	C	0,4 – 0,5	0,05
R14	RD_2			
R15	RD_1			
R16	-			
R17	-			
R18	-			
S1	-	D	0,2	0,15
S2	-			
S3	-			
S4	SD_6			
S5	SD_5	E	0,28 – 0,35	0,15
S6	-			
S7	-			

S8	-			
S9	-			0,15
S10	-	F	0,35 – 0,43	0,25
S11	SD_4			
S12	SD_3			
S13	SD_1	G	0,58 – 0,65	0,15
S14	SD_2			
S15	-			
S16	-			
S17	SD_7	D	0,2	0,075
S18	SD_8			

Tabelle 14.2 zeigt die Korrelationsergebnisse für die RD-DGLF, die je Messverfahren den höchsten R-Wert aufweisen. Hervorzuheben ist hierbei, dass bei der Schneidenrauheit (Ra) lediglich bei den Rauheitskenngrößen (2D und 3D) sowie bei der dominanten Welligkeit Korrelationen mit $R > 0,7$ auftreten. Bei den Korrelationsbetrachtungen zwischen der Vorschubgeschwindigkeit und den Oberflächenkenngrößen gibt es erst bei Korrelationsbetrachtungen, die nach den Schneiden getrennt erfolgen, Korrelationen mit $R > 0,7$.

Tabelle 14.2: Ergebnisse Korrelationen Fertigungsparameter – Oberflächenkenngrößen, Rolldreihen ($R > 0,7$)

Messverfahren	Beste Korrelation nach Pearson (R-Wert)			
	Schneidenrauheit (Ra)	Vorschubgeschwindigkeit		
		Schneide A	Schneide B	Schneide C
Mikrodrall	-	SdSum_tot (0,89)	-	SdStd (0,83)
Makrodrall: 360°	-	Theor. Förderquer. (-0,8)	Theor. Förderquer. (0,78)	Dt (0,75)
36°	-	-	Dt (0,98)	Dt (0,8)
2D-Rauheit	Ra, Rq (0,95)	Rsk (-0,85)	Pt (0,9)	Rt (0,83)
Dom. Welligkeit	WDc (0,97)	-	WDt (-0,8)	-
3D-Rauheit	Vvv (0,95)	Sv (0,95)	Smr2 (0,94)	-

Bei den SD-DGLF korrelieren viele 2D- und 3D-Oberflächenkenngrößen mit der Schneidenrauheit (Ra). Da die Kontur der Schneide als Negativ auf die DGLF-Oberfläche übertragen wird, konnte dieses Ergebnis erwartet werden. Die höchsten

R-Werte, die bei den Korrelationen mit den Kenngrößen der verschiedenen Messverfahren erzielt werden, sind in Tabelle 14.3 zusammengefasst. Eine Korrelation mit einem R-Wert größer 0,7 konnte bei einer Betrachtung aller DGLF für die Vorschubgeschwindigkeit nicht ermittelt werden. Werden die Korrelationsbetrachtungen hingegen getrennt nach der Schneidenart durchgeführt, zeigen wie bei den RD-DGLF einige Korrelationen einen R-Wert von $R > 0,7$. Hierbei ist allerdings auf die geringe Anzahl an DGLF und Geschwindigkeitsstufen hinzuweisen.

Tabelle 14.3: Ergebnisse Korrelationen Fertigungsparameter – Oberflächenkenngrößen, Schälndrehen ($R > 0,7$)

Messverfahren	Schneidenrauheit (Ra)	Beste Korrelation nach Pearson (R-Wert)			
		Vorschubgeschwindigkeit			
		Schneide D	Schneide E	Schneide F	Schneide G
Mikrodrall	Sdt (0,81)	-	SdSum_tot (0,996)	SdSum_tot (0,94)	SdSum_tot (0,96)
Makrodrall: 360°	Dt (0,98)	G (-0,71)	-	Dt (0,74)	-
36°	Dt (0,99)	-	DP (-0,87)	Dt (0,72)	-
2D-Rauheit	Rv (0,997)	Rdq (0,991)	Rdq (-0,94)	Rv (-0,97)	Rmr (Rz/4) (0,83)
Dom. Welligkeit	WDt (0,96)	-	-	-	-
3D-Rauheit	Sq, Sz (0,99)	Sku (-0,926)	S10z (0,91)	Sq (0,98)	Smr1 (0,993)

14.2 Rauheits- und Drall-Kenngrößen der DGLF

14.2.1 Makrodrall

Tabelle 14.4: Ergebnisse Korrelation Makrodrall-Kenngrößen

Fertigungsverfahren	Unabhängige Kenngrößen mit $R < 0,7$
Schleifen im Einstich (Ref)	360°: DP, Dt 36°: Dv
Bandschleifen ohne Axialbewegung (BS)	360°: DP, Dt 36°: Dv
Bandschleifen mit Axialbewegung/ Superfinishen (SF)	360°: DP, Dt, Dv 36°: DP, DV, Theor. Förderquerschnitt
Schäldrehen (SD)	360°: DP, Dt, Dv 36°: DP
Rolldrehen (RD)	360°: DP, Dt, Dv 36°: DP, Dt, Dv

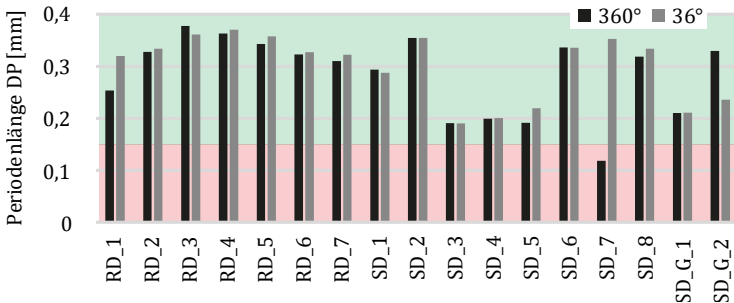


Bild 14.1: Periodenlänge DP bei den RD- und SD-DGLF, Grenzen nach [94] für Ref-DGLF

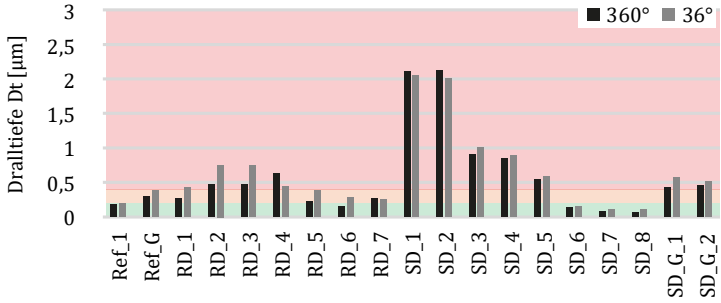


Bild 14.2: Dralltiefe Dt bei den RD- und SD-DGLF, Grenzen nach [94] für Ref-DGLF

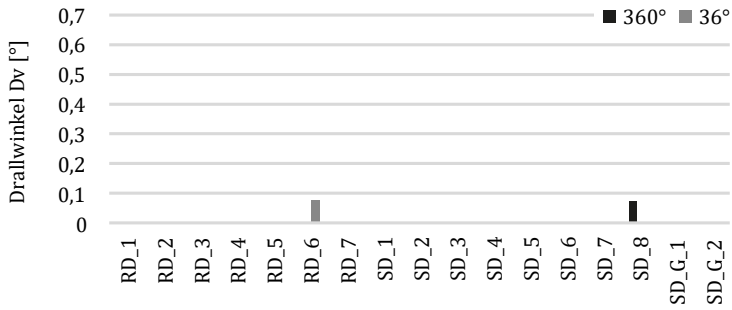


Bild 14.3: Drallwinkel Dv bei den RD- und SD-DGLF

Tabelle 14.5: Abhängige Makrodrall-Kenngrößen ($R > 0,7$), Unabhängige Kenngrößen mit $R < 0,7$

	Gängigkeit 360 Grad	Theor. Förderquer- schnitt 360 Grad [μm^2]	Gängigkeit 36 Grad	<u>Theor. Förderquer- schnitt</u> <u>36 Grad [μm^2]</u>
BS_1	0	0	0	0
BS_2	0	0	-1	59,78
BS_3	0	0	-1	95,48
BS_4	0	0	-1	244,19
BS_5	0	0	-1	25,85
BS_6	0	0	-1	31,65
BS_7	0	0	-1	59,82
BS_8	0	0	-1	30,08
Ref_1	0	0	0	0
Ref_G	0	0	24	881,42
SF_1	-2	15,83	-87	299,18
SF_2	0	0	-5	35,33
SF_3	-12	25,69	-5	13,58
SF_4	-12	7,62	-111	289,97
SF_5	-8	19,45	118	214,35
SF_6	0	0	-91	90,47
SF_7	-12	3,36	90	121,16
RD_1	0	0	0	0
RD_2	0	0	0	0
RD_3	0	0	0	0
RD_4	0	0	0	0
RD_5	0	0	0	0
RD_6	0	0	1	49,13
RD_7	0	0	0	0
SD_1	0	0	0	0
SD_2	0	0	0	0
SD_3	0	0	0	0
SD_4	0	0	0	0
SD_5	0	0	0	0
SD_6	0	0	0	0
SD_7	0	0	0	0
SD_8	1	9,00	0	0
SD_G_1	0	0	0	0
SD_G_2	0	0	0	0

14.2.2 Mikrodrall

Tabelle 14.6: Ergebnisse Korrelation Mikrodrall-Kenngößen

Fertigungsverfahren	Unabhängige Kenngößen mit $R < 0,7$
Schleifen im Einstich (Ref)	SdmedianS, SdStd
Bandschleifen ohne Axialbewegung (BS)	SdmedianS, Sdmean, SdmedianV, Sdt, SdSum_tot
Bandschleifen mit Axialbewegung/ Superfinishen (SF)	SdmedianS, SdmedianV, Sdt, SdSum_tot
Schäldrehen (SD)	SdmedianS, Sdmean, SdmedianV, Sdt, SdSum_tot
Rolldrehen (RD)	SdmedianV, Sdt, SdSum_tot

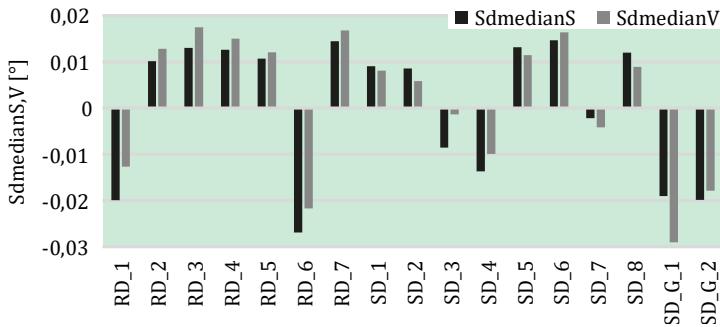


Bild 14.4: SdmedianS und SdmedianV bei den RD- und SD-DGLF

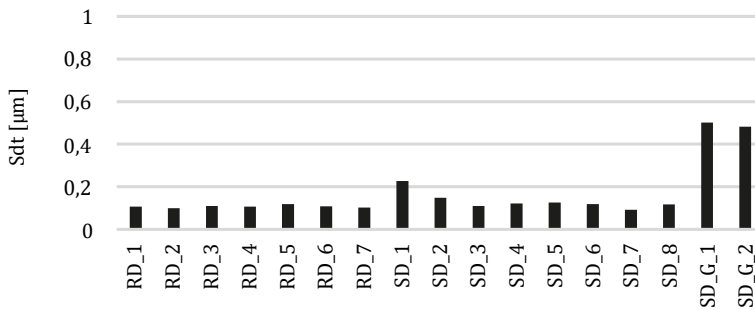


Bild 14.5: Sdt bei den RD- und SD-DGLF

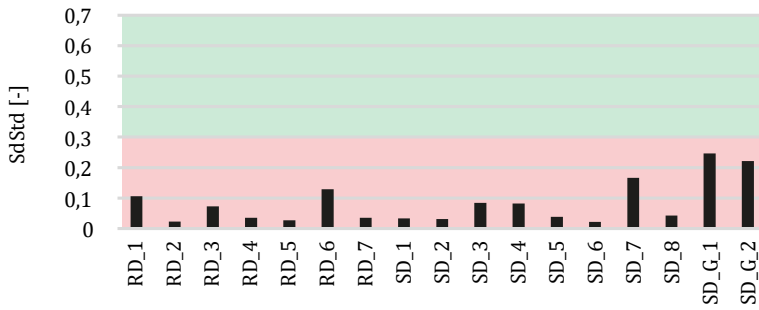


Bild 14.6: SdStd bei den RD- und SD-DGLF

Tabelle 14.7: Abhängige Mikrodrall-Kenngrößen ($R > 0,7$), Unabhängige Kenngrößen mit $R < 0,7$

	Sd_{Sum_Li} [%]	Sd_{Sum_re} [%]	<u>Sdmean</u> [°]	Sd_{Vol_Li} [%]	Sd_{Vol_re} [%]	Sd_{vol} [-]	<u>Sd_{Sum_tot}</u> [1/mm ²]
BS_1	35,40	64,60	0,010	38,26	61,74	0,24	211,98
BS_2	26,17	73,83	0,010	25,84	74,16	0,48	216,36
BS_3	27,37	72,63	0,009	23,85	76,15	0,52	219,50
BS_4	36,34	63,66	0,008	36,91	63,09	0,26	226,33
BS_5	32,73	67,27	0,009	29,70	70,30	0,41	257,97
BS_6	36,37	63,63	0,014	31,96	68,04	0,36	247,43
BS_7	30,29	69,71	0,016	24,24	75,76	0,52	285,88
BS_8	22,85	77,15	0,013	18,81	81,19	0,62	257,84
Ref_1	39,80	60,20	0,069	40,23	59,77	0,20	412,24
Ref_G	51,57	48,43	-0,008	51,87	48,13	-0,04	411,75
SF_1	47,38	52,62	0,617	43,60	56,40	0,13	152,56
SF_2	39,85	60,15	6,343	60,33	39,67	-0,21	30,91
SF_3	41,30	58,70	3,016	43,20	56,80	0,14	38,98
SF_4	42,91	57,09	2,832	41,57	58,43	0,17	38,38
SF_5	30,08	69,92	8,607	25,13	74,87	0,50	34,05
SF_6	34,37	65,63	8,553	32,83	67,17	0,34	20,85
SF_7	20,05	79,95	20,783	16,38	83,62	0,67	17,95
RD_1	56,30	43,71	-0,020	53,86	46,14	-0,08	314,80
RD_2	26,28	73,72	0,017	20,49	79,52	0,59	300,23
RD_3	38,25	61,75	0,022	32,66	67,34	0,35	346,18
RD_4	31,22	68,78	0,019	26,44	73,56	0,47	305,35
RD_5	29,59	70,41	0,023	25,20	74,80	0,50	341,43
RD_6	58,30	41,70	-0,030	58,61	41,39	-0,17	368,39
RD_7	28,03	71,98	0,025	24,41	75,59	0,51	275,18
SD_1	30,57	69,43	0,014	35,95	64,05	0,28	174,98
SD_2	30,17	69,83	0,003	35,50	64,50	0,29	174,34
SD_3	52,40	47,60	-0,006	47,21	52,79	0,06	173,85
SD_4	54,80	45,20	-0,001	52,88	47,12	-0,06	167,31
SD_5	30,20	69,80	0,021	31,93	68,07	0,36	168,25
SD_6	23,15	76,85	0,027	16,56	83,44	0,67	326,03
SD_7	49,25	50,75	0,017	49,66	50,34	0,01	300,66
SD_8	35,67	64,33	0,028	36,14	63,86	0,28	301,02
SD_G_1	52,66	47,34	-0,015	55,36	44,64	-0,11	283,30
SD_G_2	53,31	46,69	-0,012	53,59	46,41	-0,07	291,03

14.2.3 2D-Kenngrößen und dominante Welligkeit

Tabelle 14.8: Ergebnisse Korrelation 2D-Kenngrößen

Fertigungsverfahren	Unabhängige Kenngrößen mit $R < 0,7$
Schleifen im Einstich (Ref)	Ra, Rsk
Bandschleifen ohne Axialbewegung (BS)	Ra, Rsk, Rku
Bandschleifen mit Axialbewegung/ Superfinishen (SF)	Ra, Rsk, Mr1
Schäldrehen (SD)	Ra, Rsk, Rku, Rmr(Rz/4), Mr1
Rolldrehen (RD)	Ra, Rdq, Rmr(Rz/4), Rpk, Mr1

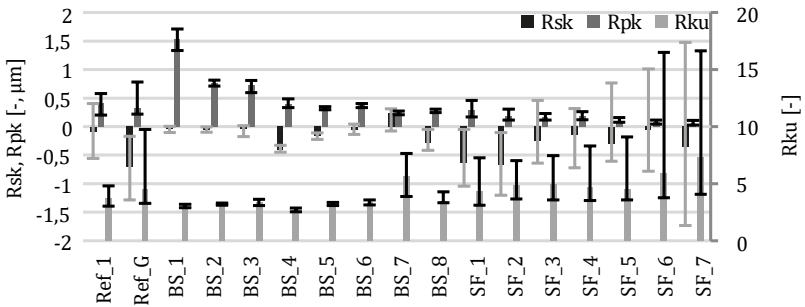


Bild 14.7: Rsk, Rpk und Rku bei den Ref-, BS- und SF-DGLF

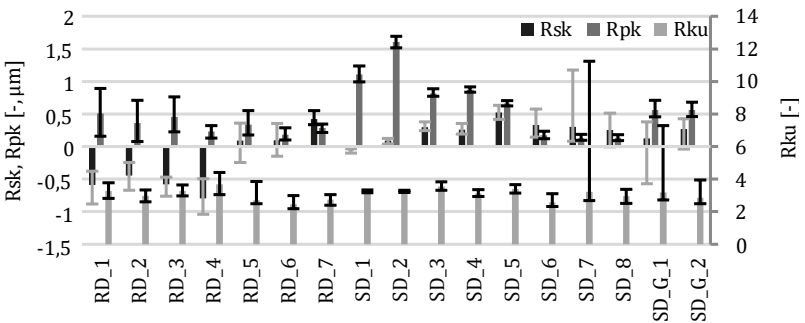


Bild 14.8: Rsk, Rpk und Rku bei RD- und SD-DGLF

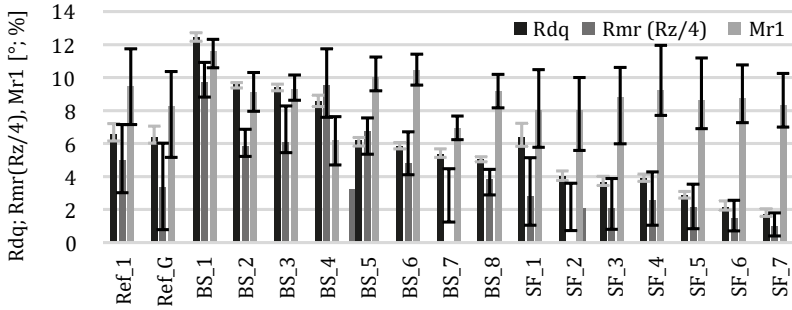


Bild 14.9: Rdq, Rmr (Rz/4) und Mr1 bei Ref-, BS- und SF-DGLF

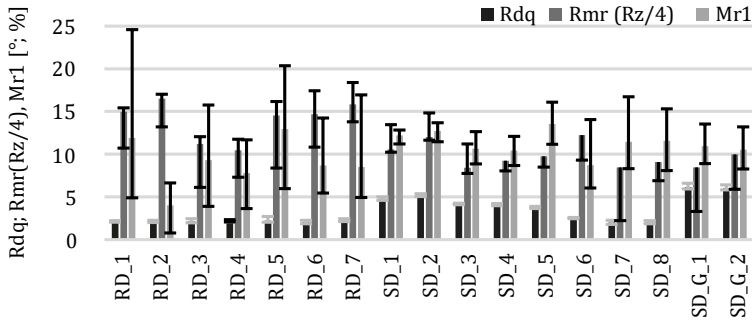


Bild 14.10: Rdq, Rmr (Rz/4) und Mr1 bei RD- und SD-DGLF

Tabelle 14.9: Ergebnisse Korrelation dominante Welligkeit

Fertigungsverfahren	Unabhängige Kenngrößen mit $R < 0,7$
Schleifen im Einstich (Ref)	Ra,10; WDSm
Bandschleifen ohne Axialbewegung (BS)	Ra,10; WDSm
Bandschleifen mit Axialbewegung/ Superfinishen (SF)	Ra,10; Wt,10
Schäldrehen (SD)	Ra,10; WDSm
Rolldrehen (RD)	Ra,10; Wt,10

Tabelle 14.10: Abhängige 2D-Rauheits-Kenngrößen ($R > 0,7$)

	Rt [μm]	Rq [μm]	Rp [μm]	Rv [μm]	RSm [mm]	Rmr [%]	Rdc [μm]	Rk [μm]	Rvk [μm]	Mr2 [%]
BS_1	9,91	1,56	4,00	4,11	0,06	1,03	2,62	3,75	1,45	86,96
BS_2	6,29	0,80	2,26	2,63	0,04	0,51	1,36	2,11	0,76	91,50
BS_3	6,62	0,79	2,25	2,43	0,04	0,37	1,29	2,02	0,94	89,47
BS_4	5,76	0,83	1,72	2,46	0,05	13,91	1,44	2,14	1,07	85,47
BS_5	2,72	0,36	0,96	1,18	0,03	27,18	0,60	0,91	0,40	88,18
BS_6	2,76	0,35	1,14	1,09	0,03	8,76	0,57	0,82	0,39	86,95
BS_7	4,13	0,36	1,24	1,07	0,04	0,23	0,59	0,87	0,35	87,05
BS_8	2,42	0,31	0,89	1,15	0,03	39,67	0,50	0,75	0,38	86,72
Ref_1	3,26	0,40	1,22	1,30	-	10,93	0,63	0,96	0,47	88,49
Ref_G	3,88	0,45	1,06	1,78	-	28,38	0,68	1,00	0,72	86,46
SF_1	3,25	0,37	0,97	1,50	0,03	31,39	0,57	0,84	0,56	85,75
SF_2	2,20	0,23	0,66	0,96	0,03	60,42	0,35	0,51	0,36	85,15
SF_3	1,70	0,16	0,57	0,62	0,02	69,28	0,24	0,36	0,21	87,03
SF_4	1,70	0,17	0,62	0,64	0,02	65,57	0,26	0,38	0,22	86,91
SF_5	1,10	0,11	0,38	0,42	0,02	96,68	0,17	0,25	0,14	86,90
SF_6	0,77	0,06	0,28	0,26	0,02	98,60	0,10	0,15	0,08	87,02
SF_7	0,61	0,04	0,19	0,21	0,02	100,0	0,06	0,10	0,06	86,23
RD_1	3,37	0,59	1,00	1,37	0,27	31,03	0,87	1,45	1,50	81,16
RD_2	3,48	0,67	1,03	1,57	0,45	34,18	1,07	1,81	1,54	78,60
RD_3	3,17	0,53	0,81	1,42	0,35	36,53	0,76	1,29	1,33	77,99
RD_4	3,29	0,57	0,97	1,57	0,34	25,65	0,87	1,32	1,26	76,91
RD_5	1,58	0,26	0,57	0,52	0,09	78,63	0,40	0,74	0,57	86,29
RD_6	1,21	0,22	0,51	0,47	0,09	93,42	0,40	0,70	0,25	87,55
RD_7	1,99	0,31	0,78	0,50	0,13	15,70	0,54	1,01	0,13	94,97
SD_1	6,86	1,10	2,64	2,85	0,11	5,10	1,69	2,57	1,56	88,55
SD_2	8,20	1,31	3,15	3,03	0,12	0,85	2,03	2,96	1,54	86,96
SD_3	4,63	0,59	1,85	1,37	0,07	0,51	0,94	1,43	0,58	89,76
SD_4	3,93	0,60	1,76	1,37	0,07	3,41	0,96	1,52	0,61	88,95
SD_5	3,33	0,43	1,39	0,95	0,06	3,00	0,67	0,94	0,44	89,78
SD_6	1,01	0,17	0,49	0,34	0,05	99,26	0,31	0,53	0,08	93,80
SD_7	0,73	0,10	0,32	0,25	0,03	98,61	0,17	0,28	0,08	91,10
SD_8	0,72	0,11	0,33	0,26	0,03	100,0	0,18	0,30	0,08	91,25
SD_G_1	3,91	0,55	1,58	1,54	0,04	6,85	0,92	1,43	0,53	90,79
SD_G_2	3,64	0,56	1,57	1,36	0,04	7,69	0,94	1,48	0,45	90,79

Tabelle 14.11: Abhängige 2D-Rauheitskenngrößen und dominante Welligkeits-
 Kenngrößen bei $l_t = 10 \text{ mm}$ ($R > 0,7$), Unabhängige Kenngrößen mit
 $R < 0,7$

	<u>Ra_{10}</u> [μm]	<u>Rz_{10}</u> [μm]	<u>Rt_{10}</u> [μm]	<u>$R_{\text{max},10}$</u> [μm]	<u>$WDSm$</u> [mm]	<u>WDc</u> [μm]	<u>WDt</u> [μm]
BS_1	1,26	8,71	13,36	13,26	1,00	1,33	2,05
BS_2	0,64	4,76	6,57	6,57	-	-	-
BS_3	0,62	4,50	6,74	6,41	-	-	-
BS_4	0,69	4,49	6,56	5,74	0,32	1,01	2,00
BS_5	0,29	2,12	2,70	2,40	0,70	0,35	0,68
BS_6	0,26	2,05	2,78	2,54	-	-	-
BS_7	0,28	2,14	4,16	3,79	0,21	0,66	1,06
BS_8	0,24	1,98	2,53	2,29	0,69	0,24	0,52
Ref_1	0,31	2,46	3,30	3,08	0,07	0,51	1,37
Ref_G	0,34	2,87	4,63	4,22	0,22	0,49	1,07
SF_1	0,30	2,55	3,84	3,56	-	-	-
SF_2	0,18	1,64	2,83	2,57	0,72	0,20	0,36
SF_3	0,12	1,21	1,99	1,67	-	-	-
SF_4	0,13	1,19	1,80	1,63	0,32	0,13	0,26
SF_5	0,08	0,86	1,26	1,14	-	-	-
SF_6	0,05	0,51	0,91	0,75	1,13	0,04	0,08
SF_7	0,03	0,41	0,72	0,58	1,21	0,04	0,06
RD_1	0,50	2,72	4,90	4,59	1,01	4,74	6,96
RD_2	0,50	2,56	3,83	3,37	1,09	4,81	7,53
RD_3	0,47	2,41	3,39	3,17	1,01	4,03	5,57
RD_4	0,45	2,36	3,53	2,92	1,03	3,77	6,16
RD_5	0,22	1,10	1,88	1,53	1,31	2,71	3,78
RD_6	0,21	1,03	1,46	1,31	1,21	1,74	2,86
RD_7	0,24	1,23	2,12	1,76	1,37	2,69	4,47
SD_1	0,92	5,50	8,34	6,86	0,30	2,19	4,58
SD_2	0,92	5,57	8,13	7,96	0,29	2,07	4,40
SD_3	0,48	3,37	4,75	4,67	0,58	0,76	1,54
SD_4	0,48	3,29	4,93	4,28	1,19	0,57	1,23
SD_5	0,33	2,38	3,32	3,20	0,88	0,49	1,06
SD_6	0,14	0,79	1,05	1,02	0,61	0,46	0,66
SD_7	0,08	0,56	0,86	0,68	0,83	0,35	0,65
SD_8	0,08	0,58	0,87	0,71	0,85	0,34	0,69
SD_G_1	0,45	2,98	3,98	3,58	0,57	0,73	1,23
SD_G_2	0,44	2,93	4,07	3,87	0,58	0,80	1,25

14.2.4 3D-Kenngrößen

Tabelle 14.12: Ergebnisse Korrelation 3D-Kenngrößen

Fertigungsverfahren	Unabhängige Kenngrößen mit $R < 0,7$
Schleifen im Einstich (Ref)	Sa, Str
Bandschleifen ohne Axialbewegung (BS)	Sa, Ssk, Sku, Std, Smr1, Svq, Smq
Bandschleifen mit Axialbewegung/ Superfinishen (SF)	Sa, Ssk, Str, Std, Smr1, Smr2
Schäldrehen (SD)	Sa, Sal, Std, Smr1
Rolldrehen (RD)	Sa, Ssk, Sku, Smr, S10z, S5v, Sal, Std, Sdq, Spk, Smr1

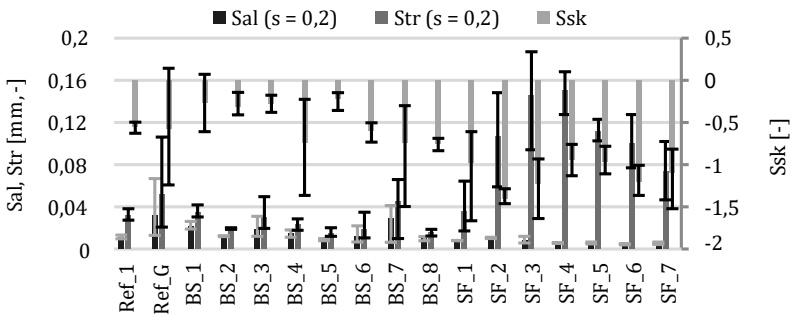


Bild 14.11: Sal ($s = 0,2$), Str ($s = 0,2$) und Ssk bei den Ref-, BS- und SF-DGLF

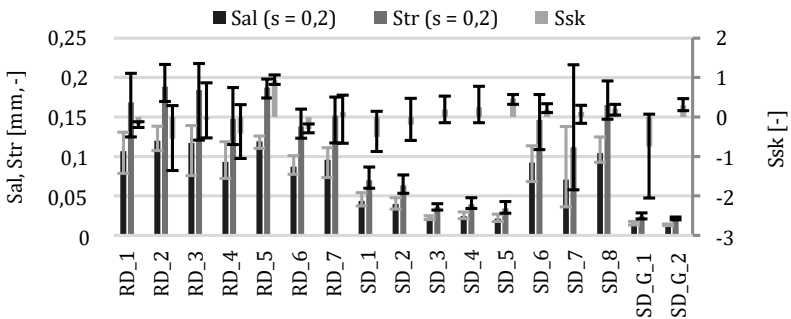


Bild 14.12: Sal ($s = 0,2$), Str ($s = 0,2$) und Ssk bei den RD- und SD-DGLF

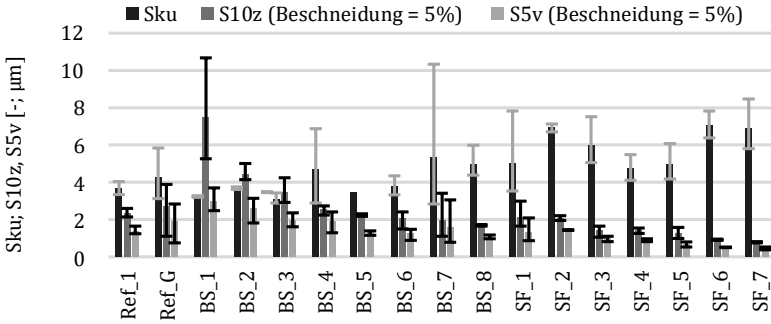


Bild 14.13: Sku, S10z (5 %) und S5v (5 %) bei den Ref-, BS- und SF-DGLF

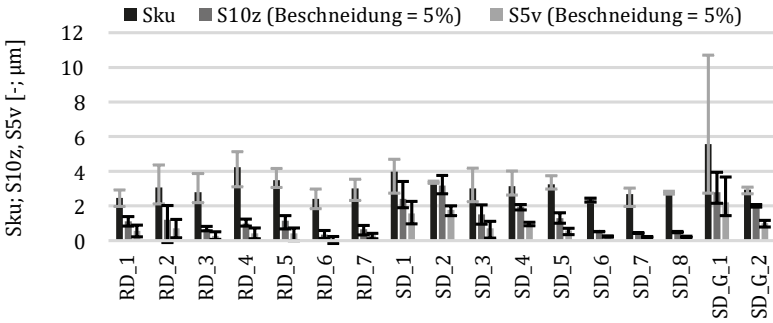


Bild 14.14: Sku, S10z (5 %) und S5v (5 %) bei den RD- und SD-DGLF

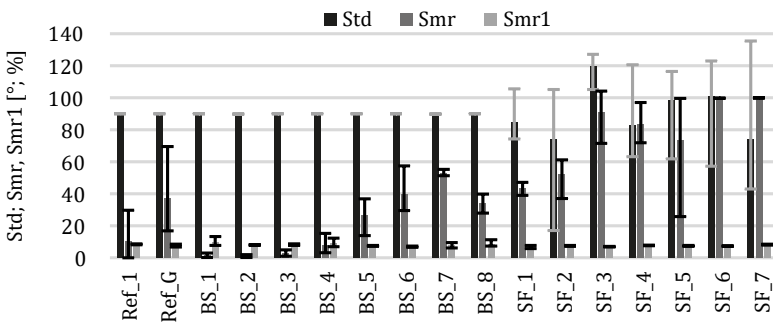


Bild 14.15: Std, Smr und Smr1 bei den Ref-, BS- und SF-DGLF

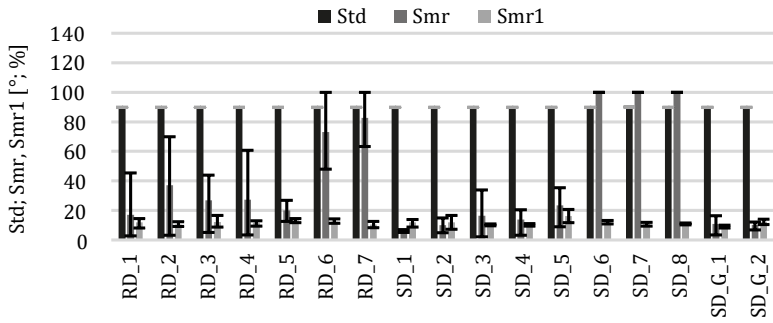


Bild 14.16: Std, Smr und Smr1 bei den RD- und SD-DGLF

Tabelle 14.13: Abhängige 3D-Kenngrößen ($R > 0,7$) – Teil 1

	Sq [μm]	Sp [μm]	Sv [μm]	Sz [μm]	Smc [μm]	Sxp [μm]	S5p [μm]	Sdr [%]	Vm [$10^{-5} \text{mm}^3/\text{mm}^2$]
BS_1	1,73	5,36	5,50	10,86	2,20	3,75	4,52	12,62	6,44
BS_2	0,93	3,23	3,59	6,81	1,12	1,96	1,85	8,64	4,01
BS_3	0,89	2,60	2,91	5,51	1,06	1,95	1,52	8,43	3,80
BS_4	0,70	1,96	3,25	5,21	0,81	1,55	0,66	6,33	2,53
BS_5	0,42	1,26	1,80	3,06	0,53	0,85	0,92	4,65	1,92
BS_6	0,41	1,15	1,85	2,99	0,50	0,93	0,82	4,36	1,33
BS_7	0,40	1,00	2,08	3,07	0,49	0,88	0,35	3,04	1,30
BS_8	0,37	1,17	1,84	3,01	0,42	0,88	0,61	3,16	1,58
Ref_1	0,49	1,57	1,99	3,55	0,58	1,16	0,94	5,48	1,85
Ref_G	0,46	1,23	2,43	3,66	0,53	1,13	0,85	2,62	1,70
SF_1	0,41	1,12	1,95	3,07	0,45	1,04	0,81	3,46	1,21
SF_2	0,32	1,04	1,87	2,91	0,34	0,85	0,64	3,01	9,62
SF_3	0,24	0,68	1,33	2,02	0,26	0,61	0,42	1,88	6,81
SF_4	0,22	0,77	1,18	1,95	0,25	0,56	0,52	2,04	7,27
SF_5	0,16	0,78	0,87	1,64	0,17	0,42	0,56	1,44	5,25
SF_6	0,09	0,53	0,66	1,19	0,10	0,23	0,40	0,80	3,31
SF_7	0,08	0,45	0,52	0,98	0,08	0,19	0,35	0,77	3,20
RD_1	1,01	2,47	2,20	4,67	1,19	2,07	0,06	0,16	3,84
RD_2	0,90	1,88	2,05	3,93	1,04	1,87	0,49	0,24	2,73
RD_3	0,89	1,80	1,97	3,78	1,09	1,84	0,41	0,23	2,71
RD_4	0,63	1,66	1,77	3,43	0,61	1,65	0,57	0,21	3,48
RD_5	0,44	1,35	0,83	2,18	0,61	0,53	0,74	0,23	3,35
RD_6	0,39	0,80	1,03	1,83	0,48	0,84	0,28	0,21	1,18
RD_7	0,26	0,71	0,67	1,38	0,34	0,49	0,35	0,27	1,08
SD_1	1,20	2,84	3,83	6,67	1,42	2,78	0,83	0,76	5,81
SD_2	1,14	2,65	3,28	5,93	1,59	2,44	1,40	0,70	4,09
SD_3	0,59	1,84	1,47	3,31	0,74	1,11	0,81	0,55	3,14
SD_4	0,59	1,75	1,45	3,20	0,75	1,05	0,95	0,44	3,28
SD_5	0,40	1,31	1,06	2,37	0,55	0,63	0,72	0,43	2,36
SD_6	0,15	0,45	0,37	0,82	0,22	0,26	0,28	0,28	5,22
SD_7	0,14	0,41	0,39	0,80	0,20	0,24	0,23	0,15	5,25
SD_8	0,13	0,38	0,33	0,71	0,17	0,23	0,27	0,13	5,87
SD_G_1	0,67	1,76	2,94	4,69	0,75	1,61	0,59	3,16	2,81
SD_G_2	0,57	1,79	1,57	3,36	0,79	1,02	1,00	2,89	2,92

Tabelle 14.14: Abhängige 3D-Kenngrößen ($R > 0,7$) – Teil 2

	Vv [10 ⁻⁴ * mm ³ /mm ²]	Vmp [10 ⁻⁵ * mm ³ /mm ²]	Vmc [10 ⁻⁴ * mm ³ /mm ²]	Vvc [10 ⁻⁴ * mm ³ /mm ²]	Vvv [10 ⁻⁵ * mm ³ /mm ²]
BS_1	22,63	6,44	15,44	20,41	22,20
BS_2	11,60	4,01	8,24	10,46	11,36
BS_3	10,97	3,80	8,14	9,85	11,27
BS_4	8,37	2,54	6,03	7,38	9,95
BS_5	5,51	1,92	3,74	5,01	5,01
BS_6	5,10	1,33	3,65	4,53	5,68
BS_7	5,04	1,30	3,54	4,50	5,38
BS_8	4,34	1,58	2,98	3,79	5,52
Ref_1	5,95	1,85	4,24	5,24	7,09
Ref_G	5,49	1,70	3,86	4,80	6,88
SF_1	4,61	1,21	3,40	3,95	6,57
SF_2	3,45	0,96	2,52	2,89	5,60
SF_3	2,64	0,68	1,93	2,24	3,98
SF_4	2,54	0,73	1,86	2,18	3,60
SF_5	1,78	0,53	1,30	1,51	2,70
SF_6	9,86	0,33	0,71	0,83	1,52
SF_7	8,27	0,32	0,58	0,70	1,29
RD_1	12,29	3,84	9,95	11,19	11,03
RD_2	10,68	2,73	8,14	9,51	11,70
RD_3	11,19	2,71	8,70	10,14	10,48
RD_4	6,45	3,48	5,18	5,46	9,94
RD_5	6,48	3,35	3,50	6,22	2,56
RD_6	4,96	1,18	4,05	4,54	4,23
RD_7	3,54	1,08	2,42	3,28	2,66
SD_1	14,77	5,81	9,51	12,91	18,67
SD_2	16,30	4,09	9,94	14,82	14,76
SD_3	7,69	3,14	5,66	7,17	5,26
SD_4	7,80	3,28	5,29	7,22	5,85
SD_5	5,72	2,36	3,34	5,34	3,79
SD_6	2,23	0,52	1,48	2,10	1,38
SD_7	2,05	0,52	1,33	1,93	1,26
SD_8	1,79	0,59	1,14	1,66	1,28
SD_G_1	7,80	2,81	5,33	6,80	10,00
SD_G_2	8,18	2,92	5,02	7,61	5,66

Tabelle 14.15: Abhängige 3D-Kenngrößen ($R > 0,7$), Unabhängige Kenngrößen mit $R < 0,7$ – Teil 3

	Sk [μm]	Svk [μm]	Smr2 [%]	Spq [-]	Svq [-]	Smaq [-]
BS_1	3,59	1,69	86,69	-	-	-
BS_2	2,28	1,06	89,85	0,95	2,03	97,73
BS_3	2,02	0,92	87,14	0,70	0,89	55,01
BS_4	1,42	0,94	87,06	0,55	1,35	88,64
BS_5	1,08	0,45	91,69	-	-	-
BS_6	0,90	0,51	86,46	0,27	0,60	66,72
BS_7	0,81	0,51	88,65	0,24	0,86	59,70
BS_8	0,72	0,52	86,61	0,27	0,73	89,67
Ref_1	1,02	0,57	86,70	0,39	0,55	72,24
Ref_G	0,84	0,61	84,55	0,29	0,65	65,83
SF_1	0,84	0,61	85,12	0,25	0,77	75,87
SF_2	0,59	0,52	83,89	0,22	0,78	88,43
SF_3	0,49	0,39	85,18	0,15	0,54	86,63
SF_4	0,45	0,33	84,96	0,16	0,40	85,26
SF_5	0,32	0,26	84,47	0,13	0,29	77,71
SF_6	0,18	0,15	84,70	-	-	-
SF_7	0,14	0,13	84,43	-	-	-
RD_1	0,33	0,28	87,70	0,14	0,34	73,60
RD_2	0,36	0,34	85,97	-	-	-
RD_3	0,29	0,29	88,80	0,09	0,24	64,32
RD_4	0,26	0,33	87,27	0,09	0,29	73,17
RD_5	0,22	0,08	90,28	-	-	-
RD_6	0,27	0,06	93,51	-	-	-
RD_7	0,26	0,08	89,82	0,09	0,11	23,60
SD_1	1,48	1,14	83,40	0,24	1,81	65,25
SD_2	1,89	0,79	84,60	0,47	0,99	28,25
SD_3	1,21	0,46	87,54	-	-	-
SD_4	1,23	0,34	89,69	-	-	-
SD_5	0,74	0,21	92,48	-	-	-
SD_6	0,21	0,06	92,64	-	-	-
SD_7	0,21	0,09	89,23	-	-	-
SD_8	0,18	0,07	90,29	-	-	-
SD_G_1	1,22	0,63	88,79	0,30	0,87	44,75
SD_G_2	1,24	0,42	92,33	-	-	-

14.2.5 Rauheit in Umfangsrichtung

Tabelle 14.16: Ergebnisse Korrelation 2D-Kenngrößen in Umfangsrichtung

Fertigungsverfahren	Unabhängige Kenngrößen mit $R < 0,7$
Schleifen im Einstich (Ref)	Ra, Rsk
Bandschleifen ohne Axialbewegung (BS)	Ra, RSm, Rmr(Rz/4), Mr1, Mr2
Bandschleifen mit Axialbewegung/ Superfinishen (SF)	Ra, Rsk, Mr1
Schäldrehen (SD)	Ra, Rsk, RSm
Rolldrehen (RD)	Ra, Rz, Rsk, Rmr

Je nach betrachteter Rauheitskenngröße (RSm, Rsk, Rmr, Rmr(Rz/4), Mr1 und Mr2) und Fertigungsverfahren werden in Umfangsrichtung kleinere, vergleichbare oder höhere Rauheitswerte gemessen als in axialer Richtung, siehe Bild 14.17 bis Bild 14.22. Dabei ist hervorzuheben, dass sich bei den RD- und SD-DGLF die Rauheitswerte bei den betrachteten Kenngrößen im Vergleich beider Messrichtungen immer gleich verhalten. Bei der Rauheitskenngröße Mr2 ist innerhalb eines Fertigungsverfahrens kein systematischer Zusammenhang zwischen der Rauheit in beiden Messrichtungen zu erkennen. Der Zusammenhang zwischen der Rauheit in beiden Messrichtungen ist bei den Rauheitskenngrößen Rsk und Mr1 für die DGLF eines Fertigungsverfahrens jeweils identisch.

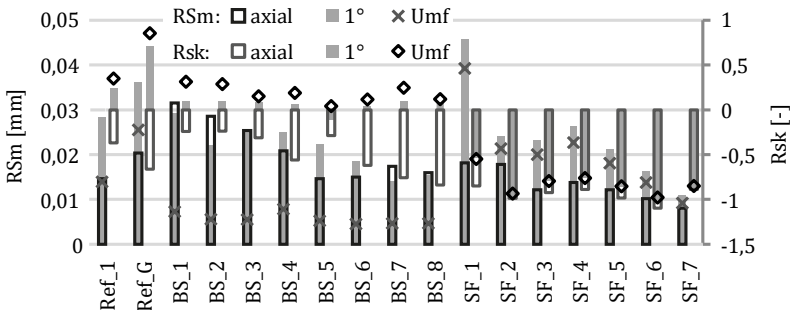


Bild 14.17: Vergleich von RSm und Rsk in Achs- und Umfangsrichtung sowie um 1° abweichend von der Umfangsrichtung bei den Ref-, BS- und SF-DGLF

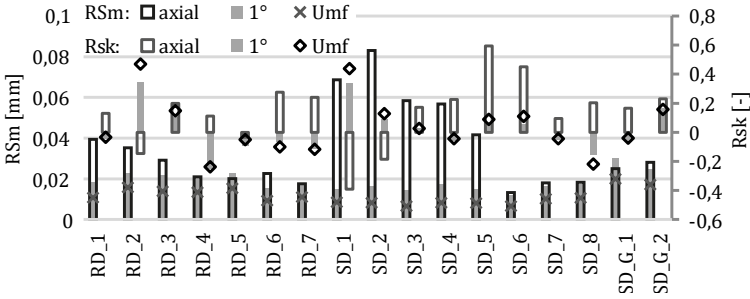


Bild 14.18: Vergleich von RSm und Rsk in Achs- und Umfangsrichtung sowie um 1° abweichend von der Umfangsrichtung bei den RD- und SD-DGLF

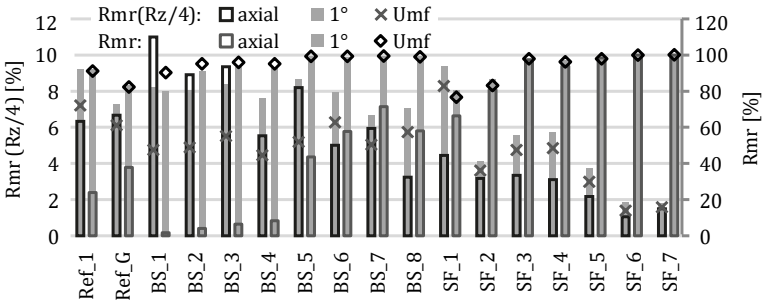


Bild 14.19: Vergleich von Rmr (Rz/4) und Rmr in Achs- und Umfangsrichtung sowie um 1° abweichend von der Umfangsrichtung bei den Ref-, BS- und SF-DGLF

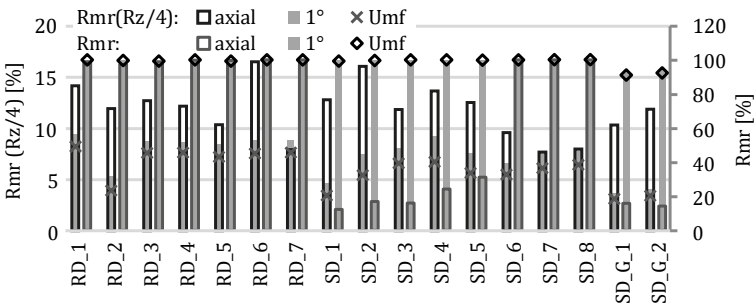


Bild 14.20: Vergleich von Rmr (Rz/4) und Rmr in Achs- und Umfangsrichtung sowie um 1° abweichend von der Umfangsrichtung bei den RD- und SD-DGLF

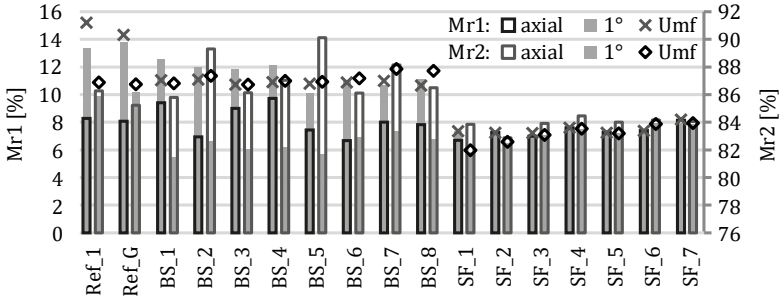


Bild 14.21: Vergleich von Mr1 und Mr2 in Achs- und Umfangsrichtung sowie um 1° abweichend von der Umfangsrichtung bei den Ref-, BS- und SF-DGLF

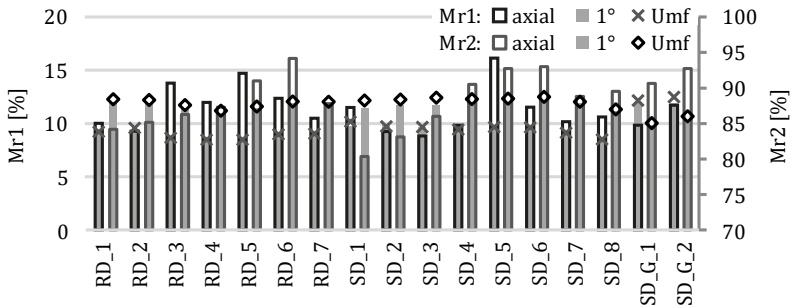


Bild 14.22: Vergleich von Mr1 und Mr2 in Achs- und Umfangsrichtung sowie um 1° abweichend von der Umfangsrichtung bei den RD- und SD-DGLF

Tabelle 14.17: Abhängige 2D-Kenngrößen in Umfangsrichtung ($R > 0,7$) – Teil 1

	Rt [μm]	Rmax [μm]	Rq [μm]	Rp [μm]	Rv [μm]	Rku [-]
BS_1	0,87	0,83	0,08	0,31	0,26	7,16
BS_2	0,63	0,60	0,06	0,24	0,20	6,08
BS_3	0,61	0,58	0,06	0,21	0,19	5,43
BS_4	0,65	0,61	0,06	0,22	0,19	7,14
BS_5	0,42	0,39	0,04	0,15	0,14	5,44
BS_6	0,40	0,37	0,04	0,15	0,13	4,54
BS_7	0,41	0,39	0,04	0,17	0,14	5,12
BS_8	0,38	0,37	0,04	0,15	0,13	4,70
Ref_1	1,00	0,95	0,09	0,32	0,27	4,84
Ref_G	1,30	1,21	0,13	0,49	0,34	6,89
SF_1	2,03	1,95	0,29	0,60	0,85	3,45
SF_2	2,14	2,06	0,27	0,59	0,97	4,61
SF_3	1,31	1,27	0,18	0,39	0,64	4,10
SF_4	1,37	1,30	0,18	0,41	0,63	4,13
SF_5	1,09	1,03	0,14	0,34	0,50	4,50
SF_6	0,80	0,75	0,08	0,24	0,36	5,98
SF_7	0,69	0,65	0,07	0,23	0,30	5,86
RD_1	0,17	0,16	0,02	0,06	0,06	3,50
RD_2	0,32	0,30	0,03	0,11	0,08	8,50
RD_3	0,26	0,25	0,03	0,10	0,08	5,94
RD_4	0,24	0,23	0,03	0,08	0,09	3,58
RD_5	0,28	0,27	0,03	0,10	0,09	4,46
RD_6	0,18	0,17	0,02	0,07	0,07	3,36
RD_7	0,20	0,19	0,03	0,07	0,08	3,43
SD_1	0,37	0,35	0,03	0,15	0,10	7,68
SD_2	0,26	0,25	0,03	0,10	0,08	5,07
SD_3	0,18	0,17	0,02	0,07	0,06	3,82
SD_4	0,16	0,15	0,02	0,06	0,06	3,85
SD_5	0,22	0,21	0,02	0,08	0,07	4,86
SD_6	0,18	0,17	0,02	0,07	0,06	4,96
SD_7	0,18	0,18	0,02	0,07	0,07	4,20
SD_8	0,18	0,17	0,02	0,06	0,07	3,86
SD_G_1	1,39	1,30	0,11	0,40	0,44	11,04
SD_G_2	1,30	1,21	0,10	0,40	0,41	10,14

Tabelle 14.18: Abhängige 2D-Kenngrößen in Umfangsrichtung ($R > 0,7$) – Teil 2

	Rdq [°]	Rdc [μm]	Rk [μm]	Rpk [μm]	Rvk [μm]
BS_1	7,71	0,11	0,17	0,11	0,12
BS_2	6,80	0,09	0,14	0,08	0,08
BS_3	6,66	0,09	0,13	0,08	0,09
BS_4	5,60	0,08	0,12	0,08	0,08
BS_5	5,02	0,07	0,10	0,05	0,06
BS_6	5,41	0,07	0,10	0,05	0,06
BS_7	5,23	0,07	0,10	0,06	0,05
BS_8	5,11	0,06	0,09	0,05	0,05
Ref_1	6,52	0,12	0,18	0,16	0,15
Ref_G	6,01	0,16	0,24	0,24	0,17
SF_1	6,95	0,45	0,62	0,19	0,55
SF_2	9,45	0,39	0,53	0,17	0,51
SF_3	6,34	0,28	0,38	0,11	0,32
SF_4	6,32	0,28	0,39	0,12	0,32
SF_5	5,65	0,20	0,28	0,09	0,25
SF_6	4,52	0,11	0,16	0,07	0,14
SF_7	4,73	0,10	0,14	0,06	0,12
RD_1	1,54	0,04	0,06	0,02	0,03
RD_2	1,86	0,04	0,06	0,03	0,03
RD_3	1,91	0,05	0,07	0,03	0,04
RD_4	1,82	0,05	0,08	0,03	0,04
RD_5	1,94	0,05	0,08	0,03	0,04
RD_6	1,81	0,04	0,06	0,02	0,03
RD_7	1,86	0,04	0,07	0,02	0,03
SD_1	2,69	0,04	0,07	0,04	0,04
SD_2	2,26	0,04	0,06	0,03	0,03
SD_3	2,07	0,03	0,05	0,02	0,02
SD_4	1,62	0,03	0,05	0,02	0,02
SD_5	1,95	0,04	0,06	0,03	0,03
SD_6	2,01	0,03	0,05	0,02	0,02
SD_7	1,53	0,03	0,05	0,02	0,02
SD_8	1,46	0,03	0,05	0,02	0,02
SD_G_1	6,33	0,10	0,14	0,18	0,21
SD_G_2	6,36	0,11	0,15	0,18	0,19

14.2.6 Korrelation aller Drall- und Rauheitskenngrößen

Tabelle 14.19: Ergebnisse der Korrelationsbetrachtung aller unabhängiger Kenngrößen aus den einzelnen Messungen

Fertigungsverfahren	Unabhängige Kenngrößen mit $R < 0,7$
Schleifen im Einstich (Ref)	SdStd; DP_360; Rsk; Sa
Bandschleifen ohne Axialbewegung (BS)	SdmedianS; Sdmean; SdmedianV; Rsk; Rku; Sa; Ssk; Sku; Std; Smr1; Mr1_Umfang
Bandschleifen mit Axialbewegung/ Superfinishen (SF)	DP_360; Dv_360; DP_36; Dv_36; Wt,10; Sa; Ssk; Str; Std; Smr2
Schäldrehen (SD)	SdmedianS; DP_360; Dv_360; Rku; Mr1; Sa; Std; Smr1
Rolldrehen (RD)	SdmedianV; Sdt; DP_360; Dt_360; Rdq; Wt,10; Sa; Ssk; Sal; Std; Sdq; Rsk_Umfang

14.3 Vorgehen bei den Regressionsanalysen

Vor Beginn der Regressionsanalysen wurden alle gemessenen Oberflächenkenngrößen, die als Eingangsgrößen für die Regressionsanalysen verwendet werden sollten, auf Korrelationen untersucht. Dies ist nötig, um sicherzustellen, dass als Eingangsgrößen ausschließlich unabhängige Kenngrößen verwendet werden. Die auf diese Weise als unabhängig ermittelten Kenngrößen sind in Kap. 14.2 tabellarisch, getrennt nach den verschiedenen Fertigungsverfahren aufgeführt. Als unabhängig wurden hierbei Kenngrößen mit $R < 0,7$ betrachtet. Neben den linearen Eingangsgrößen wurden diese auch in ihrer quadratischen Form und die Wechselwirkungen unter den Eingangsgrößen in das Modell mit aufgenommen.

Nach dem Ausführen der Regressionsanalyse wurden nicht signifikante Eingangsgrößen ($p > 5\%$) aus dem Modell entfernt und zu den Fehlern hinzuaddiert. Auf diese Weise wurde ein Regressionsmodell mit ausschließlich signifikanten Termen ermittelt. Eine Ausnahme hiervon stellen lineare Eingangsterme dar, die selbst zwar nicht signifikant sind, aber deren quadratische Form oder eine Wechselwirkung signifikant sind. Diese verbleiben im Modell, damit das Modell hierarchisch bleibt.

Nach dem Anpassen des Modells wurden die Annahmen [181] einer Regression:

- Residuen weisen eine konstante Varianz auf
- Residuen sind unabhängig voneinander

- Residuen sind normalverteilt
 - Es sind keine Ausreißer oder ungewöhnliche Beobachtungen vorhanden
- anhand des Residuendiagramms, siehe Bild 14.23 überprüft.

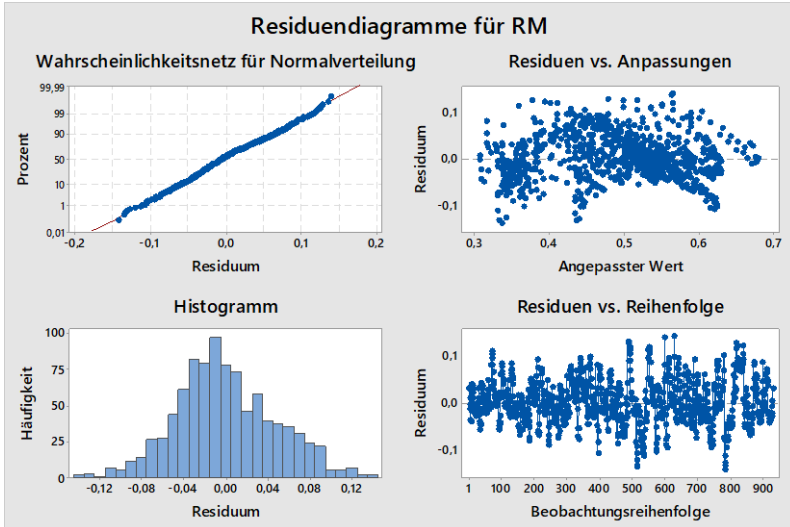


Bild 14.23: Residuendiagramm für die Regressionsanalyse des Reibmoments bei den BS-DGLF

Zu jeder durchgeführten Regressionsanalyse sind die Ergebnisse in einer Tabelle zusammengefasst, siehe exemplarisch für die Regressionsanalyse mit dem Reibmoment als Zielgröße Tabelle 6.2. Die Tabellen sind so aufgebaut, dass es für jedes Fertigungsverfahren einen Abschnitt gibt, der anhand der Varianzen die vier stärksten Einflussgrößen auf die Zielgröße darstellt. Um den Einfluss der Oberfläche und der Wechselwirkungen zwischen den Oberflächen-Kenngrößen sowie der Drehzahl und -richtung auf die Zielgröße bewerten zu können, wurde sowohl für die Oberfläche als auch für die Wechselwirkungen die Summe der Varianzen aller signifikanter Terme der Regressionsanalyse gebildet. Die Varianzen der einzelnen signifikanten Eingangsgrößen sind im rechten Teil der Tabellen dargestellt. Durch eine farbliche Markierung der Tabellenzellen wird verdeutlicht, aus welchen Komponenten sich der Einfluss der Oberfläche und der Wechselwirkungen zusammensetzen.

14.4 Ergebnisse der Schmierungs- und Reibungsuntersuchungen

14.4.1 Einfluss unterschiedlicher Radialkräfte und Temperaturen auf das Gümbelzahldiagramm

In diesem Kapitel wird der Einfluss unterschiedlicher Radialkräfte und Temperaturen auf das Gümbelzahldiagramm, exemplarisch an einem Versuchslauf mit der DGLF Ref_1, untersucht. Der Einfluss unterschiedlicher Radialkräfte und Temperaturen kann auf jeden anderen Versuch/ jede andere DGLF übertragen werden.

Bild 14.24 zeigt den Einfluss des Zeitpunkts der Radialkraftmessung (vor und nach dem Versuch) auf das Gümbelzahldiagramm. Die schwarz gestrichelte Kurve stellt dabei den Verlauf dar, der entsteht, wenn die vor und nach dem Versuch gemessenen Radialkräfte gemittelt werden (Vorgehen analog zu Kap. 6.1, mit einer Berechnung der temperaturabhängigen Radialkraft nach Kap. 5.1.1). Die Kurve liegt zwischen den Kurven, die mit der vor (hellgraue Kurve) oder nach (dunkelgraue Kurve) dem Versuch gemessenen Radialkraft ermittelt wurden. Durch eine höhere Radialkraft (Radialkraft nach dem Versuch) werden die beiden Flanken der Kurve etwas flacher und der Reibkoeffizient ist über den gesamten Gümbelzahlbereich etwas niedriger. Die Wahl des Mittelwerts der Radialkraft für die Erstellung aller Gümbelzahldiagramme erscheint sinnvoll, da auf diese Weise die im Versuch auftretende Radialkraft am besten angenähert werden kann.

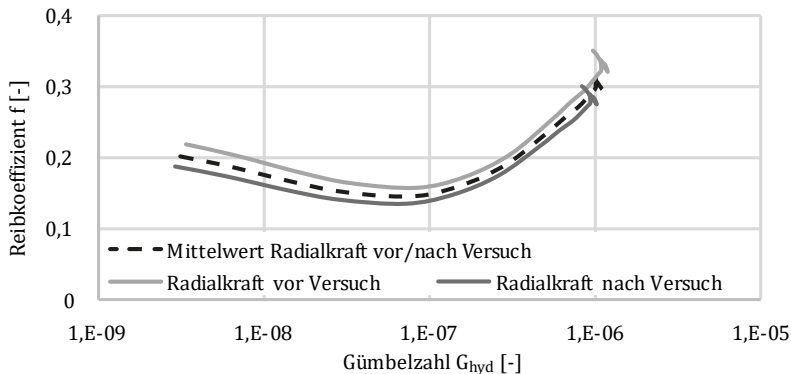


Bild 14.24: Einfluss verschiedener Radialkräfte F_r auf den Verlauf der Kurven im Gümbelzahldiagramm (Ref_1, CW)

Bild 14.25 zeigt, welchen Einfluss die Wahl der Bezugstemperatur auf die Radialkraft und damit auf den Verlauf des Gümbelzahldiagramms hat. Zur Auswahl für die Bezugstemperatur stehen die Raum-, Ölsumpf-, Dichtspalttemperatur oder die luftseitig in Dichtspaltnähe gemessene Temperatur. Im Falle der Raum- und Ölsumpftemperatur wird hierbei eine konstante Temperatur ($\vartheta_{RT} = 20\text{ °C}$ und $\vartheta_{\text{Öl}} = 60\text{ °C}$) über die komplette Versuchsdauer angenommen. Die Temperatur im Dichtspalt ϑ_{DS} wird mittels InsECT aus der ermittelten Reibleistung abgeschätzt, siehe Kap. 6.1.

Mit Ausnahme der Kurve bei Raumtemperatur, deren Flanken etwas flacher verlaufen, liegen alle Kurven aufeinander und unterscheiden sich lediglich bei großen Gümbelzahlen im Bereich von $G_{\text{hyd}} = 10^{-6}$. Mit zunehmender Temperatur werden in diesem Bereich höhere Reibkoeffizienten gemessen. Da das angespritzte, temperierte Öl den gesamten RWDR mit annähernd konstanter Temperatur benetzt, während die Dichtspalttemperatur und die Temperatur in Dichtspaltnähe sehr lokal auftreten, wird für die Standardauswertung der Gümbelzahldiagramme die Ölsumpftemperatur verwendet.

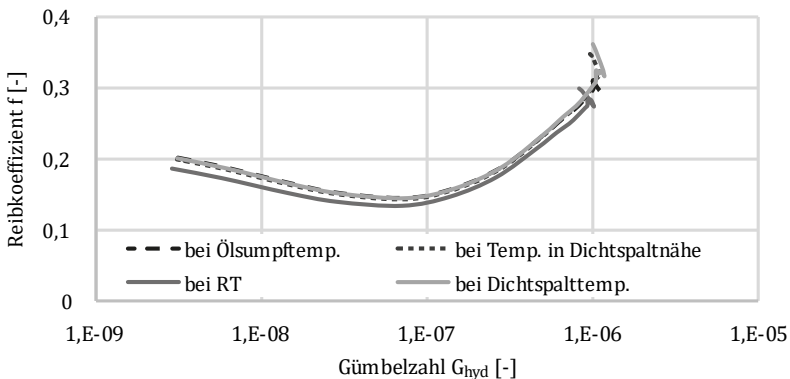


Bild 14.25: Einfluss verschiedener Temperaturen auf die Radialkräfte F_r und damit den Verlauf der Kurven im Gümbelzahldiagramm (Ref_1, CW)

Der Einfluss der Temperaturabhängigkeit der dynamischen Viskosität auf das Gümbelzahldiagramm ist in Bild 14.26 dargestellt. Zur Berechnung der dynamischen Viskosität η durch die Ubbelohde-Walther-Gleichung können die Raum-, die Ölsumpf- und die Dichtspalttemperatur sowie die luftseitig in Dichtspaltnähe gemessene Temperatur verwendet werden. Die Raum- und die Ölsumpftemperatur wurden hierbei wiederum über die gesamte Versuchsdauer als konstant angenommen. Der Einfluss der verschiedenen Bezugstemperaturen auf die dynamische Viskosität η und damit

auf das Gümbelzahldiagramm ist deutlich größer als der Einfluss durch die Temperaturabhängigkeit der Radialkraft. Bei der Verwendung einer konstanten Temperatur (Raum- und Ölsumpftemperatur) sind die qualitativen Verläufe beider Kurven größtenteils identisch. Allerdings liegt die Kurve mit der höheren Ölsumpftemperatur bei kleineren Gümbelzahlen. Bei Verwenden der luftseitig in Dichtspaltnähe gemessenen Temperatur oder der berechneten Dichtspaltemperatur wird die Flanke der Verläufe im Bereich größerer Gümbelzahlen steiler. Dadurch zeigt die Kurve, die mit der Dichtspaltemperatur bestimmt wurde, bei den höchsten Drehzahlstufen wieder kleiner werdende Gümbelzahlen. Da die Viskosität des Fluids im Dichtspalt entscheidend für den Schmierfilmaufbau ist, wird bei der standardmäßigen Auswertung der Gümbelzahldiagramme die Dichtspaltemperatur verwendet.

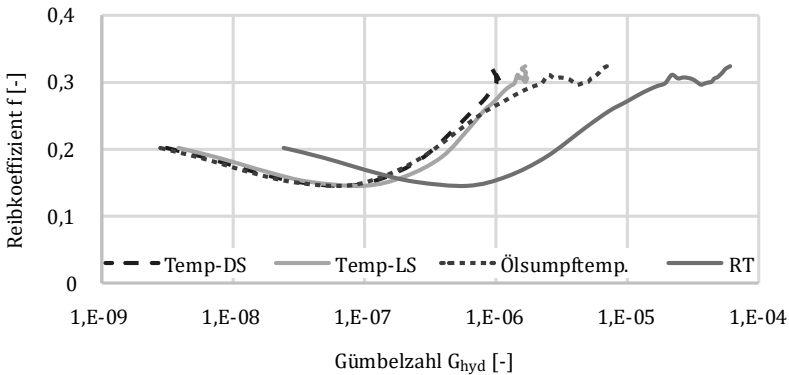


Bild 14.26: Einfluss verschiedener Temperaturen auf die dynamische Viskosität η und damit den Verlauf der Kurven im Gümbelzahldiagramm (Ref_1, CW)

14.4.2 Einfluss unterschiedlicher Verschleißbreiten auf das Gümbelzahldiagramm

Der Einfluss einer sich verändernden Berühr- und Verschleißbreite wurde an einem Dichtsystem mit der DGLF Ref_1 untersucht. Die Untersuchung soll zeigen, ob die Verwendung einer nach dem Versuch gemessenen Verschleißbreite als angenommene konstante Verschleißbreite zulässig ist.

Das in Bild 14.27 dargestellte Gümbelzahldiagramm enthält Gümbelzahlkurven, die mit unterschiedlichen Verschleißbreiten bestimmt wurden. Die Verschleißbreiten wurden hierfür nach einem kompletten Prüfkollektiv (schwarz gestrichelte Kurve)

und nach der ersten Drehzahlstufe ($n = 1 \text{ 1/min}$, grau gestrichelte Kurve) ermittelt. Als dritte Variante wurde eine lineare Zunahme der Verschleißbreite von der ersten Drehzahlstufe bis zur Verschleißbreite nach dem kompletten Versuch angenommen (hellgraue Kurve). Als weitere Variante wurde die reale Kontaktfläche, die entsprechend dem in Kap. 9.1 beschriebenen Vorgehen ermittelt wurde, für die Erstellung des Gümbelzahldiagramms verwendet (dunkelgraue Kurve). Alle vier dargestellten Gümbelzahlkurven verlaufen nahezu identisch, lediglich die Gümbelzahlkurve, die mit der realen Kontaktfläche bestimmt wurde, ist etwas zu kleineren Gümbelzahlen (im Diagramm nach links) verschoben, wobei der Unterschied vernachlässigbar erscheint. Aus diesem Ergebnis ist abzuleiten, dass zur Bestimmung der Gümbelzahldiagramme die nach dem Versuch gemessenen Verschleißbreite verwendet werden kann.

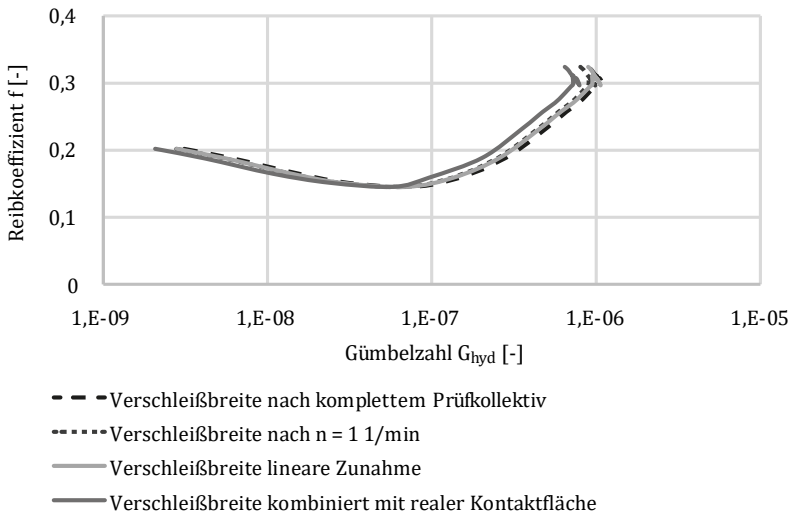


Bild 14.27: Einfluss verschiedener Verschleißbreiten b auf den Verlauf der Kurven im Gümbelzahldiagramm (Ref_1, CW)

14.4.3 Reibmomentverläufe

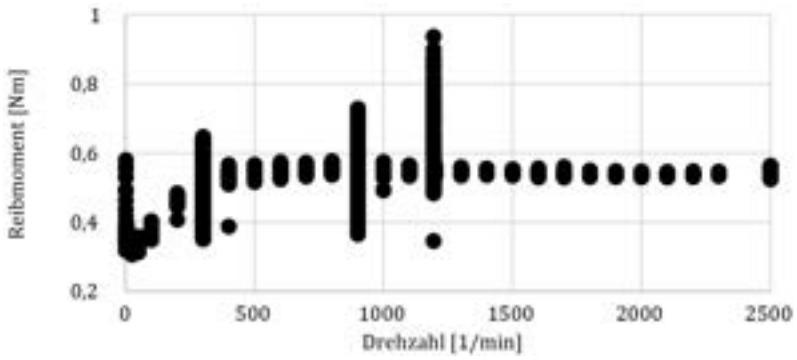


Bild 14.28: Schwankungen des Reibmoments je Drehzahlstufe, SF_6 (CW)

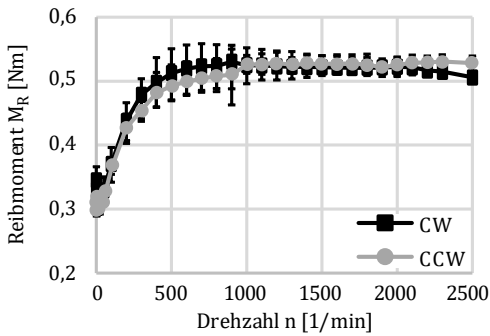


Bild 14.29: Reibmomentverläufe bei der DGLF BS_3

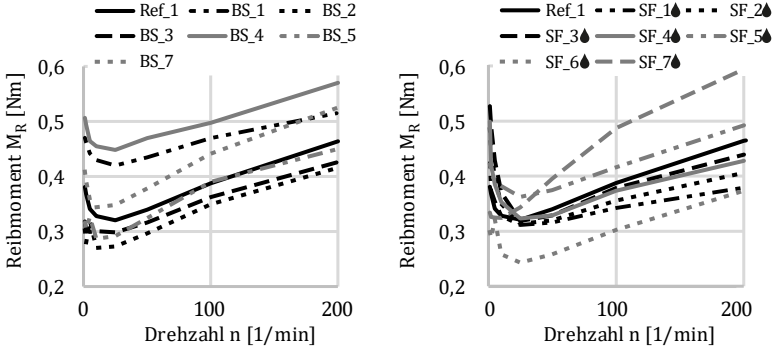


Bild 14.30: Reibmomentverläufe bei den BS- und SF-DGLF bis zu einer Drehzahl von $n = 200$ 1/min (CCW),

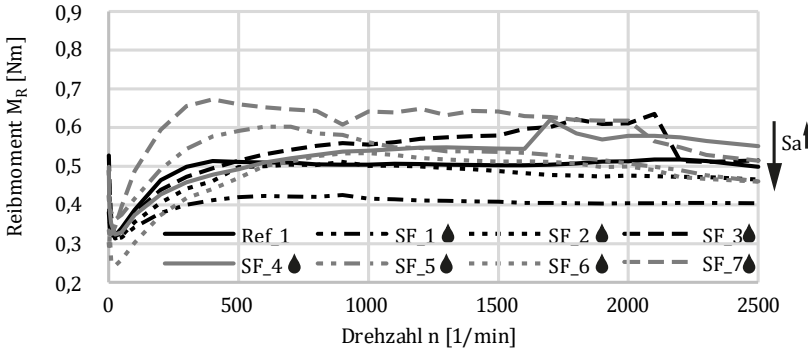


Bild 14.31: Reibmomentverläufe (SF-DGLF, CCW)

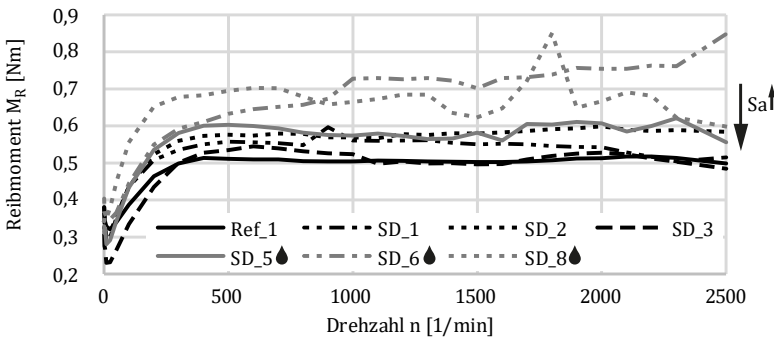


Bild 14.32: Reibmomentverläufe (SD-DGLF, CCW)

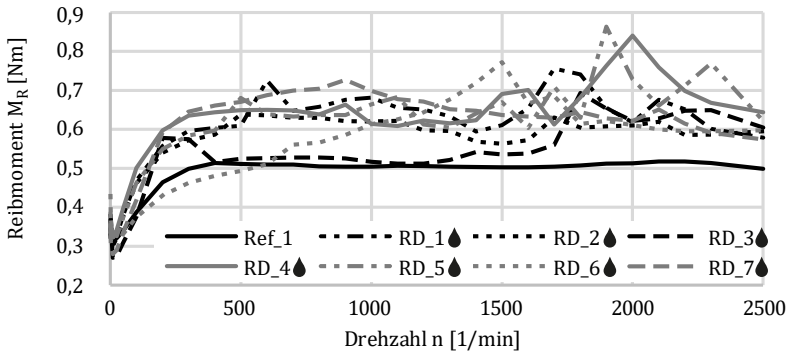


Bild 14.33: Reibmomentverläufe (RD-DGLF, CCW)

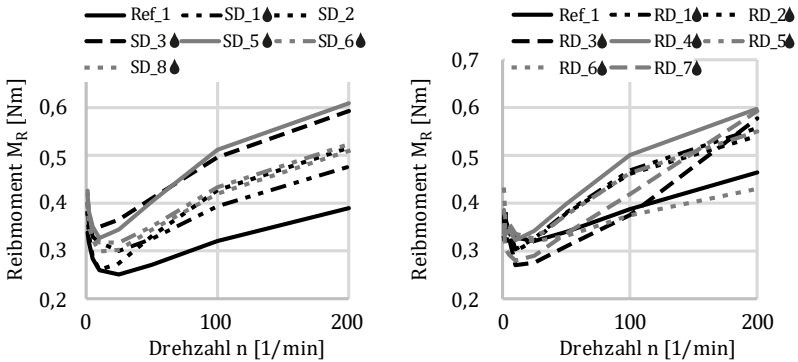


Bild 14.34: Reibmomentverläufe bei den SD- (CW) und RD-(CCW) DGLF bis zu einer Drehzahl von $n = 200$ 1/min

14.4.4 Gümbelzahldiagramme

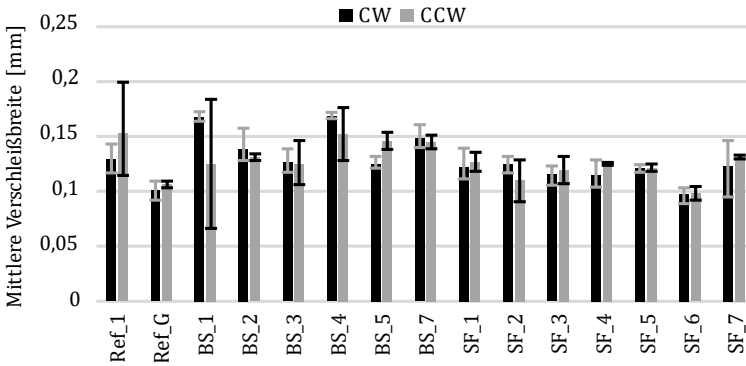


Bild 14.35: Mittlere Verschleißbreiten der Dichtkanten bei den Versuchen mit den Ref-, BS- und SF-DGLF

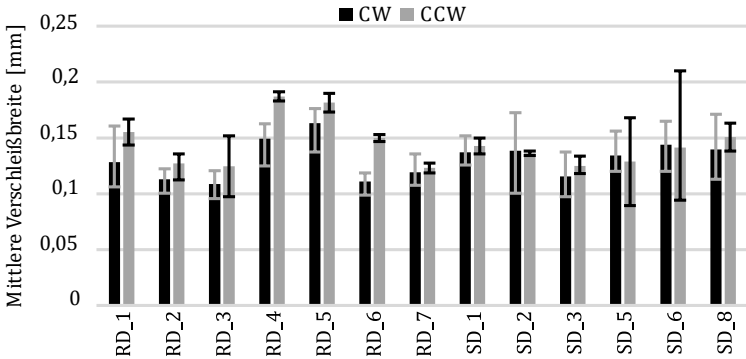


Bild 14.36: Mittlere Verschleißbreiten der Dichtkanten aus den Versuchen mit den RD- und SD-DGLF

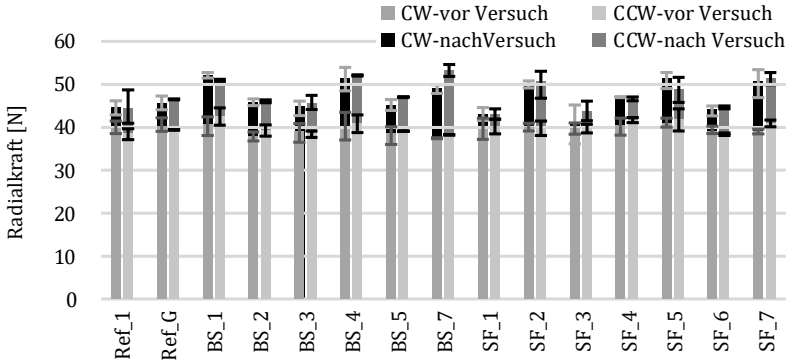


Bild 14.37: Mittlere Radialkräfte der RWDR vor und nach den Versuchen (Ref-, BS- und SF-DGLF)

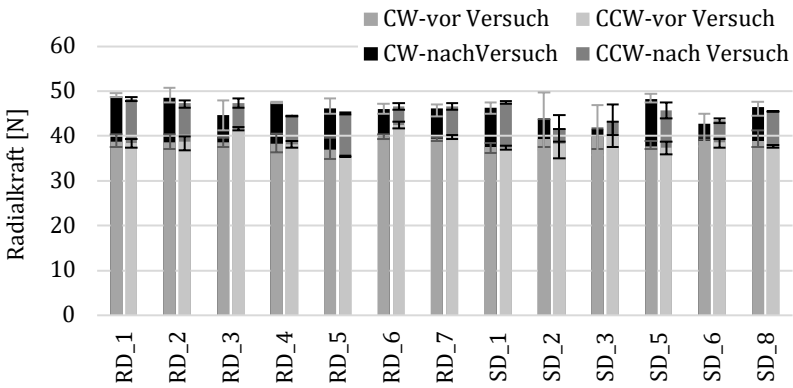


Bild 14.38: Mittlere Radialkräfte der RWDR vor und nach den Versuchen (RD- und SD-DGLF)

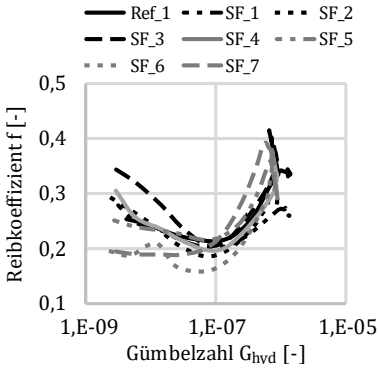


Bild 14.39: Gumbelzahldiagramm (SF-DGLF, CCW)

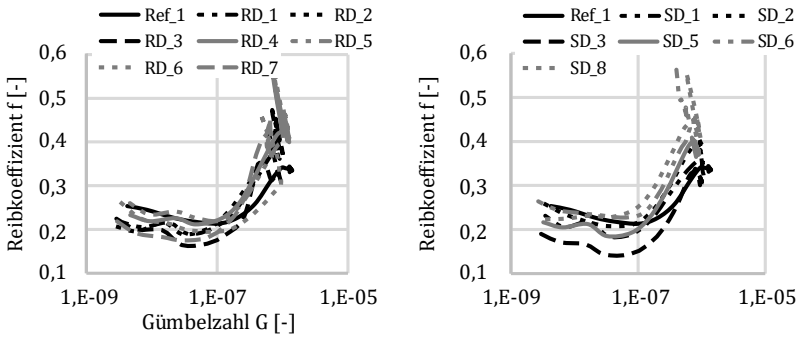


Bild 14.40: Gumbelzahldiagramme (RD- und SD-DGLF, CCW)

14.4.5 Ergebnisse der Regressionsanalysen

Tabelle 14.20: Übersicht Ergebnisse Regression Gümbelzahl

	Pos	Eingangsgröße (Varianz)	Pos	Kenngroßen (Varianz)
BS	1	Drehzahl (7,13)		
	2	Oberfläche (0,67)	2a	linear: Sa (0,37), Rku (0,20), Ssk (0,10)
	3	Drehrichtung (0,60)		
	4	WW (0,34)	4a	Drehrichtung: Ssk (0,16), Sa (0,12)
			4b	Drehzahl: Sa (0,04), Rku (0,02)
SF	1	Drehzahl (5,62)		
	2	Oberfläche (0,40)	2a	linear: Sa (0,31), Ssk (0,07), Std (0,01)
			2b	quadratisch: Sa (0,01)
	3	WW (0,30)	3a	Drehzahl: Str (0,14), Sa (0,11)
			3b	Drehrichtung: Ssk (0,06)
4	Drehrichtung (0,13)			
RD	1	Drehzahl (4,14)		
	2	Oberfläche (0,90)	2a	linear: Sdt (0,30), DP-360 (0,22), Sa (0,11), Dt-360 (0,09), Sal (0,06)
			2b	quadratisch: Sa (0,12)
	3	Drehrichtung (0,31)		
	4	WW (0,28)	4a	Drehzahl: DP-360 (0,04), Dt-360 (0,04), Sdt (0,03), Sal (0,02), Sa (0,02)
		4b	Drehrichtung: DP-360 (0,04), Sa (0,04), Sal (0,03), Dt-360 (0,02)	
SD	1	Drehzahl (4,71)		
	2	WW (0,69)	2a	Drehrichtung: Rku (0,37), Sa (0,27), Ssk (0,05)
	3	Oberfläche (0,40)	3a	linear: Rku (0,22), Sa (0,13), Ssk (0,05)
	4	Radialkraft (0,21)		

Tabelle 14.21: Übersicht Ergebnisse Regression Dichtspalttemperatur

	Pos	Eingangsgröße (Varianz)	Pos	Kenngroße
BS	1	Drehzahl (347,45)		
	2	Drehrichtung (3,35)		
	3	WW (3,09)	3a	Drehrichtung: Ssk (0,88), Sa (0,82), Rku (0,38)
			3b	Drehzahl: Sa (0,71), Ssk (0,25), Rku (0,05)
	4	Oberfläche (2,28)	4a	linear: Sa (1,56), Rku (0,15)
4b			quadratisch: Sa (0,57)	
SF	1	Drehzahl (274,04)		
	2	Oberfläche (4,85)	2a	linear: DP-360 (2,44), Dv-36 (1,48), Ssk (0,60), Str (0,22), Dv-360 (0,11)
	3	WW (4,28)	3a	Drehzahl: Dv-36 (1,62), DP-360 (0,98), Str (0,65), Ssk (0,29)
			3b	Drehrichtung: DP-360 (0,28), Str (0,26), Ssk (0,11), Dv-360 (0,09)
		Drehrichtung (1,31)		
RD	1	Drehzahl (723,65)		
	2	WW (3,72)	2a	Drehrichtung: Sal (1,01), Std (0,22)
			2b	Drehzahl: Sal (0,95), Sdt (0,92), DP-360 (0,62)
	3	Oberfläche (1,45)	3a	linear: Sa (1,01), Dt-360 (0,44)
4	Drehrichtung (0,64)			
SD	1	Drehzahl (534,04)		
	2	WW (9,98)	2a	Drehrichtung: Rku (3,99), Sa (0,37)
			2b	Drehzahl: Rku (3,17), Ssk (2,46)
	3	Oberfläche (0,96)	3a	linear: Sa (0,68), Ssk (0,11)
			3b	quadratisch: Ssk (0,16)
4	Radialkraft (0,44)			

14.5 Ergebnisse der Förderuntersuchungen

14.5.1 Förderwirkung des Dichtsystems

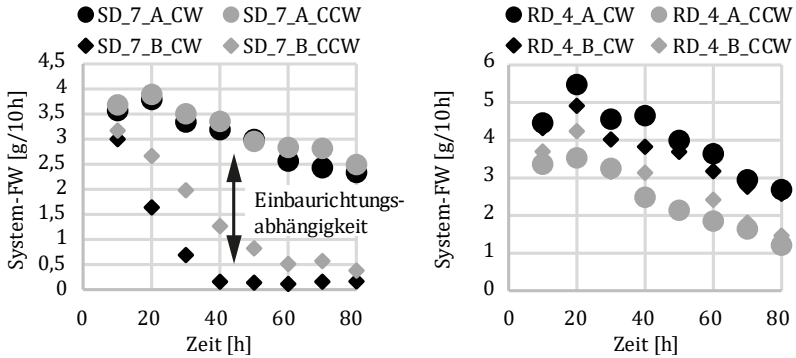


Bild 14.41: Einfluss der Einbaurichtung der DGLF auf den Verlauf der System-FW über der Versuchsdauer bei SD- (links) und RD-DGLF (rechts)

14.5.2 Förderwirkung der DGLF und des RWDRs

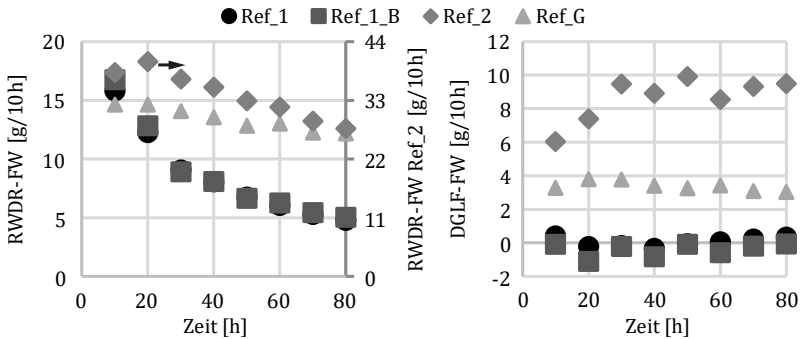


Bild 14.42: Verlauf der DGLF-FW (links) und RWDR-FW (rechts) über der Versuchsdauer bei Dichtsystemen mit Ref-DGLF

14.5.3 Ergebnisse der Regressionsanalysen

Tabelle 14.22: R_{kor}^2 - Werte für die Regressionsanalysen der FW-Versuche

Fertigungs- verfahren	System-FW	DGLF-FW	RWDR-FW
BS	88,73 %	96,96 %	88,71 %
SF	99,44 %	99,99 %	99,57 %
RD	85,87 %	95,97 %	88,78 %
SD	82,56 %	99,21 %	90,16 %

14.6 Ergebnisse der Praxisuntersuchungen

14.6.1 Temperatur

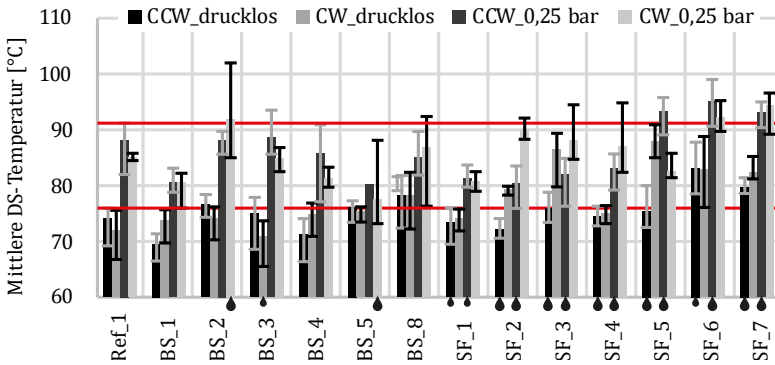


Bild 14.43: Vergleich der DS-Temperaturen bei Dichtsystemen mit Ref-, BS- und SF-DGLF

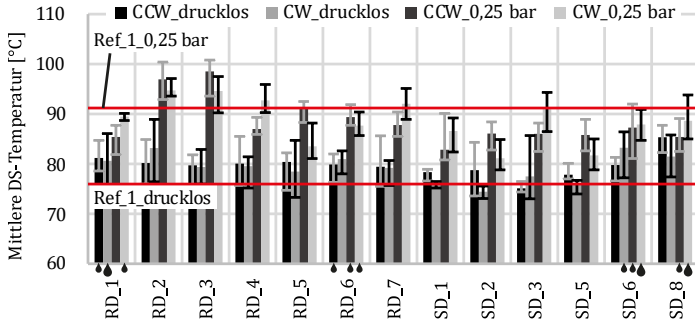


Bild 14.44: Vergleich der DS-Temperaturen bei Dichtsystemen mit RD- und SD-DGLF

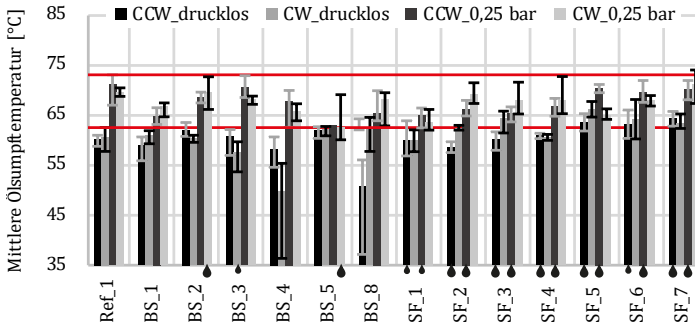


Bild 14.45: Vergleich der Ölsumpftemperaturen bei Dichtsystemen mit Ref-, BS- und SF-DGLF

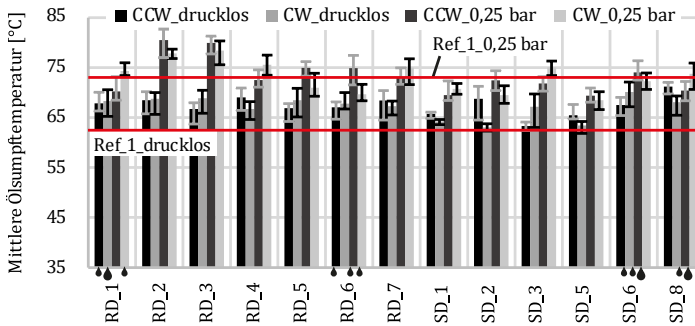


Bild 14.46: Vergleich der Ölsumpftemperaturen bei Dichtsystemen mit RD- und SD-DGLF

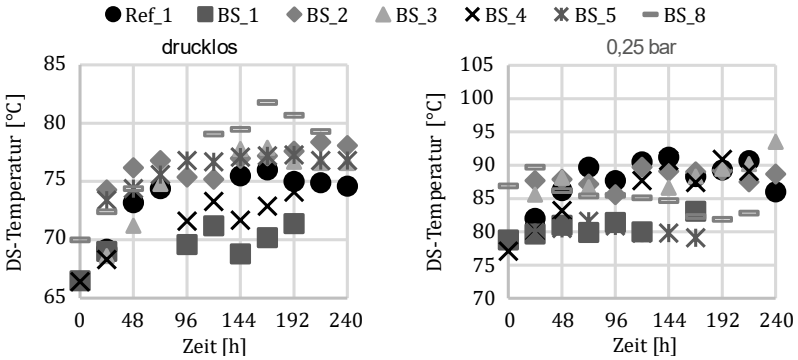


Bild 14.47: Verlauf der DS-Temperatur (BS-DGLF, CCW, links: drucklos, rechts: 0,25 bar)

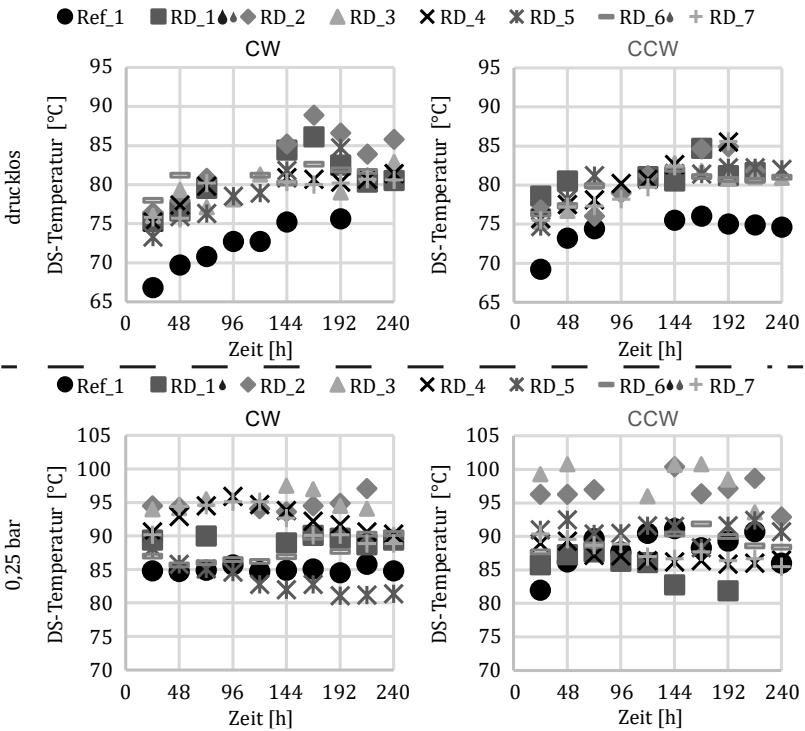


Bild 14.48: Verlauf der DS-Temperatur (RD-DGLF, oben: drucklos, unten: 0,25 bar, links: CW, rechts: CCW)

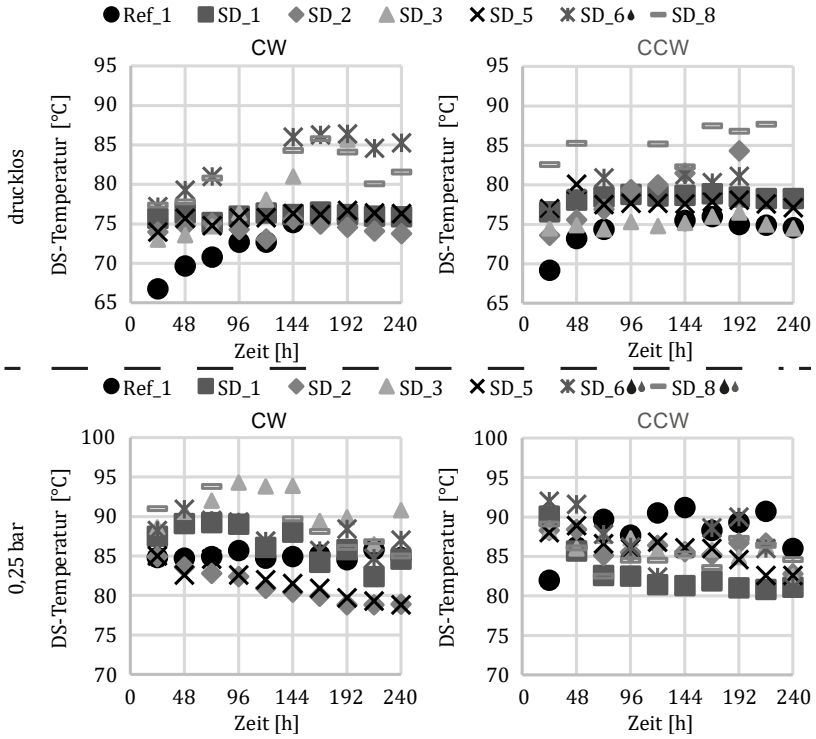


Bild 14.49: Verlauf der DS-Temperatur (SD-DGLF, oben: drucklos, unten: 0,25 bar, links: CW, rechts: CCW)

14.6.2 Verschleiß

RWDR

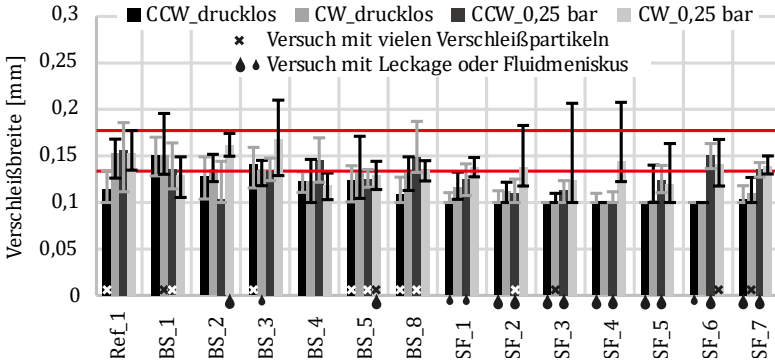


Bild 14.50: Verschleißbreite der Dichtkanten bei Ref-, BS- und SF-DGLF

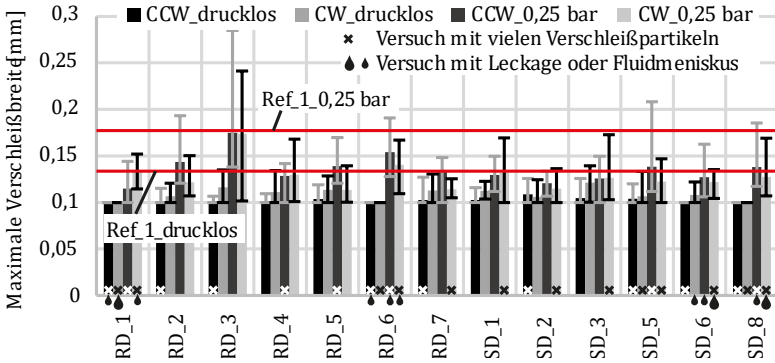


Bild 14.51: Verschleißbreite der Dichtkanten bei RD- und SD-DGLF

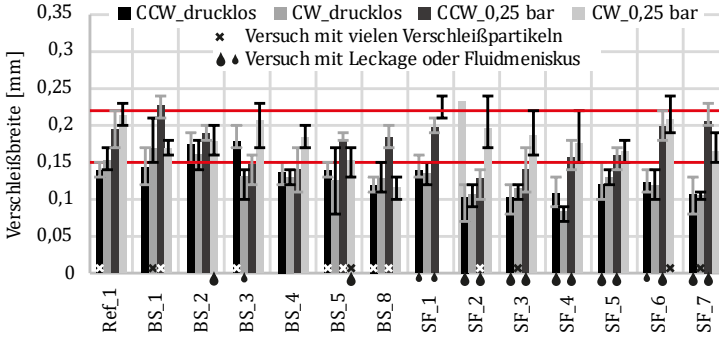


Bild 14.52: Verschleißbreite der Dichtkanten bei Ref-, BS- und SF-DGLF (Digitalmikroskop)

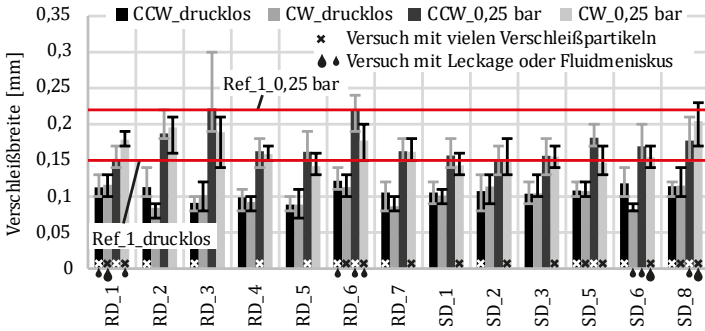


Bild 14.53: Verschleißbreite der Dichtkanten bei RD- und SD-DGLF (Digitalmikroskop)

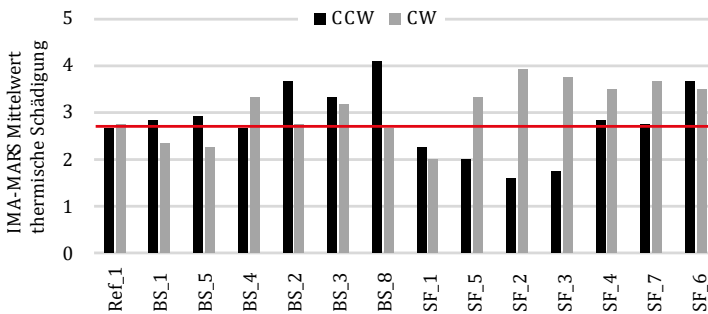


Bild 14.54: Bewertung thermische Schädigung Dichtkante bei Ref-, BS- und SF-DGLF

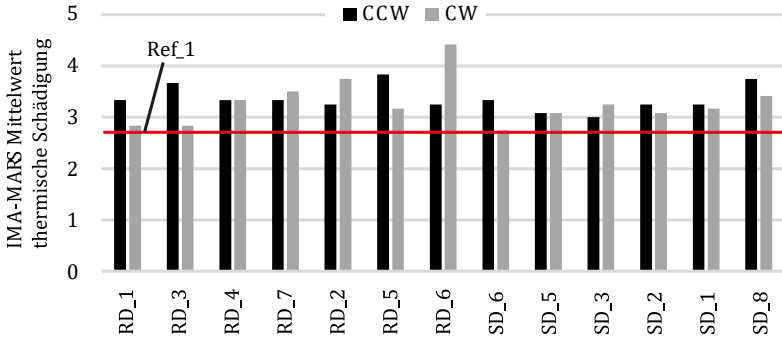


Bild 14.55: Bewertung thermische Schädigung Dichtkante bei RD- und SD-DGLF

Vergleich RWDR-Verschleiß und DGLF-Topographie

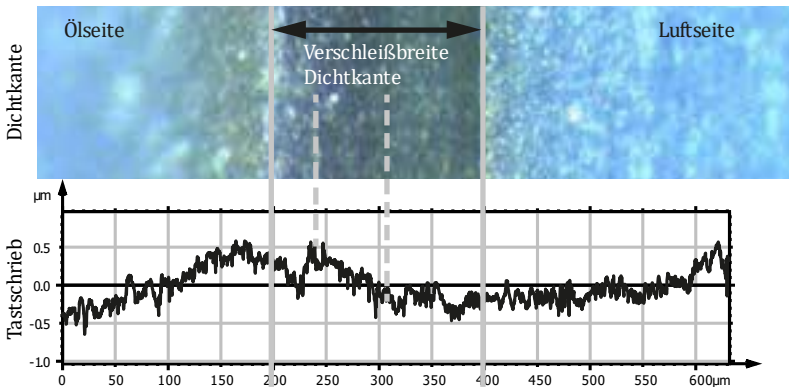


Bild 14.56: Vergleich des Dichtkantenverschleißes mit der Topographie der DGLF im Bereich der Laufspur (RD_7, CW, 0,25 bar)

14.6.3 Rauheit Dichtkante

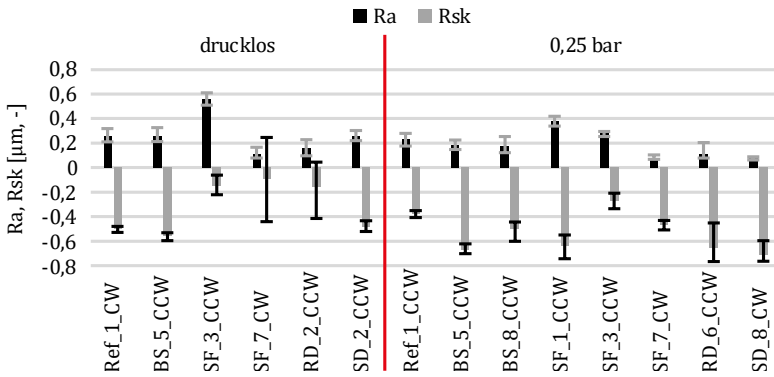


Bild 14.57: Rauheit (Ra und Rsk) der Dichtkante in axialer Richtung; links: drucklos, rechts: 0,25 bar Überdruck

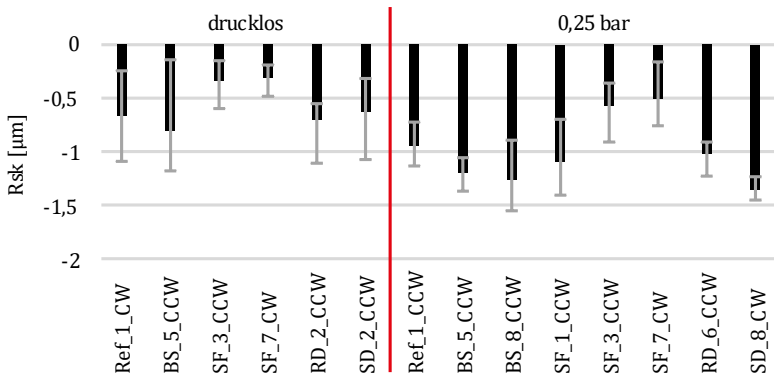


Bild 14.58: Rauheit (Rsk) der Dichtkante in Umfangsrichtung; links: drucklos, rechts: 0,25 bar Überdruck (Grenzwellenlänge 0,25 mm)

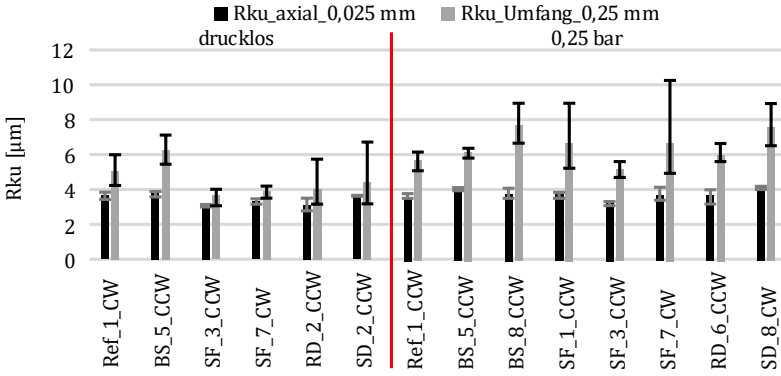


Bild 14.59: Vergleich Rauheit (Rku) der Dichtkante; links: drucklos, rechts: 0,25 bar Überdruck

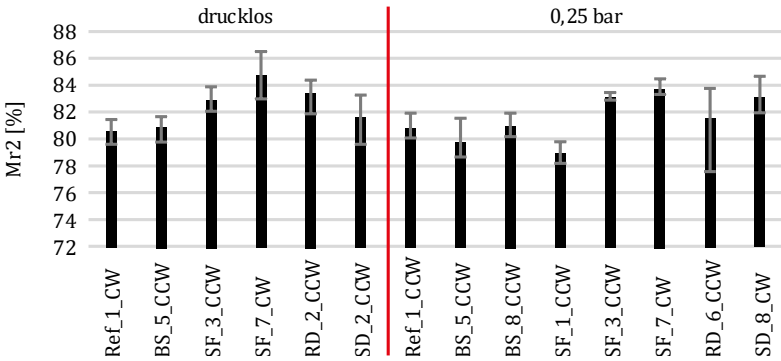


Bild 14.60: Vergleich Rauheit (Mr2) der Dichtkante; links: drucklos, rechts: 0,25 bar Überdruck

14.6.4 Ergebnisse der Regressionsanalysen

Tabelle 14.23: Übersicht Ergebnisse Regression IMA-MARS-Bewertung

	Pos	Eingangsgröße (Varianz)	Pos	Kenngroßen (Varianz)
BS	1	Oberfläche (0,88)	1a	linear: SdmedianV (0,30), Smr1 (0,18), Ssk (0,14), Sa (0,14)
			1b	quadratisch: SdmedianV (0,12)
	2	Stat. Exzentr. (0,41)		
	3	Drehrichtung (0,32)		
SF	4	WW (0,25)	4a	Drehrichtung: SdmedianV (0,08), Ssk (0,06)
			4b	Ölsumpftemperatur: Sa (0,11)
	1	Ölsumpft. (1,71)		
	2	Drehrichtung (0,72)		
3	Dyn. Exzentr. (0,21)			
4	Oberfläche (0,19)	4a	linear: Str (0,19)	
RD	1	Oberfläche (1,38)	1a	linear: SdmedianV (0,43), Sdt (0,35), DP-360 (0,31), Ssk (0,29)
	2	Dyn. Exzentr. (0,32)		
	3	Druck (0,31)		
4	WW (0,20)	4a	Drehrichtung: Std (0,13), SdmedianV (0,06)	
SD	1	Oberfläche (0,76)	1a	linear: Smr1 (0,28), SdmedianS (0,25), DP-360 (0,23)
	2	WW (0,71)	2a	Ölsumpftemperatur: Smr1 (0,27), DP-360 (0,22), SdmedianS (0,22)
	3	Stat. Exzentr. (0,31)		

14.7 Übertragbarkeit der Ergebnisse auf andere Systeme

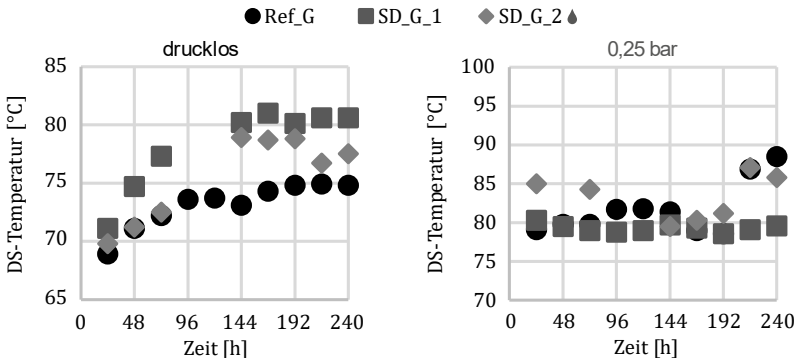


Bild 14.61: Verlauf der DS-Temperatur über der Versuchsdauer (Guss-DGLF, links: drucklos, rechts: 0,25 bar Überdruck)

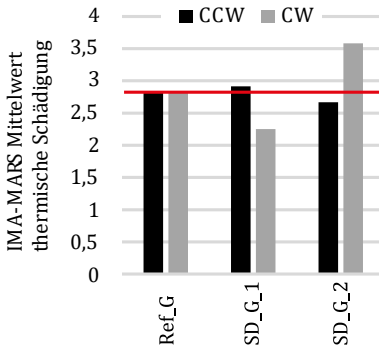


Bild 14.62: Bewertung thermische Schädigung Dichtkante bei Guss-DGLF

Lebenslauf

Persönliche Daten

Markus Schulz

geboren am 18. September 1987 in Geislingen an der Steige

Schulbildung

1994 – 1998	Grundschule Deggingen
1998 – 2007	Michelberg-Gymnasium Geislingen an der Steige

Zivildienst

07/2007 – 03/2008	Vinzenz Klinik für Rehabilitation und Vorsorge Bad Ditzgenbach
-------------------	---

Studium

10/2008 – 04/2012	Universität Stuttgart, Studiengang: Maschinenbau Abschluss: Bachelor of Science
04/2012 – 03/2015	Universität Stuttgart, Studiengang: Maschinenbau Abschluss: Master of Science
10/2015 – 10/2016	Friedrich-Schiller-Universität Jena, Studiengang: Gewerblicher Rechtsschutz Abschluss: Patent-Ingenieur

Beruf

05/2015 – 04/2021	Akademischer Mitarbeiter Institut für Maschinenelemente Universität Stuttgart
seit 05/2021	Entwicklungsingenieur Cellcentric GmbH & Co. KG Kirchheim/Teck-Nabern

Liste der bisher erschienenen Berichte aus dem IMA:

Nr.	Verfasser	Titel
1	H.K. Müller	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion von Hochdruckdichtungen an schnelllaufenden Wellen
2	W. Passera	Konzentrisch laufende Gewinde-Wellen-Dichtung im laminaren Bereich
	K. Karow	Konzentrische Doppelgewindewellendichtung im laminaren Bereich
3	F.E. Breit	Die Kreiszyklinderschalenichtung: 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 Eingriffstörungen beim Hohlrad-Verzahnens 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 Leakage- 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 Geradstrahlräder
16	N. Messner	Untersuchung von Hydrauliktangendichtungen 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 Kleinstmengen-schmierung
25	A. Wolf	Untersuchungen zum Abdichtverhalten von druckbelastbaren Elastomer- und PTFE-Wellendichtungen
26	P. Waidner	Vorgänge im Dichtspalt waserabdichtender 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;	Forschungsarbeiten zur Zuverlässigkeit im Maschinenbau
	K.-H. Hirschmann;	
	B. Bertsche	
30	H.-J. Prokop	Zum Abdicht- und Reibungsverhalten von Hydrauliktangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
31	K. Kleinbach	Qualitätsbeurteilung von Kegelradsätzen durch integrierte Prüfung von Tragbild, Einflankenwälzabweichung und Spielverlauf
32	E. Züm	Beitrag zur Erhöhung der Meßgenauigkeit und -geschwindigkeit eines Mehrkoordinatentasters
33	F. Jauch	Optimierung des Antriebsstranges von Kraftfahrzeugen durch Fahrsimulation
34	J. Grabscheid	Entwicklung einer Kegelrad-Laufrüfmaschine mit thermo grafischer Tragbild erfassung
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;	Berührungsfreie Spindelabdichtungen im Werkzeugmaschinenbau. Konstruktionskatalog
	H.K. Müller	

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 Wälzlagerseinheiten 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 geradzahnnten 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. Nauenheimer	Beitrag zur Entwicklung von Stufenlosgetrieben mittels Fahrsimulation
58	G. Neumann	Thermografische Tragbilderfassung an rotierenden Zahnrädern
59	G. Wüstenhagen	Beitrag zur Optimierung des Entlasteten Wellendichtrings
60	P. Brodbeck	Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Bauteilzuverlässigkeit und zur System-berechnung 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 übersetzten Radpaaren
64	D. Schwuchow	Sonderverzahnungen für Zahnpumpen mit minimaler Volumensrompulsation
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 Qualitätswissenssystems 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 unsharpen 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 Wälzfräs-erherstellung 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-Bearbeitungen
84	Ch. Dörr	Ermittlung von Getriebebelastungskollektiven mittels Winkelbeschleunigungen
85	A. Veil	Integration der Berechnung von Systemzuverlässigkeiten in den CAD-Konstruktionsprozeß
86	U. Frenzel	Rückenstrukturierte Hydrauliktangendichtungen 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 Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
92	M. Bast	Beitrag zur werksstückorientierten 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. Haiser	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. Würthner	Rotierende Wellen gegen Kühlschmierstoff und Partikelberührungsfrei 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-Wellendichtring, Gegenauflfläche und Fluid
118	P. Pozsgai	Realitätsnahe Modellierung und Analyse der operativen Zuverlässigkeitskennwerte technischer Systeme
119	H. Li	Untersuchungen zum realen Bewegungsverhalten von Losteilen 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 Spirallille - 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 hocheffizient strukturierter Gleitfläche
135	G. Baitinger	Multiskalenansatz mit Mikrostrukturanalyse zur Drallbeurteilung von Dichtungsgegenauflflächen

Nr.	Verfasser	Titel
136	J. Gäng	Berücksichtigung von Wechselwirkungen bei Zuverlässigkeitsanalysen
137	C. 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 Gegenläufflächen auf das tribologische System Radial-Wellendichtung
142	T. Prill	Beitrag zur Gestaltung von Leichtbau-Getriebegehäusen und deren Abdichtung
143	D. Hofmann	Verknüpfungsmo- dell zur Verlässigkeitsrelevanter Informationen in der Produktentwicklung mechatronischer Systeme
144	M. Wacker	Einfluss von Drehungleichförmigkeiten auf die Zahnradlebensdauer in Fahrzeuggetrieben
145	B. Jakobi	Dichtungsgerausche am Beispiel von Pkw-Lenkungen – Analyse und Abhilfemaßnahmen
146	S. Kiefer	Bewegungsverhalten von singulären Zahnradstufen mit schaltbaren Koppelungseinrichtungen
147	P. Fietkau	Transiente Kontaktberechnung bei Fahrzeuggetrieben
148	B. Klein	Numerische Analyse von gemischten Ausfallverteilungen in der Zuverlässigkeitstechnik
149	M. Klaiber	Betriebs- und Benetzungseigenschaften im Dichtsystem Radial-Wellendichtung am Beispiel von additiven synthetischen Schmierölen
150	A. Baumann	Rasselgeräuschminimierung von Fahrzeuggetrieben durch Getriebeöle
151	M. Kopp	Modularisierung und Synthese von Zuverlässigkeitsmethoden
152	M. Narten	Abdichten von fließfettgeschmierten Getrieben mit Radialwellendichtungen – Reibungsmin- derung durch Makrostrukturierung der Dichtungsgegenläuffläche
153	P. Schuler	Einfluss von Grenzflächeneffekten auf den Dichtmechanismus der Radial-Wellendichtung
154	A. Romer	Anwendungsspezifischer Zuverlässigkeitsnachweis auf Basis von Lastkollektiven und Vorwissen
155	A. Daubner	Analyse, Modellierung und Simulation von Verschleiß auf mehreren Skalen zur Betriebsdauer- vorhersage von Wellendichtungen aus PTFE-Compound
156	J. Rowas	Ökologischer Einsatz der Traktionsarten im System Bahn
157	D. J. Maier	Sensorlose online Zustandserfassung von Vorhabenkomponenten in Werkzeugmaschinen
158	J.-P. Reibert	Statisches Abdichten auf nicht idealen Dichtflächen in der Antriebstechnik
159	M. Sommer	Einfluss des Schmierfetts auf das tribologische System Radial-Wellendichtung – Betriebsverhalten und Funktionsmodell
160	W. Haas	Basics der Dichtungstechnik
161	U. Nißler	Dichtheit von Hydrauliktangendichtungen aus Polyurethan
162	S. M. Neuburger	Entwicklung einer gasgeschmierten Gleitringdichtung für den Einsatz im Verbrennungsmotor
163	W. Goujavin	Strömungsmechanische Untersuchungen zur Funktionsweise von Manschettendichtungen aus PTFE-Compounds mit Rückförderstrukturen
164	K. Mutter	Simulation der Zuverlässigkeit von Gesamtfahrzeu- gfunktionen am Beispiel Fahrkomfort
165	S. Sanzenbacher	Reduzierung von Getriebe- geräuschen durch Körperschallmin- derungsmaßnahmen
166	O. Koller	Zuverlässigkeit von Leistungsmodulen im elektrischen Antriebsstrang
167	M. Remppis	Untersuchungen zum Förderverhalten von Dichtsystemen mit Radial-Wellendichtungen aus Elastomer
168	M. Baumann	Abdichtung drallbehafter Dichtungsgegenläufflächen – Messung, Analyse, Bewertung und Grenzen
169	M. Schenk	Adaptives Prüfstandsverhalten in der PKW-Antriebsstrangerprobung
170	J. Gözl	Manschettendichtungen aus PTFE-Compounds, Funktionsmechanismus von PTFE-Manschettendichtungen und Entwicklung von Rückförderstrukturen für beidseitig drehende Wellen
171	J. Kümmel	Schmutzabdichtung mittels Fettgefüllter Berührungsfreier Wellendichtungen
172	S. Bader	Gehäusedichtungen unter korrosiver Last
173	J. Juskowiak	Beanspruchungsgerechte Bestimmung des Weibull-Formparameters für Zuverlässigkeitsprognosen
174	F. Jakob	Nutzung von Vorkenntnissen und Raffungsmodellen für die Zuverlässigkeitsbestimmung
175	N. P. Tonius	Klauenschaltelemente in Stufenautomatgetrieben
176	V. Schweizer	Berücksichtigung und Bewertung streuender Einflussgrößen in der Zuverlässigkeitssimulation
177	F. Bosch	Abdichtung trockener Stäube mit fettgefüllten berührungsfreien Wellendichtungen
178	M. Botzler	Präventive Diagnose abnutzungsabhängiger Komponentenausfälle
179	C. Fehrenbacher	Förderverhalten im Dichtsystem Radial-Wellendichtung

Nr.	Verfasser	Titel
180	B. Heumesser	Optimierung des Klapper- und Rasselgeräuschverhaltens bei Doppelkupplungsgetrieben
181	A. Eipper	Einfluss transienter Betriebsbedingungen auf den RWDR im System Radial-Wellendichtung
182	Alexander Buck	Einfluss der Oberflächenrauheit auf den Verschleiß an Hydraulikstangendichtungen
183	Andrea Buck	Simulation und Optimierung der Instandhaltung unter Berücksichtigung sich ändernder Belastungen mittels Petrinetzen
184	St. Kemmler	Integrale Methodik zur Entwicklung von robusten, zuverlässigen Produkten
185	T. Rieker	Modellierung der Zuverlässigkeit technischer Systeme mit stochastischen Netzverfahren
186	M. Bartholdt	Kunden- und kostenorientierte Zuverlässigkeitszielermittlung
187	V. Warth	Systematische Synthese und Bewertung von Stufenlosgetrieben
188	N. Nowizki	Funktionale Sicherheit und Zuverlässigkeit in frühen Phasen der Produktentwicklung
189	F. Schiefer	Additive Fertigung von Radial-Wellendichtungen
190	M. Dazer	Zuverlässigkeitstestplanung mit Berücksichtigung von Vorwissen aus stochastischen Lebensdauerberechnungen
191	J. Totz	Funktionsuntersuchungen an Dichtsystemen mit weichgeschliffenen Dichtungsgegenauflflächen und Radial-Wellendichtungen aus NBR
192	M. Stoll	Entwicklung und Funktionsanalyse rückstrukturierter Manschettendichtungen aus PTFE-Compound
193	N. Dakov	Elastohydrodynamische Simulation von Wellendichtungen am Beispiel der PTFE-Manschettendichtung mit Rückförderstrukturen
194	Z. Beslic	Modellierung der Schadensdegradation Zahnradgrüben bei Fahrzeuggetrieben
195	St. Jetter	Zuverlässigkeitsprognose mechanischer Komponenten auf Basis simulierter Betriebsfestigkeit
196	O. R. Orozco	Availability of Particle Accelerators: requirements, prediction methods and optimization
197	V. Schramm	Dependable System Development Methodology and Case Study for the LHC Beam Loss Monitoring System at CERN
198	J. Gröber	Zuverlässigkeitsanalyse neuartiger mechatronischer Systeme
199	K. Lucan	Methodische Ermittlung von repräsentativen Lastkollektiven am Beispiel der Nutzfahrzeugaufbremse
200	F. Müller	Realitätsnahe Modellierung, Simulation und Analyse der operativen Zuverlässigkeits- und Verfügbarkeitskennwerte technischer Systeme mit Vertrauensbereich
201	A. Ostertag	Zuverlässigkeit, Sicherheit und Nachhaltigkeit adaptiver Tragwerke
202	A. Kremer	Statistische Versuchsplanung in der Lebensdauererprobung mit Vertrauensintervallen
203	T. Herzig	Anforderungsgerechte Produktauslegung durch Planung effizienter beschleunigter Zuverlässigkeitstests
204	M. Henss	Methodik zur Konzeption, Analyse und Modellierung von Lösungen im Prognostic and Health Management (PHM)
205	Y. Gretzinger	Steigerung der nutzbaren Restlebensdauer von Zahnrädern durch eine adaptive Betriebsstrategie
206	A.J. Köhler	Nachweis der Wirksamkeit zeitdiskreter technischer Sicherheitsmechanismen am Beispiel des automatisierten Fahrens
207	S. Skorsetz	Methode zur Übertragbarkeit von Kraftschlussmessungen an Rollenprüfständen unterschiedlicher Skalierung
208	H. Tavakolinik	Beurteilung der Realisierbarkeit der virtuellen Kupplung in Bezug auf Abstandsregelung
209	F. Long	Realitätsnahe Modellierung und Analyse der Verfügbarkeit von Produktionssystemen in Industrie 4.0
210	S. Imle	Modelling and optimization of safety and availability for subsea all-electric Xmas Trees
211	P. an Bergen	Methode zur simulationsbasierten Nachweis der funktionalen Sicherheit fehlertoleranter Systeme
212	M. Diesch	Verknüpfung von Zuverlässigkeitstechnik und Prognostic and Health Management mittels virtueller Sensoren
213	A. Grundler	Zuverlässigkeitsnachweis von Systemen durch Komponenten- und Systemtests unter Berücksichtigung von Vorkenntnissen
214	O. Feuchtmüller	Zur Schmierfilmbildung und Reibung von Stangendichtungen