

SCHLUPF- UND ANSCHMIERUNTERSUCHUNGEN
ZU VOLLROLLIGEN, KLEINEN
ZYLINDERROLLENLAGERN UNTER RADIAL
EXZENTRISCHER UND AXIALER BELASTUNG

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

Dr.-Ing.

genehmigte Dissertation

von

M. Sc. Patrick Stuhler

2024

1. Referent:
2. Referent:
Vorsitzender:
Tag der Promotion:

Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll
Prof. Dr.-Ing. Hubert Schwarze
Prof. Dr.-Ing. Jörg Wallaschek
21.03.2024

VORWORT

Nahezu viereinhalb Jahre sind seit Beginn der Doktorarbeit vergangen. Die Unterstützung im beruflichen, aber auch privaten Umfeld hat mir diesen Weg deutlich erleichtert. Hierfür möchte ich allen Beteiligten besonderen Dank aussprechen.

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Doktorandenzeit bei der Bosch Rexroth AG am Standort Elchingen. Für das ins Leben rufen des Projekts, die fachliche, aber auch persönliche Betreuung sowie die freie Hand bei der Gestaltung des Themas möchte ich mich besonders bei Frau Dr. Nadine Nagler bedanken.

Mein herzlichster Dank gilt außerdem meinem Doktorvater Herrn Professor Gerhard Poll, Leiter des Instituts für Maschinenkonstruktion und Tribologie der Leibniz Universität Hannover, für die äußerst freundliche und stets produktive Betreuung, die Unterstützung bei Veröffentlichungen, dem Aufbau eines Netzwerks sowie als Quelle für nahezu endloses Wissen an tribologischen Zusammenhängen und Forschungsergebnissen.

Meinen besonderen Dank möchte ich an alle Bosch-Kollegen richten, die mich in meiner Doktorandenzeit unterstützt haben: Steffen Köhler für die Unterstützung an den Prüfständen, die Diskussion neuer Ideen sowie den freundschaftlichen Austausch beim Tisch-Kickern. Stephan Rohde für die Einarbeitung zum Anschmieren und den Prüfständen. Joachim Färber und Fahrudin Behremovic als Monteure meines Vertrauens - ohne euch wäre die schier endlose Anzahl an Versuchen nicht möglich gewesen. Meinem Weggefährten Marius Wolf, der durch Bearbeitung desselben Themas mit dem Fokus auf der Simulation stets ein hervorragender Partner für Diskussionen zum Kinematikverhalten von Zylinderrollenlagern war. Meinen Studenten für die intensive Mitarbeit an diesem Projekt, aber auch die unterhaltsamen Stunden in- und außerhalb der Arbeitszeit. Ohne euch wäre der große Umfang der Untersuchungen nicht möglich gewesen: Lukas Horrenberger und Julian Dreblow für die Mitentwicklung und Inbetriebnahme des neuen Wälzkörperprüfstands, Moritz Klappenberger für die Unterstützung bei den Versuchen, Maximilian Romeser für die automatisierte Schlupferfassung innerhalb seiner prämierten Bachelorarbeit und der Unterstützung davor und danach als Praktikant, Werkstudent und Freund während nahezu der gesamten Doktorandenzeit. Herzlichen Dank für die ausführlichen Korrekturhinweise und Verbesserungsideen zur Dissertation - ihr habt das Niveau nochmal deutlich angehoben: David Breuer, Stefan Haug, Steffen Köhler und Moritz Klappenberger. Allen übrigen Kollegen danke ich für den familiären und freundschaftlichen Umgang, bei dem stets die Lösung und nicht das Problem im Vordergrund stand.

Ein großer Dank gebührt auch den Kollegen der Schaeffler AG und hierunter vor allem Rene Scherder und Dr. Bernd Vierneusel für die Kooperation über die Unternehmensgrenzen hinweg, das zur Verfügung Stellen von 125 charginenreinen Lagern und den gewinnbringenden Austausch zum Anschmieren in vollrolligen Zylinderrollenlagern.

Mein von Herzen kommender Dank geht allen voran an meine Freunde und Familie. An meine Eltern, die es mir ermöglicht haben, diesen Weg einzuschlagen und mich immer unterstützt haben. Meiner Freundin Daniela, die mich schon meine gesamte Studienzeit begleitet, möchte ich diese Arbeit widmen. Danke für die seelische und moralische Unterstützung und das entgegenbrachte Verständnis!

ABSTRACT

SLIP AND SMEARING INVESTIGATION OF SMALL FULLCOMPLEMENT CYLINDRICAL ROLLER BEARINGS UNDER RADIAL ECCENTRIC AND AXIAL LOAD

This dissertation examines smearings and the associated conditions leading to them. Simplified, these smearings occur due to the combination of high sliding velocities, simultaneous contact pressures, and insufficient formation of lubricating films. They belong to the adhesive wear and take place on the roughness level. Due to the damage to the surface topography, profile abrasion, and microstructural changes, they lead to premature surface fatigue.

Currently, there is insufficient fundamental knowledge regarding the kinematic behavior (slip) or smearing prediction for combined loaded cylindrical roller bearings. The theoretical analysis and the extensive experiments conducted in this study contribute to filling this gap.

To measure slip, the voltage induced by a diametrical magnet rotating with a roller is measured in a coil. With a newly developed method, signals with strong noise and high kinematic dynamics can be evaluated. More than 20,000 measurement points are recorded, of which 3,192 are presented in characteristic maps in this work. These maps demonstrate the reproducible influence of axial force, eccentric radial force, rotational speed, oil temperature, axial and radial clearance. It becomes apparent that high slip does not necessarily cause smearings since it occurs over wide ranges of operating conditions. However, appropriate selection of bearing tolerances shows a potential reduction in the risk of smearings by decreasing slip and also decreasing tilting of the rolling elements.

By statistically designed test series, the time of smearing occurrence can be narrowed down to the first 60 s after the start of the experiment for the majority of tests. At this time, due to the absence of thermal operational clearance reduction and high initial oil resistance, almost all test points exhibit high slip and significant tilting of the rolling elements. Furthermore, a statistically significant model is obtained regarding the main effects and interactions of load and tolerance variables. Based on the results, critical operating windows can be avoided and smearing risk can be reduced, especially at the beginning of the application. The most critical combination of parameters is found to be low rotational speed and high axial force. Significantly responsible for the observed smearings are also tiltings, which result in one-sided wear on rollers and rings.

In addition, a newly developed model test rig is presented and put into operation, allowing the targeted investigation of smearings in the contact between rolling elements and bearing rings using the necessary influencing parameters. The innovative concept enables direct measurement of tilting and sensor-supported, fast alignment and conversion of the test rig.

Keywords: Smearing, fullcomplement roller bearing, slip

ZUSAMMENFASSUNG

SCHLUPF- UND ANSCHMIERUNTERSUCHUNGEN ZU VOLLROLLIGEN, KLEINEN ZYLINDERROLLENLAGERN UNTER RADIAL EXZENTRISCHER UND AXIALER BELASTUNG

In dieser Dissertation werden Ansmierungen sowie die hierzu führenden Bedingungen untersucht. Vereinfacht entstehen diese durch die Kombination aus hohen Gleitgeschwindigkeiten mit gleichzeitig vorliegenden Kontaktpressungen und unzureichender Schmierfilmbildung. Sie zählen zum adhäsiven, auf Rauheitsebene stattfindenden Verschleiß. Aufgrund der Beschädigung der Topographie, dem Abtrag des Profils als auch durch Gefügeänderungen führen sie zur frühzeitigen Ermüdung der Oberfläche.

Für kombiniert belastete Zylinderrollenlager liegt zum derzeitigen Stand kein ausreichendes Grundlagenwissen vor, um das kinematische Verhalten (Schlupf) oder Ansmierungen vorherzusagen. Die theoretische Betrachtung sowie die ausführlichen Versuche in der vorliegenden Arbeit tragen dazu bei, diese Lücke zu schließen.

Für die Erfassung des Schlupfs wird die Spannung gemessen, die durch einen mit einem Wälzkörper rotierenden Diametralmagneten in einer Spule induziert wird. Durch eine neu entwickelte Methode können Signale mit starkem Rauschen sowie hoher Dynamik der Kinematik ausgewertet werden. Mehr als 20.000 Messpunkte werden aufgezeichnet, von denen 3.192 in dieser Arbeit in Kennfeldern abgedruckt sind. Diese zeigen reproduzierbar den Einfluss der Axialkraft, einer exzentrischen Radialkraft, der Drehzahl, der Öltemperatur sowie des axialen und radialen Betriebsspiels. Hierdurch wird ersichtlich, dass ein hoher Schlupf nicht zwangsläufig Ansmierungen hervorruft, da dieser über weite Bereiche der Betriebsbedingungen vorliegt. Dennoch zeigt sich durch geeignete Wahl der Lagertoleranzen eine mögliche Reduzierung des Ansmierrisikos durch sinkenden Schlupf sowie darüber hinaus abnehmende Schiefstellungen der Wälzkörper.

Durch statistisch ausgelegte Versuchsreihen lässt sich der Zeitpunkt des Ansmierens für den Großteil der Versuche auf die ersten 60 s nach Versuchsstart eingrenzen. Durch die fehlende thermische Betriebsspielreduzierung sowie den hohen Ölwiderstand zu Beginn liegen zu diesem Zeitpunkt für nahezu alle Versuchspunkte hoher Schlupf und starke Schiefstellungen der Wälzkörper vor. Zudem ergibt sich ein statistisch signifikantes Modell hinsichtlich der Haupteffekte und Wechselwirkungen aus Last- und Toleranzgrößen. Anhand der Ergebnisse können vor allem zu Beginn der Anwendung kritische Betriebsfenster zukünftig vermieden und das Ansmierrisiko gesenkt werden. Als kritischste Parameterkombination stellt sich eine niedrige Drehzahl mit hoher Axialkraft heraus. Maßgeblich verantwortlich für die beobachteten Ansmierungen sind zudem Schiefstellungen, welche zu einseitigem Verschleiß auf Rollen und Ringen führen.

Darüber hinaus wird ein neu entwickelter Modellprüfstand vorgestellt und in Betrieb genommen, welcher die gezielte Untersuchung von Ansmierungen im Kontakt zwischen Wälzkörper und Lagerringen anhand der erforderlichen Einflussparameter ermöglicht. Durch das neuartige Konzept ist die direkte Messung der Schiefstellungen sowie eine sensorgestützte, schnelle Ausrichtung und Umrüstung des Prüfstands möglich.

Schlagworte: Ansmieren, vollrollige Zylinderrollenlager, Schlupf

VERÖFFENTLICHUNGEN

Einige Ergebnisse und Abbildungen der vorliegenden Arbeit sind Bestandteile der folgenden Veröffentlichungen:

P. Stuhler und N. Nagler. „Adhäsiver Verschleiß in vollrolligen Zylinderrollenlagern: Ansmieren“. In: *Tribologie und Schmierungstechnik* 67.1 (2020), S. 47

P. Stuhler und N. Nagler. „Stand der Technik: Ansmierungen in Radial-Zylinderrollenlagern“. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 86.1 (2022), S. 1–20

P. Stuhler und N. Nagler. „Smearing in full complement roller bearings: Parameter study and damage analysis“. In: *Proc. Inst. Mech. Eng., Part J* (2022)

P. Stuhler u. a. „Experimental and numerical investigations of slip behavior for combined loaded full-complement cylindrical roller bearings“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 236.12 (2022), S. 2363–2374

INHALTSVERZEICHNIS

1	EINLEITUNG	1
2	STAND DER TECHNIK UND FORSCHUNG	3
2.1	Vorkommen und Mechanismus	3
2.1.1	Einflüsse auf das Anschmieren	4
2.1.2	Schlupf in Radial-Zylinderrollenlagern	9
2.2	Temperaturmodelle zur Vorhersage von Fressen	14
2.2.1	Allgemein	14
2.2.2	Fresstragfähigkeit von Zahnrädern	15
3	MOTIVATION, ZIELSETZUNG UND VORGEHENSWEISE	17
4	EXPERIMENTELLE METHODEN UND VORRICHTUNGEN	19
4.1	Wälzlagerprüfstand	19
4.2	Schlupfmesstechnik	20
4.2.1	Stand der Technik	20
4.2.2	Aufbau und physikalische Modellvorstellung	21
4.2.3	Auswertungsalgorithmus	22
4.3	Wälzkörperprüfstand	33
5	THEORETISCHES LAGERVERHALTEN	39
5.1	Radiale Lastzone und Innenringkippen	40
5.2	Axiale Lastzone und axiales Lagermoment	42
5.3	Kippen und Schränken des Wälzkörpers	44
6	EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN	47
6.1	Bestimmung von radialer und axialer Lagerluft	47
6.2	Messung der Wellendurchbiegung	47
6.3	Kinematik des vollrolligen NUP 2208	48
6.3.1	Einschwingdauer	49
6.3.2	Reproduzierbarkeit	51
6.3.3	Drehzahl, Öltemperatur, Radialspiel, Axial- und Radialkraft	53
6.3.4	Wellenverkipfung durch Variation des Gleitlagerspiels	63
6.3.5	Axiale Luft	65
6.3.6	Wälzkörperlänge	67
6.3.7	Temperaturverhalten	70
6.4	Anschmierversuche	72
6.4.1	Schadensanalyse zu Ausgangspunkt: Dynamische Lastbedingungen	73
6.4.2	Anschmierzeitpunkt für hochbelasteten, statischen Lastpunkt	78
6.4.3	Einzelparametervariation zu hochbelastetem, statischen Lastpunkt	81
6.4.4	Zentral zusammengesetzter Versuchsplan	84
6.4.5	Anschmierungen in vollfaktorieller Schlupfmessung	102
6.4.6	Wälzkörperprüfstand	105
7	SCHLUSSFOLGERUNG	109
8	ZUSAMMENFASSUNG	115
9	AUSBLICK	117
	LITERATUR	119

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abb. 1	Schäden durch Ansmieren [15]	1
Abb. 2	Angeätzter Querschliff einer Ansmierung am 3-Scheiben-Prüfstand: nicht ätzende, weiße Neuhärtung und schwarz ätzende Wärmeein- flusszone [16]	2
Abb. 3	Kinematik der Wälzkörper im radial belasteten Wälzlager	3
Abb. 4	Konzepthafter Aufbau eines 3-Scheiben-Prüfstands nach [12]	4
Abb. 5	Kippwinkel der Wälzkörper relativ zum ausgerichteten Lager ent- lang der Lastzone für variierende Kippwinkel des Innenrings φ_{ir} (NJ 2210, $n = 500 \text{ min}^{-1}$, $F_{ax}/F_{rad} = 0,3$) [31]	6
Abb. 6	Flächenpressung entlang der normierten Wälzkörperlänge am Last- zonenrand für unterschiedliche Axial-/Radialkraft-Verhältnisse (NJ 2210, $\varphi_{ir} = 0^\circ$, $n = 500 \text{ min}^{-1}$) [31]	7
Abb. 7	Kippen und Schränken von Zylinderrollenlagern	12
Abb. 8	Zeitlicher Verlauf der Wälzkörpergeschwindigkeit für verschiede- ne Zylinderrollenlager der Baureihe 19332 (SL - vollrollig, ZSL - Kunststoffzwischenstücke, LSL - Scheibenkäfig, NJ - Fenster- Messing-Käfig) [19]	12
Abb. 9	Warmfressen bei Zahnrädern	15
Abb. 10	Aufbau des Wälzlagerprüfstands	19
Abb. 11	Grundabmaße des vollrolligen Zylinderrollenlagers NUP 2208	20
Abb. 12	Aufbau von Spule und Wälzkörper für Schlupfmessung	21
Abb. 13	Komplexer Betrag $ x_a(t) $ (Hüllkurve) und Momentanphase $\varphi(t)$ eines analytischen Signals am Beispiel einer abklingenden Schwin- gung [77]	22
Abb. 14	Bildung des analytischen Signals aus reellem, synthetischen Spu- lensignal mit Umrechnung von tatsächlicher zu stetiger Phase	23
Abb. 15	Berechnung der Wälzkörperdrehzahl anhand eines real gemesse- nen Spulensignals mit Hilfe der Phasenbetrachtung mit und ohne Signalglättung der Momentanphase. Schwarze Pfeile: Signalfehler durch Stöße in lastfreier Zone	24
Abb. 16	Berechnung der Hüllkurve aus zeitabhängigen Zeigern des Betrags des analytischen Spulensignals	25
Abb. 17	Ablaufdiagramm für Phasenbetrachtung [50] und Hüllkurvenme- thode mit anschließender Skalierung des Proportionalitätsfaktors anhand berechneter Drehzahl aus Phasenbetrachtung	26
Abb. 18	Generierung des synthetischen Spulensignals	27
Abb. 19	Vergleich von realem und synthetischem Spulensignal. Rote Kreise: Unstetigkeiten durch abrupte Beschleunigung. Schwarze Pfeile: Rauschen durch Stöße und Vibrationen in lastfreier Zone.	28
Abb. 20	Abweichungen innerhalb der Phasen- und Hüllkurvenbetrachtung für verschiedene maximale Wälzkörperschlupfwerte mit syntheti- schem Spulensignal bei $n = 2700 \text{ min}^{-1}$	29

Abb. 21	Abweichungen innerhalb der Phasen- und Hüllkurvenbetrachtung für verschiedene Wellendrehzahlen mit synthetischem Spulensignal bei maximalem Wälzkörperschlupf $S_{wk,max} = 100\%$	30
Abb. 22	Vergleich von Phasen- und Hüllkurvenmethode bei Versuchspunkt mit $n = 2700 \text{ min}^{-1}$ mit gemittelten 80 % maximalem Rollenschlupf: Schlupfüberschätzung unmittelbar vor der Beschleunigungszone sowie trägere Beschleunigung in Phasenbetrachtung (Rollensatz rotiert entgegen Uhrzeigersinn)	31
Abb. 23	Vergleich von Phasen- und Hüllkurvenmethode bei Versuchspunkt mit $n = 2700 \text{ min}^{-1}$ mit gemittelten 80 % maximalem Rollenschlupf: Starke Streuung und fehlerhafte Schlupfberechnung in der Phasenbetrachtung durch Rauschen, Stöße und Vibrationen innerhalb der lastfreien Zone (Rollensatz rotiert entgegen Uhrzeigersinn)	32
Abb. 24	Gesamtansicht des neu entwickelten Wälzkörperprüfstands	33
Abb. 25	Schnittansicht des Prüfkopfs (1) des neu entwickelten Wälzkörperprüfstands	35
Abb. 26	Polierte Wälzkörperstirnseite mit 165 lasergravierten Strichen zur Drehzahlerfassung	36
Abb. 27	Schnittansicht des neu entwickelten Wälzkörperprüfstands	37
Abb. 28	Kräfte und Aufbau des Welle-Lager-Systems	39
Abb. 29	Treibende (grün) und bremsende (rot) Kräfte und Momente eines einzelnen Wälzkörpers	40
Abb. 30	Ausbildung der Lastzone durch Einfederung (gelb) von Ringen und Wälzkörpern ohne Verkippung (a) und bei hoher Verkippung (b) .	41
Abb. 31	Ausbildung der axialen Lastzone abhängig der relativen Verkippung φ_{ir-ar} des Innenrings und der axialen Luft $s_{ax,ar}$ am Außenring bei identischer Axialkraft	43
Abb. 32	Zum Schränken des Wälzkörpers führende Kräfte durch kombinierte Belastung	44
Abb. 33	Zum Kippen des Wälzkörpers führende Kräfte abhängig seiner Position am Lagerumfang	46
Abb. 34	Ermittlung der erforderlichen Zeitdauer für eingeschwungenes Schlupfverhalten bei $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $T_{\text{Öl}} = 50^\circ\text{C}$ und variierender Einschwingdauer	50
Abb. 35	Untersuchung der Reproduzierbarkeit der Schlupfmessung: Maximaler Wälzkörperschlupf bei erster Montage (a, b) und hierzu absolute Schlupfabweichung nach Neumontage mit identischen Bauteilen (c, d) bei $T_{\text{Öl}} = 50^\circ\text{C}$	52
Abb. 36	Maximaler Wälzkörperschlupf für die Variation von Öltemperatur, Innenringdrehzahl, Radial- und Axialkraft bei $s_{rad} = 28 \mu\text{m}$, $s_{ax,ar} = 100 \mu\text{m}$ und $s_G = 91 \mu\text{m}$	54
Abb. 37	Maximaler Wälzkörperschlupf für die Variation von Öltemperatur, Innenringdrehzahl, Radial- und Axialkraft bei $s_{rad} = 28 \mu\text{m}$, $s_{ax,ar} = 100 \mu\text{m}$ und $s_G = 91 \mu\text{m}$	55
Abb. 38	Maximaler Wälzkörperschlupf für die Variation von Öltemperatur, Innenringdrehzahl, Radial- und Axialkraft bei $s_{rad} = 16 \mu\text{m}$, $s_{ax,ar} = 97 \mu\text{m}$ und $s_G = 93 \mu\text{m}$	56

Abb. 39	Ausprägung der radialen Lastzone für das Kennfeld in Abbildung 36 bei $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $F_{ax} = 0 \text{ kN}$, $T_{\dot{O}l} = 50^\circ\text{C}$, $s_{rad} = 28 \text{ }\mu\text{m}$, $s_{ax,ar} = 100 \text{ }\mu\text{m}$ und $s_G = 91 \text{ }\mu\text{m}$ (Rollensatz rotiert entgegen Uhrzeigersinn)	60
Abb. 40	Einfluss der Drehzahl (a) und Öltemperatur (b) auf Last- und Verzögerungszone für das Kennfeld in Abbildung 36 bei $F_{rad} = 40 \text{ kN}$, $F_{ax} = 0 \text{ kN}$, $s_{rad} = 28 \text{ }\mu\text{m}$, $s_{ax,ar} = 100 \text{ }\mu\text{m}$ und $s_G = 91 \text{ }\mu\text{m}$ (vergleiche zu Abbildung 39 (b), Rollensatz rotiert entgegen Uhrzeigersinn)	60
Abb. 41	Einfluss der Axialkraft auf Last- und Verzögerungszone für das Kennfeld in Abbildung 36 bei $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $F_{rad} = 40 \text{ kN}$, $T_{\dot{O}l} = 50^\circ\text{C}$, $s_{rad} = 28 \text{ }\mu\text{m}$, $s_{ax,ar} = 100 \text{ }\mu\text{m}$ und $s_G = 91 \text{ }\mu\text{m}$ (Rollensatz rotiert entgegen Uhrzeigersinn)	61
Abb. 42	Einfluss von Kippen der Welle durch Variation des radialen Gleitlagerspiels s_G auf maximalen Wälzkörperschlupf bei $T_{\dot{O}l} = 50^\circ\text{C}$, $s_{rad} = 19 \text{ }\mu\text{m}$ und $s_{ax,ar} = 89 \text{ }\mu\text{m}$	64
Abb. 43	Einfluss der axialen Luft am Außenring $s_{ax,ar}$ auf maximalen Wälzkörperschlupf bei $T_{\dot{O}l} = 50^\circ\text{C}$, $s_{rad} = 24 \text{ }\mu\text{m}$ und $s_G = 85 \text{ }\mu\text{m}$	66
Abb. 44	Einfluss der relativen Wälzkörperlänge $l_{wk,rel}$ auf Last- und Verzögerungszone für die Kennfelder in Abbildung 45 (a) und (c) bei $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $F_{rad} = 40 \text{ kN}$, $F_{ax} = 1,8 \text{ kN}$, $T_{\dot{O}l} = 50^\circ\text{C}$, $s_{rad} = 28 \text{ }\mu\text{m}$, $s_{ax,ar} = 97 \text{ }\mu\text{m}$ und $s_G = 90 \text{ }\mu\text{m}$ (Rollensatz rotiert entgegen Uhrzeigersinn)	67
Abb. 45	Einfluss der relativen Länge $l_{wk,rel}$ des mit Magnet und Stift präparierten Wälzkörpers gegenüber dem Durchschnitt des Wälzkörpersatzes auf den maximalen Wälzkörperschlupf bei $T_{\dot{O}l} = 50^\circ\text{C}$, $s_{ax,ar} = 97 \text{ }\mu\text{m}$ und $s_G = 90 \text{ }\mu\text{m}$	69
Abb. 46	Maximale über den Umfang gemittelte Erwärmung des Außenrings relativ zur Öltemperatur für die Variation von Öltemperatur, Innenringdrehzahl, Radial- und Axialkraft für das Lager in Abbildung 36 und 37 bei $s_{rad} = 28 \text{ }\mu\text{m}$, $s_{ax,ar} = 100 \text{ }\mu\text{m}$ und $s_G = 91 \text{ }\mu\text{m}$	71
Abb. 47	Laufbahnprofile für 2 h und 36 h Laufzeit mit $F_{rad} = 30 \text{ kN}$, $F_{ax} = 2,3 \pm 0,9 \text{ kN}$, $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ und $T_{\dot{O}l,start} = 25^\circ\text{C}$ [1]	74
Abb. 48	Anschmierschäden nach 2 h Laufzeit mit $F_{rad} = 30 \text{ kN}$, $F_{ax} = 2,3 \pm 0,9 \text{ kN}$, $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ und $T_{\dot{O}l,start} = 25^\circ\text{C}$ [1]	76
Abb. 49	Anschmierschäden und startende Oberflächenermüdung nach 36 h Laufzeit mit $F_{rad} = 30 \text{ kN}$, $F_{ax} = 2,3 \pm 0,9 \text{ kN}$, $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ und $T_{\dot{O}l,start} = 25^\circ\text{C}$ [1]	77
Abb. 50	Maximaler Wälzkörperschlupf, Öltemperatur und Außenringtemperaturen mit Anschmierungen bei $F_{rad} = 30 \text{ kN}$, $F_{ax} = 2,7 \text{ kN}$, $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ und $T_{\dot{O}l,start} = 20^\circ\text{C}$	78
Abb. 51	Maximaler Wälzkörperschlupf zu Versuchsstart bei $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $F_{rad} = 30 \text{ kN}$, $F_{ax} = 2,7 \text{ kN}$ (Rollensatz rotiert entgegen Uhrzeigersinn)	79

Abb. 52	Initiale Anschmierung mit Mattierung, Aufrauung und geringem Materialtransfer von bis zu 0,4 μm zwischen Wälzkörper und Außenring innerhalb der Schlupf- und Beschleunigungszone (siehe Abbildung 51 (a)) nach 16 min Laufzeit mit $F_{rad} = 30 \text{ kN}$, $F_a = 2,7 \text{ kN}$, $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ und $T_{\text{Öl},start} = 20^\circ\text{C}$. Bildausschnitte (b) bis (f) mit $300 \times 300 \mu\text{m}$	80
Abb. 53	Zentral zusammengesetzter Versuchsplan mit drei Faktoren A, B, C und normierter Stufenweite der Faktorstufen [86]	85
Abb. 54	Maximaler Wälzkörperschlupf, Öltemperatur und Außenringtemperaturen mit Anschmierungen für Versuch Nr. 15 bei $F_{rad} = 10 \text{ kN}$, $F_{ax} = 0,9 \text{ kN}$, $n = 1350 \text{ min}^{-1}$, $T_{\text{Öl}} = 70^\circ\text{C}$ und $s_{rad} = 16 \mu\text{m}$	86
Abb. 55	Ausprägung der Ansmierschäden bei Schadensklasse 3 am Beispiel von Versuch Nr. 9 aus Tabelle 11	91
Abb. 56	Ausprägung der Ansmierschäden bei Schadensklasse 2 am Beispiel von Versuch Nr. 10 aus Tabelle 11	92
Abb. 57	Pareto-Diagramm und Bestimmtheitsmaße für quadratisches Regressionsmodell	94
Abb. 58	Multi-Vari für die Haupteffekte Radial- und Axialkraft	95
Abb. 59	Multi-Vari für den Haupteffekt Drehzahl	96
Abb. 60	Multi-Vari zur Wechselwirkung der Drehzahl mit Axial- und Radialkraft	97
Abb. 61	Multi-Vari zur Wechselwirkung der Öltemperatur mit Drehzahl und Radialkraft	98
Abb. 62	Multi-Vari zur Wechselwirkung von Betriebsspiel mit Drehzahl und Radialkraft	98
Abb. 63	Schematische Zusammensetzung einer ZDTP-Grenzschicht [93, 94]	102
Abb. 64	Starke Anschmierungen zwischen Wälzkörpern und Ringen nach 24 h Laufzeit bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$, $F_{rad} = 5 \text{ kN}$, $F_{ax} = 2,7 \text{ kN}$, $s_{ax,ar} = 96 \mu\text{m}$, $s_{rad} = 31 \mu\text{m}$ und $T_{\text{Öl}} = 40^\circ\text{C}$	104
Abb. 65	Anschmierungen am Wälzkörperprüfstand nach 15 min und 45 min Laufzeit	106
Abb. 66	Verlauf der Wälzkörperdrehzahl, des Kippwinkels und der Radialkraft am Wälzkörperprüfstand innerhalb des Lastzyklus und der Beschleunigungsphase	108

TABELLENVERZEICHNIS

Tabelle 1	Kennwerte zur Prognose einer Antriebsgefährdung	8
Tabelle 2	Einflussfaktoren auf den Schlupf in Zylinderrolllagern nach [23] und erweitert um Ergebnisse der Literaturrecherche	10
Tabelle 3	Auswirkungen untersuchter Einflussfaktoren auf den Schlupf in Radial-Zylinderrolllagern mit Käfig (\uparrow zunehmend, \downarrow abnehmend, \updownarrow zu- und abnehmend)	13
Tabelle 4	Auswirkungen untersuchter Einflussfaktoren auf den Schlupf in vollrolligen Radial-Zylinderrolllagern (\uparrow zunehmend, \downarrow abnehmend, \updownarrow zu- und abnehmend)	13
Tabelle 5	Variation der Versuchsparameter innerhalb der vollfaktoriellen Schlupfmessung	48
Tabelle 6	Ölarten	72
Tabelle 7	Versuchsdaten der Einzelparametervariation	81
Tabelle 8	Rauheit in μm in axialer Richtung von 10 Neulagern und einem eingelaufenen Lager	83
Tabelle 9	Rauheit in μm in Laufrichtung von 10 Neulagern und einem eingelaufenen Lager	83
Tabelle 10	Untersuchte Einflussfaktoren und deren Stufenwerte im zentral zusammengesetzten Versuchsplan	85
Tabelle 11	Ergebnisse des zentral zusammengesetzten Versuchsplans	87
Tabelle 12	t-Verteilung abhängig der Freiheitsgrade F_r und der Vertrauensintervalle $P = 1 - \frac{\alpha}{2}$	93
Tabelle 13	Zusatzversuche zu zentral zusammengesetztem Versuchsplan mit den Faktoren in Tabelle 10 und Ergebnissen in Tabelle 11. Hierzu um durchschnittlich $21 \mu\text{m}$ reduzierte axiale Luft am Außenring bei $s_{ax,ar} = 69 \pm 1 \mu\text{m}$	99
Tabelle 14	Zusatzversuche zu zentral zusammengesetztem Versuchsplan mit den Faktoren in Tabelle 10 und Ergebnissen in Tabelle 11. Hierzu um durchschnittlich $21 \mu\text{m}$ reduzierte axiale Luft am Außenring bei $s_{ax,ar} = 69 \pm 1 \mu\text{m}$. Einlauf bei $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $F_{rad} = 30 \text{ kN}$, $F_{ax} = 0,45 \text{ kN}$ bei $T_{\text{Öl,start}} = 31^\circ\text{C}$	100
Tabelle 15	Additivzusammensetzung des standardmäßig und niedrig additivierten Hydrauliköl	101
Tabelle 16	Anschmierungen in vollfaktoriellen Versuchen abhängig von radialer Luft und axialer Luft am Außenring	103

NOMENKLATUR

Lateinische Buchstaben

A	Von magnetischen Feldlinien durchdrungene Fläche
A_{2b}	Kontaktfläche
$2b$	Kontaktbreite
B	Bestimmtheitsmaß
b	Regressions-Koeffizient
B_{korr}	korrigiertes Bestimmtheitsmaß
B_m	Magnetische Feldstärke
C_{0r}	Statische Tragzahl
C_{Ot}	Faktor zur Berücksichtigung der Oberflächentrennung
d	Durchmesser
d_m	Mittlerer Lagerdurchmesser
$E_{B,spez}$	Spezifische energetische Belastung
F	Kraft
f	Frequenz
F_{hyd}	Hydrodynamische Gleitreibungskraft
F_N	Normalkraft
F_R	Reibkraft
F_{zent}	Zentrifugalkraft
FPI	Frictional Power Intensity
Fr	Freiheitsgrade
\mathcal{H}	Hilbert-Transformierte
K	Proportionalitätsfaktor der Hüllkurvenauswertung
K_f	Fresslast
k_r	Minimallastfaktor
l_{eff}	Effektive Wälzkörperlänge unter Berücksichtigung dessen Neigung zwischen tragendem Innen- und Außenringbord

$l_{wk,rel}$	Länge des mit Magnet präparierten Wälzkörpers relativ zum Durchschnitt des Wälzkörpersatzes
M_R	Reibmoment
n	Wellen- und Innenringdrehzahl
m	Masse
N	Spulenwindungen
n_{ideal}	kinematische Söldrehzahl für reines Rollen
n_{ist}	Ist-Drehzahl
n_{ref}	Referenzdrehzahl
n_v	Versuchsanzahl
P	Vertrauensintervall
p	Kontaktpressung
P_{min}	Minimallast zur Schlupfreduzierung
$P_{R,spez}$	Spezifische Reibleistung
p_r	Anzahl der Terme im Regressionsmodell
R_a	Arithmetischer Mittenrauwert
R_k	Kernrautiefe
R_{max}	Maximale Rauheitshöhe
R_{pk}	Reduzierte Spitzenhöhe
R_q	Quadratischer Mittenrauwert
R_{vk}	Reduzierte Riefentiefe
R_z	Gemittelte Rautiefe
S	Schlupf
s	Lagerspiel- oder Luft nach Berücksichtigung der Passungssitze
t	Zeit
t_{2b}	Kontaktzeit
t_{BA}	Zeitpunkt Beschleunigung Anfang
t_{BE}	Zeitpunkt Beschleunigung Ende
t_e	Effektstärke
$T_{Öl,start}$	Öltemperatur zu Versuchsbeginn

$T_{\text{Öl}}$	Öltemperatur
u_G	Gleitgeschwindigkeit
U_{ind}	Induzierte Spulenspannung
$W_{R,\text{spez}}$	Spezifische Reibenergie
W_R	Lokale Reibenergie
\hat{x}	Momentanamplitude des analytischen Signals
\hat{x}_{scal}	Skalierte Momentanamplitude des analytischen Signals
x, y, z	Koordinatenachsen
x_a	Analytisches Signal
x_I	Imaginärteil der komplexwertigen Funktion
x_i	Regressoren des quadratischen Regressionsmodells
x_R	Realteil der komplexwertigen Funktion
y	Regressand des quadratischen Regressionsmodells

Griechische Buchstaben

α	Signifikanzniveau
α_{st}	Stufenweite im zentral zusammengesetzten Versuchsplan
ε	Residuum
θ	Massenträgheitsmoment
μ	Reibfaktor
σ	Standardabweichung
τ	Zeit
Φ	Magnetischer Fluss
φ	Phase des analytischen Signals
φ_{ir-ar}	Relative Verkippung zwischen Innen- und Außenring
φ_{ir}	Kippwinkel des Innenrings
$\varphi_{wk,k}$	Kippwinkel des Wälzkörpers
$\varphi_{wk,s}$	Schränkwinkel des Wälzkörpers
ω	Winkelgeschwindigkeit

Indizes

↓	reduzierende Wirkung, niedrige Ausprägung
↑	erhöhende Wirkung, hohe Ausprägung
<i>ar</i>	Außenring
<i>ax</i>	Axial
<i>bar</i>	Bord-Außenring
<i>bir</i>	Bord-Innenring
<i>G</i>	Gleitlager
<i>i</i>	Zählvariable
<i>ir</i>	Innenring
<i>k</i>	Käfig
<i>max</i>	maximale Ausprägung
<i>min</i>	minimale Ausprägung
<i>rad</i>	Radial
<i>wk</i>	Wälzkörper
<i>ws</i>	Wälzkörpersatz

EINLEITUNG

Wälzlager sind für eine große Vielfalt von Maschinen essenziell, mit ihnen steht und fällt die Funktion in nahezu jeder Anwendung, in denen sie eingesetzt werden. Durch die stetige Weiterentwicklung von Lagerdesign, Werkstoffen, Schmierung und Fertigungsprozessen werden immer höhere Lebensdauern, Drehzahl- und Lastbereiche ermöglicht. Die Auslegung anhand der Ermüdungslebensdauer findet mittels streng genormter Berechnungsverfahren [5, 6] statt. Häufig kann hierdurch sichergestellt werden, dass die Lebensdauer der Wälzlager die Produktlebensdauer überschreitet. Deshalb nimmt die Zuverlässigkeit einen immer höheren Stellenwert beim Einsatz von Wälzlagern ein. [7, 8]

Obwohl nur ca. 0,335 % der Lager frühzeitig ausfallen [9], ist dies aus wirtschaftlicher Sicht von großer Bedeutung. Während bei Großlagern alleine der Austausch schon mit hohen Kosten verbunden ist, sind ansonsten vor allem Verluste durch Montage- und Stillstandszeiten ausschlaggebend [10]. Im ungünstigsten Fall kann dies von einer Wahrnehmung als unzuverlässiges Produkt bis hin zu einem schwerwiegenden Folgeschaden in der Anwendung des Kunden führen.

Speziell nur zum Teil verstandene und stark anwendungsabhängige Verschleißmechanismen stellen Entwickler vor die Herausforderung, diese im Auslegungs- und Validierungsprozess zu berücksichtigen. Die häufigsten nicht lebensdauerbedingten Ausfälle sind in ISO 15243 [11] anschaulich zusammengefasst. Hierunter fallen auch Ansmierungen in Wälzlagern, welche in Abbildung 1 in einem fortgeschrittenen Stadium dargestellt sind. Diese stellen eine Form des adhäsiven Verschleißes dar und bedeuten vereinfacht eine moderate Form des Fressens und der plastischen Deformation der Rauheiten. Hiltcher [12] definiert diese als „eine Veränderung der Oberfläche von unter Relativbewegung stehenden metallischen Wälzlagerbauteilen durch einen beginnenden (in statu nascendi befindlichen) adhäsiven Verschleißmechanismus“. Damit zählen diese zu dem für andere Maschinenbauelemente verwendeten Überbegriff Fressen (engl. Scuffing), welcher im Bereich der Wälzlager allerdings für einen weit fortgeschrittenen und häufig bereits zum Ausfall führenden Schaden steht. [13, 14]



(a) Innenring



(b) Wälzkörper

Abb. 1: Schäden durch Ansmieren [15]

Anschmierungen bezeichnen nicht nur, wie weit verbreitet angenommen, lokale Materialübertragungen zwischen den Wälzpartnern, sondern auch bereits plastische Deformationen aufgrund der durch die Adhäsion hervorgerufenen erhöhten Reibung. Als Begleiterscheinung werden häufig auch Gefügeänderungen beobachtet (siehe Abbildung 2), welche durch die hohen Kontakttemperaturen und die blitzartige Abkühlung im umgebenden Öl entstehen. Langfristig führen Anschmierungen zum vorzeitigen Ausfall der Wälzlager aufgrund von Oberflächenermüdung. Diese resultiert aus den erhöhten Materialspannungen in Folge von Materialübertragungen, Gefügeänderungen, erhöhter Verschleißraten sowie hierdurch hervorgerufener Profiländerungen der Wälzpartner. [12, 16–18]

Allerdings stellen anschmierbedingte Ausfälle eine Herausforderung dar, diese bei einem fortgeschrittenen Schaden des Lagers überhaupt als Initiator identifizieren zu können. Häufig ist die Ermüdung der Oberfläche derart fortgeschritten (siehe Abbildung 49), dass diese keine Rückschlüsse auf den Ursprung des Schadens zulässt. Da Anschmierungen vor allem bei unzureichender Schmierfilmbildung entstehen, können diese auch als Folge von anderen die Oberfläche verändernden Verschleißmechanismen oder durch Ausbrüche bei Ermüdungserscheinungen resultieren.

Um bei geringerem Bauraum eine höhere Ermüdungslebensdauer zu erhalten, werden häufig vollrollige Zylinderrollenlager den Varianten mit Käfigen vorgezogen. Hierdurch sind zusätzliche Wälzkörper im Lager vorhanden, welche zur Erhöhung der aufnehmbaren Kraft führen. [7] Allerdings sind vollrollige Lager aufgrund des Kontaktes zwischen den Wälzkörpern besonders kritisch hinsichtlich Anschmierungen. Die erhöhte Reibung führt zu höherem Wälzkörperschlupf, welcher die Abweichung der tatsächlichen Drehzahl zu der geometrisch bestimmaren Sollzahl beschreibt und als eine der Grundvoraussetzungen für Anschmierungen gilt. [19]

Speziell in komplexen Belastungsfällen, welche im Fall der vorliegenden Arbeit durch kombinierte Axialkraft mit exzentrischer Radialkraft vorliegt, ist nur wenig bekannt über Anschmierungen. Dies betrifft vor allem verhältnismäßig kleine, vollrollige Lager. Die nachfolgend beschriebenen Untersuchungen sollen deshalb anhand eines beispielhaften Anwendungsfalls ein Grundlagenwissen über das Schlupf- und Ansmierverhalten kleiner, kombiniert belasteter, vollrolliger Zylinderrollenlager vermitteln. Hierdurch soll eine bessere Berücksichtigung in der Entwicklungs- und Validationsphase sowie eine einfachere Einordnung als Anschmierung in der Schadensbefundung ermöglicht werden.

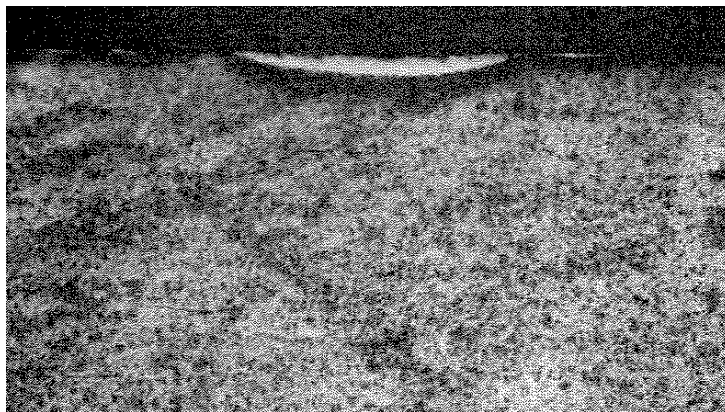


Abb. 2: Angeätzter Querschliff einer Anschmierung am 3-Scheiben-Prüfstand: nicht ätzende, weiße Neuhärtung und schwarz ätzende Wärmeeinflusszone [16]

2.1 VORKOMMEN UND MECHANISMUS

Entsprechend der Anzahl der in der Literatur erwähnten Ansmierungen, treten diese am häufigsten im Kontakt zwischen Wälzkörpern und Lagerringen auf. Hiervon sind vor allem große Zylinderrollenlager betroffen, wie sie beispielsweise in Windenergieanlagen installiert sind. Hierbei werden hauptsächlich leicht belastete und vollrollige Lager aufgrund der zusätzlichen Reibung zwischen den Wälzkörpern als kritisch betrachtet. Darüber hinaus werden schnelle Abbrems- und Beschleunigungsvorgänge als ansmierfördernd bewertet. [11, 12, 16–24]

Grundvoraussetzung für Ansmierungen im Laufbahnkontakt der Wälzkörper zu den Lagerringen ist hoher Wälzkörperschlupf. Dieser ist für Zylinderrollenlager nach Gleichung 3 als Differenz zwischen kinematischer Soll- und tatsächlicher Ist-Drehzahl definiert. Kritische Schlupfwerte liegen über 80 % [16, 20]. Darüber nimmt das Ansmierrisiko weiter zu. Verantwortlich hierfür ist die verschlechterte Schmierfilmbildung. Diese resultiert durch die geringere hydrodynamisch wirkende Rollgeschwindigkeit sowie die reduzierte Viskosität aufgrund der erhöhten Erwärmung des Eingangs des nahezu stehenden Pressungskontaktes [18]. Die Verzögerung der Wälzkörper entsteht in der lastfreien Zone des Lagers (siehe Abbildung 3), in welcher die Rollen nicht an der Kraftübertragung beteiligt sind. Aufgrund der fehlenden tangentialen Kräfte zu den Lagerringen erfolgt eine Abbremsung abhängig der wirkenden Reibkräfte der benachbarten Wälzkörper, des Öls oder stillstehender Borde. [12]

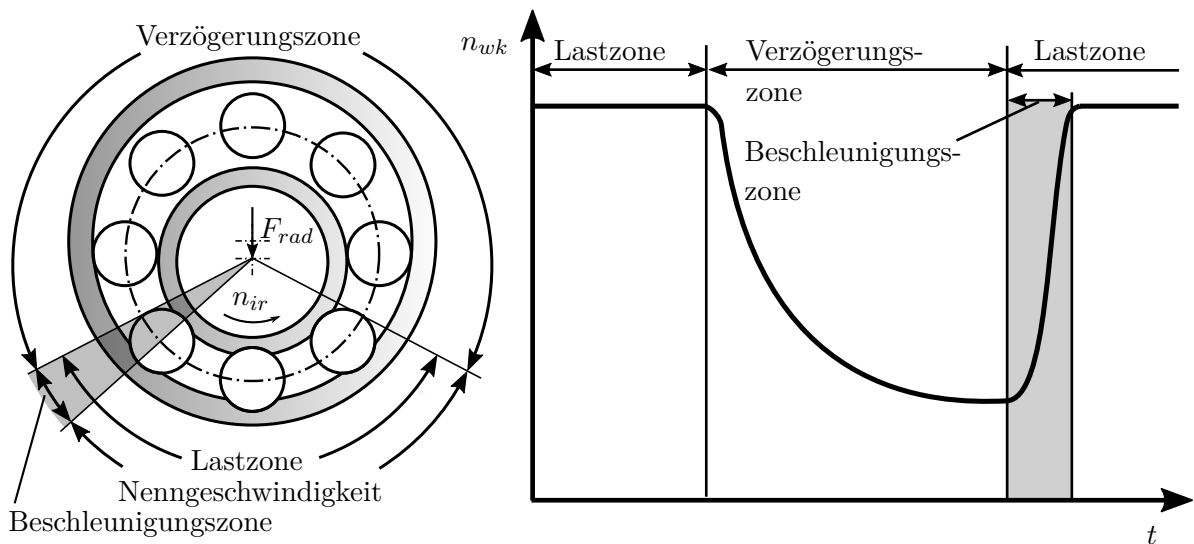


Abb. 3: Kinematik der Wälzkörper im radial belasteten Wälzlager

Durch die Fortbewegung des Wälzkörpersatzes gelangen die Rollen zurück in den kraftübertragenden Bereich. Deren Beginn wird als Beschleunigungszone bezeichnet, welche gleichzeitig der Entstehungsort der Ansmierungen ist. Durch die hohen Gleitanteile liegt zu diesem Zeitpunkt kein ausreichend wirkender elasto-hydrodynamischer Schmierfilm vor. Die durch die Reibung erzeugte Wärme führt zusätzlich zu einer Viskositätsabnahme des Öls. Hieraus folgt ein Zusammenbruch des Schmierfilms, so dass sich der Kontakt im Bereich der Misch- oder Grenzreibung befindet. In diesem Fall wird die Last im Wesentlichen von den diskreten Rauigkeitskontakten getragen. Durch den erhöhten Reibfaktor und die folglich zunehmende Reibkraft und Temperatur werden die schützenden Schichten bestehend aus Ablagerung und Reaktionen mit Schmierstoff und Atmosphäre zerstört. Durch die erhöhte Temperatur sinkt die plastische Fließgrenze [25]. Zusammen mit dem erhöhten Reibfaktor führt dies zur plastischen Deformation und Aufrauung der Oberfläche. Treten blanke metallische Rauheitsspitzen in Kontakt, bevor die sehr schnell ablaufende Reaktionsschichtbildung abgeschlossen ist, entsteht ein gemeinsames Kristallgitter der Wälzpartner. Dieses wird als lokale Verschweißung oder auch Adhäsionsbrücke bezeichnet. Durch die Fortbewegung der Rollen werden diese Verschweißungen aufgetrennt. Hierbei entstehen Materialübertragungen sowie lose Verschleißpartikel. [12]

Durch die hohen Temperaturen, das Abschrecken im Öl nach Durchlaufen des Kontaktes sowie die hohe mechanische Belastung werden häufig Gefügeänderung als Begleiterscheinung von Ansmierungen beobachtet. Hierbei handelt es sich um angelassene Bereiche sowie spröde Neuhärtungen, welche aus feinkristallinem Martensit bestehen. [16, 17, 26]

Seltener werden auch Ansmierungen im kontraformen und entgegengesetzt bewegenden Kontakt zwischen den Wälzkörpern beobachtet. Hierbei handelt es sich um vollrollige Zylinderrollenlager in Planetengetrieben, welche aufgrund der Zentrifugalbeschleunigung höhere Normalkräfte zwischen den Wälzkörpern erfahren. [27, 28]

2.1.1 Einflüsse auf das Ansmieren

Die nachfolgenden Ergebnisse stammen vorrangig aus Untersuchungen an Modellprüfständen, welche den schematischen Aufbau aus Abbildung 4 besitzen. Hierbei wird eine einzelne Rolle zwischen zwei Scheiben zyklisch belastet, um den zeitlichen Last- und Drehzahlverlauf des realen Lagers nachzubilden.

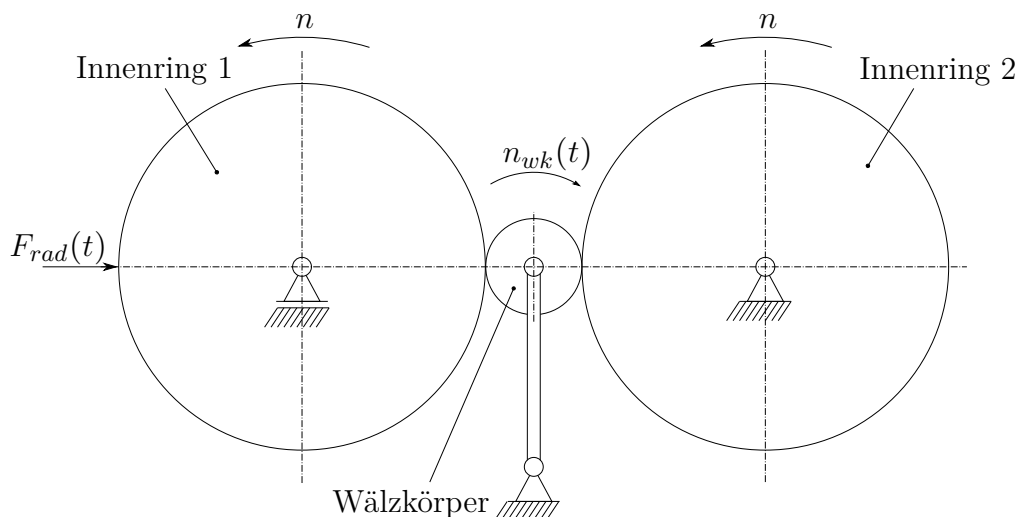


Abb. 4: Konzepthafter Aufbau eines 3-Scheiben-Prüfstands nach [12]

2.1.1.1 *Schlupf, Gleitgeschwindigkeit, Ansmierzeitpunkt und Belastung*

Anhand von Vibration, Lärm und Verzerrung der Rollenbeschleunigung ist der Ansmierzeitpunkt auf kurz nach den Beginn der Beschleunigung im Bereich von 5-8 % der Soll-drehzahl eingrenzbar [18, 20]. Zu diesem Zeitpunkt liegt aufgrund des Wärmetransfers von der Kontaktmitte die maximale Temperatur im Eingangsbereich vor. Hierdurch kommt es zu einer Viskositäts- und folglich Schmierfilmhöhenreduzierung, wodurch die Wahrscheinlichkeit für einen Schmierfilmzusammenbruch am höchsten ist. Hierdurch lässt sich auch das abnehmende Ansmierrisiko für sinkende Schlupfwerte trotz gleichbleibender Gleitgeschwindigkeit erklären [16]. Da der Wärmetransfer zum Kontakteingang aufgrund der überlagerten Eigenrotation der Rolle abnimmt, sinkt das Risiko eines Schmierfilmzusammenbruchs [20]. Als Ansmiergrenze werden übereinstimmend 80 % Schlupf ermittelt [16, 20]. Eine Zunahme der Drehzahl und folglich Gleitgeschwindigkeit bei gleichbleibendem Schlupf führt aufgrund des größeren Wärmeeintrags und Belastung des Kontaktes zu einem höheren Ansmierrisiko [16, 21]. Hambrecht [21] stellt hierfür allerdings auch eine Grenze fest, ab welcher keinerlei Ansmierungen auftreten. Als Ursache hierfür werden ein verbesserter Schmierfilmaufbau sowie zu geringe Kontaktzeiten genannt. In Versuchen mit entgegen der Schwerkraft gerichteter Radialkraft an vollrolligen Lagern sind Ansmierungen bereits ab dem Durchmesserbereich 16 mm und über 60 % der Grenzdrehzahl unabhängig der Höhe der Last festzustellen. Für eine mit der Schwerkraft wirkenden Radialast werden keinerlei Ansmierungen generiert. Verantwortlich hierfür ist der höhere Schlupf bei oben liegender Lastzone. [19]

Steigende Lastgradienten reduzieren innerhalb der Modellversuche bei 100 % Schlupf die ansmierkritische Scheibengeschwindigkeit. Die maximale radiale Belastung besitzt keinen Einfluss, da diese nach der Beschleunigungsphase und folglich nach der Entstehung der Ansmierung wirkt. [16, 18, 20]

2.1.1.2 *Massenträgheit der Wälzkörper*

An 3-Scheiben-Prüfständen ist mittels Schwungscheiben sowie veränderter Rollenabmessung eine Zunahme des Ansmierrisikos für erhöhte Massenträgheiten festzustellen [16, 20]. Dies stimmt überein mit den Ergebnissen der Literaturrecherche in [12], anhand der ein höheres Risiko für Ansmierungen bei großen Lagern festgestellt wird. Allerdings sind auch Versuche zu vollrolligen Zylinderrollenlagern ab Durchmesserbereich 16 mm mit Ansmierungen bekannt [29]. In [16] schmieren lediglich zylindrische Wälzkörper ab $\varnothing 50$ mm an. Ursächlich für die Abweichung zu den vollständigen Lagerversuchen können fehlende Schiefstellungen der Rollen, unterschiedlicher Schmierstoff, aber auch fehlende Bremskräfte sein. Letztere haben denselben Effekt wie höhere Massenträgheiten, die zu einem erhöhten Energiebedarf bei der Beschleunigung und folglich zu einer stärkeren Belastung des Kontaktes führen.

2.1.1.3 Schiefstellung von Wälzkörpern und Lagerringen

Ein gezieltes Kippen der Wälzkörper um 6 Winkelminuten im 3-Scheiben-Prüfstand führt im Vergleich zu einer achsparallelen Ausrichtung zu vermehrten Schmierfilmzusammenbrüchen sowie einseitigen Anschmierungen für den gesamten untersuchten Bereich der Umfangsgeschwindigkeit von 2 bis 14 m/s. Durch die Schiefstellung wird die zur Beschleunigung erforderliche Energie über eine kleinere Kontaktfläche zwischen Rolle und Ring übertragen. [21]

In Versuchen an verkippten, vollrolligen Zylinderrollenlagern werden ebenfalls vermehrt Schmierfilmzusammenbrüche bis hin zur Festkörperreibung sowie ein deutlicher Anstieg des Reibmoments beobachtet [30].

Schiefstellungen der Lagerringe und Wälzkörper entstehen - abgesehen von Fertigungstoleranzen und Montagefehlern - durch die äußeren Belastungen. Eine exzentrische Radialkraft führt zur Wellenbiegung und damit zur Verkipfung des Innenrings. Je nach Gehäusesteifigkeit führt dies auch zu einer Schiefstellung des Außenrings. Axialkräfte werden über den Bord auf der Welle zum Bord im Gehäuse übertragen (siehe Abbildung 33). Durch die dort wirkenden Normalkräfte wird dem Wälzkörper eine Schiefstellung (Kippen) gegenüber den Laufflächen der Ringe in radialer Richtung aufgeprägt. Die entgegengesetzt wirkenden Reibkräfte an den Borden führen zu einer Schiefstellung (Schränken) zwischen den Wälzkörpern in Umfangsrichtung. Der Kippeffekt ist am stärksten am Rand der Lastzone - also dem Ort der Beschleunigung - sowie für große Axial- zu Radialkraft-Verhältnisse (siehe Abbildung 5).

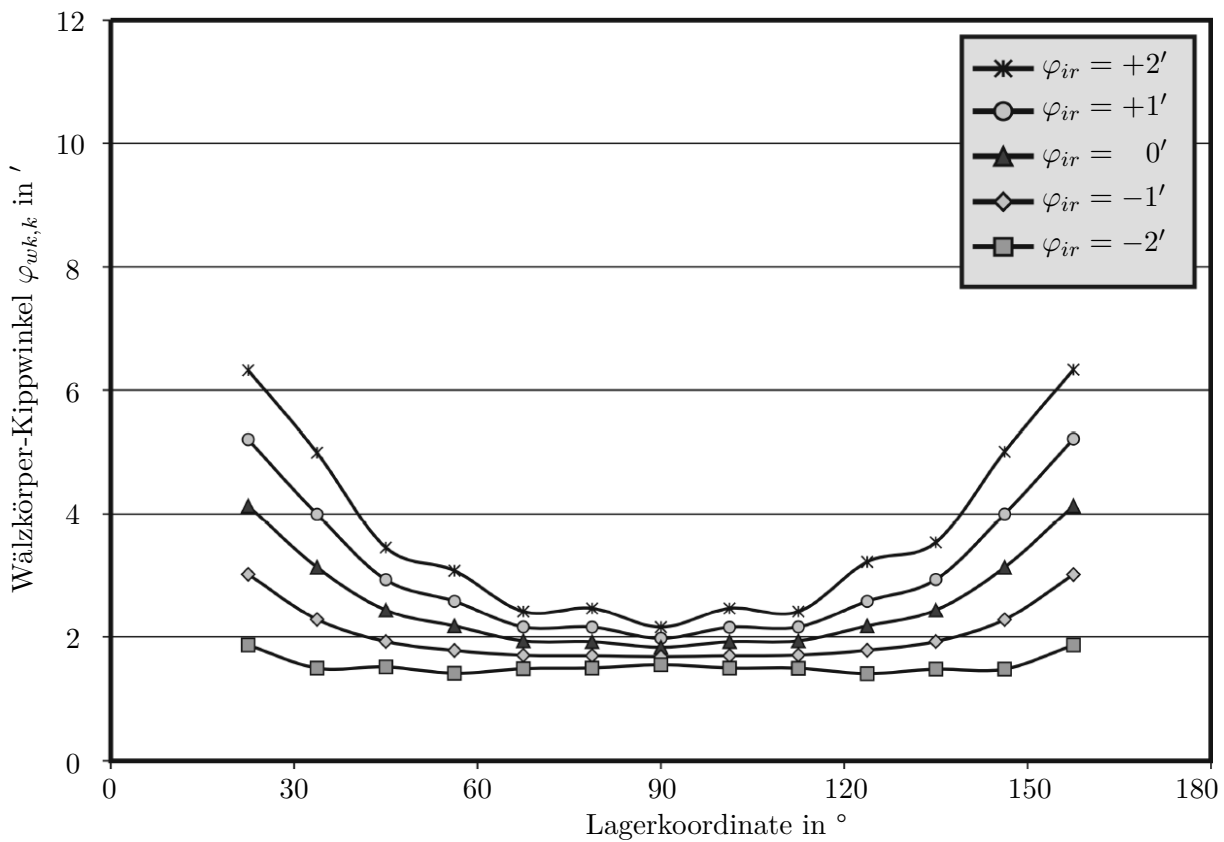


Abb. 5: Kippwinkel der Wälzkörper relativ zum ausgerichteten Lager entlang der Lastzone für variierende Kippwinkel des Innenrings φ_{ir} (NJ 2210, $n = 500 \text{ min}^{-1}$, $F_{ax}/F_{rad} = 0,3$) [31]

Eine zusätzliche Verkippung des Innenrings überträgt sich nahezu vollständig auf den Wälzkörper, wodurch sich lediglich der Kippwinkel zum Außenring verändert. Der Einfluss des Wälzkörperkippens durch unterschiedliche Axial- zu Radialkraft-Verhältnisse auf die Flächenpressung und folglich die Antriebsgefährdung wird in Abbildung 6 ersichtlich. Dies bedeutet unter anderem auch eine Zunahme der Kontaktbreite und folglich eine Erhöhung der Kontaktzeit, welche ein Punkt benötigt, um den Kontakt zu durchlaufen. Für die Entstehung von Antriebsgefährdungen und Fressen wird eine Kontaktzeitabhängigkeit vermutet, die bei Unterschreiten eines Grenzwerts zu einer Abnahme der Antriebsgefährdung führt (siehe Kapitel 2.1.1.4). [31] Durch die tangentialen Reibkräfte an den Borden können Axialkräfte neben Schiefstellungen auch abnehmenden Schlupf hervorrufen [32].

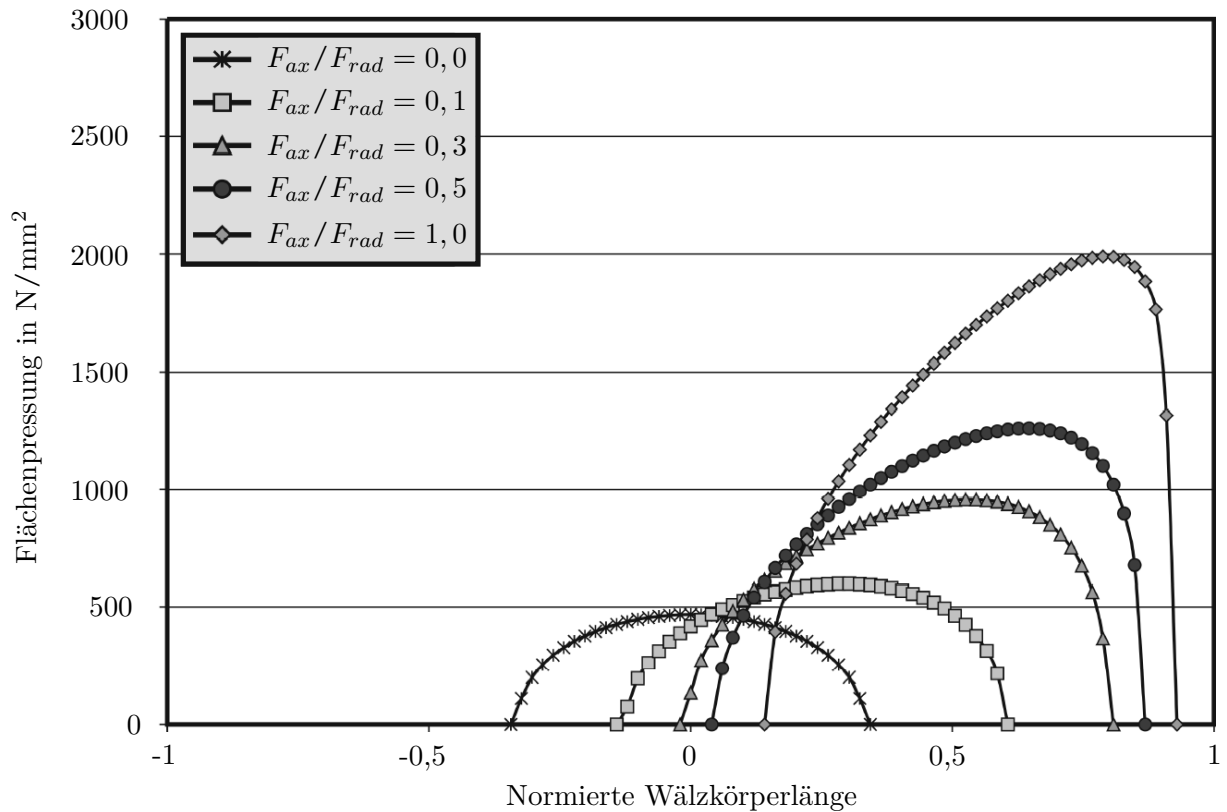


Abb. 6: Flächenpressung entlang der normierten Wälzkörperlänge am Lastzonenrand für unterschiedliche Axial-/Radialkraft-Verhältnisse (NJ 2210, $\varphi_{ir} = 0^\circ$, $n = 500 \text{ min}^{-1}$) [31]

2.1.1.4 Kontaktzeit

Als Kontaktzeit wird bezeichnet, wie lange ein Punkt der Oberfläche benötigt, um den Pressungskontakt zu durchlaufen. Diese Dauer hängt folglich von der zu diesem Zeitpunkt vorliegenden Geschwindigkeit sowie der last- und geometriebedingten Kontaktbreite in Umlaufrichtung ab. Bei Zahnradern wird eine Zunahme der erforderlichen Kontakttemperatur beobachtet, welche zum Fressen erforderlich ist, sobald die Kontaktzeit unter 20 bis 30 μs sinkt (siehe Kapitel 2.2.2). Derselbe Zusammenhang wird bei Versuchen mit 100 % Schlupf als Grund für fehlende Antriebsgefährdungen im 3-Scheiben-Prüfstand für steigende Umfangsgeschwindigkeiten ab 10 m/s vermutet [21]. Verantwortlich hierfür können temperaturabhängige Reaktionsgeschwindigkeiten der thermischen Zerstörung von Grenzschichten sowie der Ausbildung von Adhäsionsbrücken sein. [21, 33, 34]

2.1.1.5 Schmierstoff und Temperatur

Eine Erhöhung der Betriebsviskosität führt innerhalb der 3-Scheiben-Prüfstände zu einer reduzierten Ansmiergefährdung [17, 18, 21]. Allerdings kann eine erhöhte Viskosität vor allem bei hohem Ölstand zu deutlich erhöhten Schlupfwerten und folglich einem steigenden Ansmierrisiko führen (siehe Kapitel 2.1.2).

Durch die Wahl geeigneter Additive wie beispielsweise Anglamol A99 oder die Verwendung synthetischer Schmierstoffe können Schmierstoffzusammenbrüche vermieden, der Reibfaktor reduziert und Ansmierungen verhindert werden [17]. Die Wirksamkeit der Additive hängt hierbei stark von der Temperatur ab, bei welcher sich die Reaktionsschicht bildet. Aus diesem Grund werden häufig unterschiedliche Additiv-Pakete verwendet, um Reaktionslücken im Temperaturfenster auszuschließen. [17, 34, 35]

2.1.1.6 Modellbildung und Auslegungskriterien

Im Rahmen der bisherigen Ansmieruntersuchungen wurden die in Tabelle 1 zusammengefassten, energetischen Kennwerte zur Vorhersage einer Ansmiergefährdung entwickelt. Die ermittelten Grenzwerte gelten allerdings ausschließlich für die Bedingungen bei deren Ermittlung. Vor allem der Wälzlagerwerkstoff und der Schmierstoff nehmen erheblichen Einfluss auf die Grenze zwischen sicherem und ansmierkritischem Bereich. Zum aktuellen Stand gibt es kein Kriterium, welches sich in Bezug auf eine Prognose der Ansmiergefährdung durchgesetzt hat. Für eine detaillierte Beschreibung der Kennwerte sowie deren Gültigkeitsbereiche und Versuchsrahmenbedingungen wird auf die Zusammenfassung in [2] verwiesen.

Tabelle 1: Kennwerte zur Prognose einer Ansmiergefährdung

Bezeichnung	Gleichung	Grenzwert	Quelle
Fresslast	$K_f = \bar{p} \cdot u_G$	$3 \cdot 10^8 \text{ W/m}^2$	[27]
	$K_f = \mu \cdot \bar{p} \cdot u_G$	Lagerspezifisch	[28]
Lokale Reibenergie	$W_R(t) = \int_t^{t+t_{2b}} F_R(\tau) \cdot u_G(\tau) d\tau$	10 - 15 mJ	[16]
Summenreibenergie	$\int W_R = \int_{t_{BA}}^{t_{BE}} W_R(t) dt$	150 - 250 mJ·ms	[16]
Spezifische Reibenergie	$W_{R,spez} = \int_t^{t+t_{2b}} \frac{F_R(t) \cdot u_G(t)}{2b(t)} d\tau$	0,35 - 0,45 J/mm	[17]
Spezifische Reibleistung	$P_{R,spez}(t) = \frac{\frac{\theta_{WK}}{d_{wk}} \cdot \dot{\omega}_{WK}(t) + F_R(t) \cdot u_G(t)}{A_{2b}(t) \cdot C_{Ot}(t)}}$	40 - 70 W/mm ²	[21]
Spezifische energetische Belastung	$E_{B,spez}(t) = \int_t^{t+t_{2b}} \frac{\frac{\theta_{WK}}{d_{wk}} \cdot \dot{\omega}_{WK}(t) + F_R(t) \cdot u_G(t)}{A_{2b}(t) \cdot C_{Ot}(t)}}$	100 - 400 mJ/mm ²	[21]
Frictional Power Intensity [13]	$FPI = \mu \cdot p_{max} \cdot u_G$	260 MW/m ²	[22]
	$FPI = \mu \cdot \bar{p} \cdot u_G$	105 - 140 MW/m ²	[18]

2.1.1.7 Abhilfemaßnahmen

Als Abhilfe gegen Anschmierungen empfehlen die Hersteller eine Verbesserung der Schmierbedingungen, um Schmierfilmzusammenbrüche vorzubeugen. Allgemein sollen schlupf-behaftete Betriebsbedingungen vermieden werden. Hierzu wird eine Reduzierung des Betriebsspiels empfohlen. [15, 36, 37]

Alternativ beugen Einlaufzyklen Anschmierungen vor. Hierdurch wird eine Passivierung der Oberfläche [29] sowie eine Einglättung der Rauigkeiten erreicht [17], welche insgesamt zu selteneren Schmierfilmzusammenbrüchen führen [17].

Beschichtungen wie Dünnschichtverchromen, Zinkphosphatieren und Brünieren schützen in einigen Versuchsreihen vollständig vor Anschmierungen. Dies ist auf den gemessenen, reduzierten Reibfaktor sowie höhere Festigkeit der Beschichtungen zurückzuführen. Allerdings sind auch stärkere Beschädigungen bei brünierten Lagern im Vergleich zu Standardlagern bekannt. In der zugehörigen Versuchsreihe bietet eine amorphe Wolframkarbid-Kohlenwasserstoff-Beschichtung den wirksamsten Schutz vor Anschmierungen. [17, 22, 29]

2.1.2 Schlupf in Radial-Zylinderrollenlagern

Für die überwiegend beobachteten Anschmierungen zwischen Wälzkörper und Lagerring gilt hoher Schlupf als maßgebliche Grundvoraussetzung. Für ideales Abrollen lassen sich die Solldrehzahlen für den Käfig n_k , den Wälzkörpersatz n_{ws} und den Wälzkörper n_{wk} anhand der Lagergeometrie wie folgt berechnen [38]:

$$n_{ws} = n_k = \frac{n}{2} \cdot \left(1 - \frac{d_{wk}}{d_{ir} + d_{wk}} \right) \quad (1)$$

$$n_{wk} = -\frac{n}{2} \cdot \left(\frac{d_{ir} + d_{wk}}{d_{wk}} - \frac{d_{wk}}{d_{ir} + d_{wk}} \right) \quad (2)$$

Der Schlupf S ist definiert als die Differenz der tatsächlichen zur kinematischen Solldrehzahl in Prozent:

$$S = \left(1 - \frac{n_{ist}}{n_{ideal}} \right) \cdot 100 \% \quad (3)$$

Ein vollständig schlupffreier Betrieb von Wälzlagern ist nicht möglich [39]. Zur Schlupfreduzierung und Vermeidung schlupfinduzierter Schäden geben die Hersteller eine Minimallast P_{min} an. Nach Schaeffler [40] berechnet sich diese für Zylinderrollenlager anhand der statischen Tragzahl C_{0r} :

$$P_{min} = \frac{C_{0r}}{60} \quad (4)$$

Die Auslegung nach SKF [41] beinhaltet den Minimallastfaktor k_r , die Referenzdrehzahl n_{ref} , den mittleren Lagerdurchmesser d_m sowie die Wellendrehzahl n :

$$P_{min} = k_r \cdot \left(6 + \frac{4 \cdot n}{n_{ref}} \right) \cdot \left(\frac{d_m}{100} \right)^2 \quad (5)$$

Trotz ausreichender Radiallast entstehen sowohl hoher Schlupf [19, 23, 24, 26, 42–44] als auch Anschmierungen [1, 20, 29, 45] in Zylinderrollenlagern. Tabelle 2 fasst die maßgeblichen Einflussfaktoren auf das kinematische Verhalten von Wälzlagern zusammen.

Durch die häufig nicht linearen und sich gegenseitig beeinflussenden Parameter ist eine allgemeingültige Vorhersage von Schlupfwerten nicht möglich. Dies spiegelt sich auch in den diesbezüglichen Veröffentlichungen wider, deren Ergebnisse in Tabelle 3 und 4 zusammengefasst sind. In diesen sind die aus der Literaturrecherche abgeleiteten Auswirkungen von Einzelparametervariationen auf die Kinematik in Zylinderrollenlagern dargestellt.

Tabelle 2: Einflussfaktoren auf den Schlupf in Zylinderrollenlagern nach [23] und erweitert um Ergebnisse der Literaturrecherche

Kategorie	Faktor	Ausprägung
Last	Radiallast	
	Axiallast	
	Lastgradient	
	Lastangriffswinkel	
	Verkipfung	
	Schränkung	
	Schwingung und Vibration	
Drehzahl	Drehzahl	
	Drehzahlgradient	
Schmierung	Ölviskosität	
	Ölstand	
	Öltemperatur	
	Öleinspritzwinkel	
	Öleinspritzmenge	
Lager	Rotierender Innen- oder Außenring	
	Vollrollig oder Käfig	
	Käfig	Masse Käfigführung Material Geometrie, Toleranzen
	Massenträgheit der Wälzkörper	
	Borde	rotierend, stillstehend Geometrie, Toleranzen
	Betriebsspiel	Axial Radial
	Rauigkeit	
	Lagerbreite Profilierung Beschichtung	

2.1.2.1 *Radiallast und Betriebsspiel*

Sowohl durch eine Erhöhung der Radiallast als auch durch eine Reduzierung des Betriebsspiels durch Wahl einer niedrigeren Lagerluftklasse oder durch thermische Ausdehnung [46] erfolgt eine Aufweitung der Lastzone. Hierdurch vergrößert sich der Bereich, in welchem die Rollen angetrieben werden. Folglich sinken alle drei relevanten Schlupfgrößen: Wälzkörpersatzschlupf S_{ws} , minimaler Wälzkörperschlupf $S_{wk,min}$ und maximaler Wälzkörperschlupf $S_{wk,max}$. [19, 23, 26, 44, 47–49, 54]

Lediglich für Lager mit negativem Betriebsspiel führt eine Lasterhöhung aufgrund der Einfederung zu einer größeren lastfreien Zone und folglich zu erhöhtem Schlupf [42].

2.1.2.2 *Lastrichtung*

Innerhalb vollrolliger Zylinderrollenlager entstehen deutlich höhere Wälzkörperschlupfwerte bei einer entgegen der Schwerkraft orientierten Radialbelastung als umgekehrt (siehe Abbildung 8). Darüber hinaus ist auch eine geringfügige Erhöhung des Wälzkörpersatz-Schlupfs festzustellen. Für Käfiglager sind keine eindeutigen Unterschiede messbar. [19, 23, 24, 26]

2.1.2.3 *Drehzahl*

Der Käfig- und Satzschlupf nimmt für steigende Drehzahlen aufgrund der höher erfordernten Tangentialkräfte für die Aufrechterhaltung der Solldrehzahl zu. Grundsätzlich wird der fallende maximale Wälzkörperschlupf bei Erhöhung der Drehzahl auf die sinkende Verweildauer in der lastfreien Zone sowie höhere Fliehkräfte zurückgeführt. [19, 23, 46, 50, 51]

In [26] wird allerdings eine gleichbleibende, absolute Geschwindigkeitsdifferenz des Wälzkörpers für unterschiedliche Innenringdrehzahlen festgestellt. Dementsprechend sinkt der Schlupf lediglich, da er als eine bezogene Größe definiert ist. Verantwortlich für die konstante Differenzgeschwindigkeit ist eine indirekt proportionale Abnahme der Verweildauer sowie eine proportionale Zunahme des auf die Rolle wirkenden Bremsmoments innerhalb der lastfreien Zone bei Erhöhung der Innenringdrehzahl.

2.1.2.4 *Schiefstellung*

Bei der Schiefstellung der Lagerringe wird unterschieden in Kippen um die Achse senkrecht zur Lastrichtung sowie Schränken um die Achse der Lastrichtung (siehe Abbildung 7). Beide Varianten führen zu einer schlupfreduzierenden Aufweitung der Lastzone, erhöhtem Bordkontakt sowie Schiefstellung der Wälzkörper. Insgesamt besitzen Schiefstellungen abgesehen von nahezu lastfreien Bedingungen in den wenigen hierzu veröffentlichten Versuchen nur untergeordneten Einfluss auf den Schlupf. [23, 26, 46, 52]

Grundsätzlich ist darüber hinaus durch die Schiefstellung der Wälzkörper von einer erhöhten Reibkraft im Rolle-Käfig und vor allem Rolle-Rolle-Kontakt auszugehen.

2.1.2.5 *Axialkraft*

Steigende Axialkräfte führen aufgrund des Bordkontaktes mit dem treibenden Ring zu einer deutlichen Reduzierung des Wälzkörperschlupfs. Durch Schränken berühren die Wälzkörper auch außerhalb der radialen Kraftübertragung die Borde. Da mehr Rollen an der axialen als an der radialen Kraftübertragung teilhaben, führt dies zu einer Aufweitung des schlupffreien Bereichs. [32]

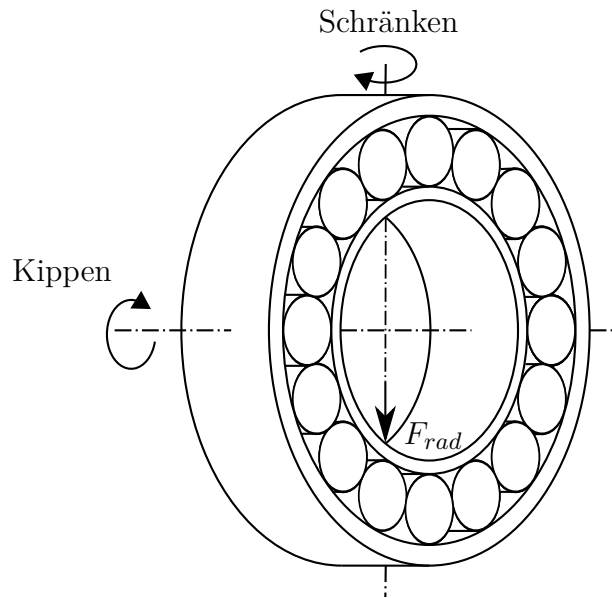


Abb. 7: Kippen und Schränken von Zylinderrollenlagern

2.1.2.6 Vollrollig oder mit Käfig betriebene Lager

Aufgrund der entgegengesetzten Umfangsgeschwindigkeit im Rolle-Rolle-Kontakt treten in vollrolligen Lagern trotz selber Baugröße deutlich höhere Schlupfwerte als in käfiggeführten Lagern auf (siehe Abbildung 8). Sowohl die Käfigart als auch die Käfigführung beeinflussen wesentlich das Schlupfverhalten. [19, 24, 44, 50, 54]

Innenringgeführte Käfige zeigen aufgrund der antreibenden Wirkung niedrigere Schlupfwerte als wälzkörper- oder außenringgeführte Käfige [26, 48–50, 53].

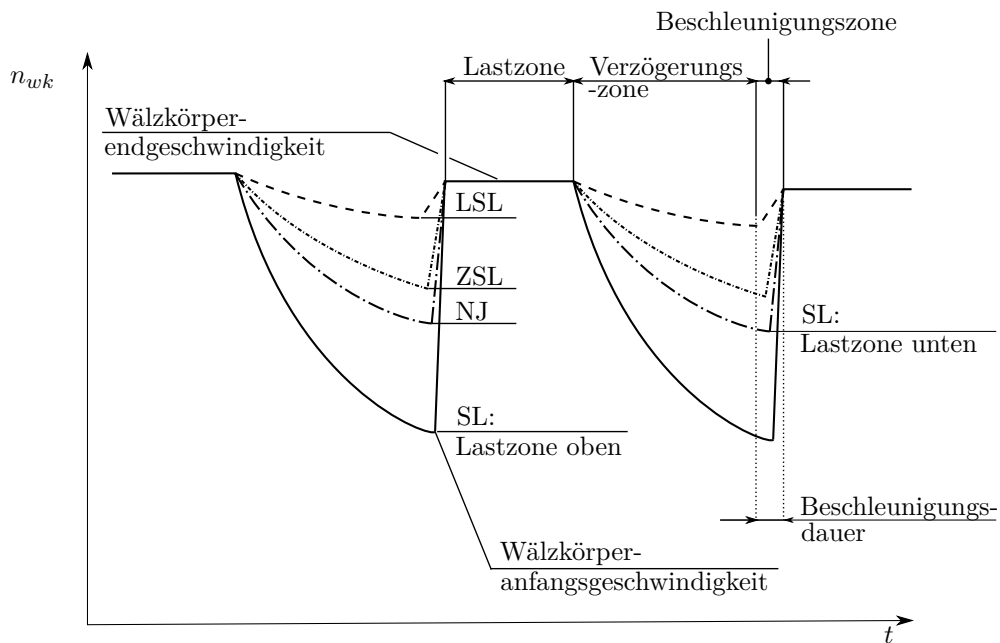


Abb. 8: Zeitlicher Verlauf der Wälzkörpergeschwindigkeit für verschiedene Zylinderrollenlager der Baureihe 19332 (SL - vollrollig, ZSL - Kunststoffzwischenstücke, LSL - Scheibenkäfig, NJ - Fenster-Messing-Käfig) [19]

Tabelle 3: Auswirkungen untersuchter Einflussfaktoren auf den Schlupf in Radial-Zylinderrollenlagern mit Käfig
(\uparrow zunehmend, \downarrow abnehmend, \updownarrow zu- und abnehmend)

Kategorie	Faktor	$S_{wk,max}$	Quelle	$S_{wk,min}$	Quelle	S_k	Quelle
Last	\uparrow Radialkraft	\downarrow	[19, 23, 26, 47, 48, 54]	\downarrow	[19, 23, 54]	\downarrow	[23, 26, 46, 47, 49, 54]
	\uparrow Axialkraft	\downarrow	[32]				
	\uparrow Verkipfung	\uparrow	[23, 26]	\uparrow	[23]	\downarrow \uparrow	[26, 46] [23]
	\uparrow Schränkung	\downarrow	[23]	\downarrow	[23]	\downarrow	[23]
Drehzahl	\uparrow Drehzahl	\downarrow	[23, 26, 50]	\uparrow	[23, 50]	\uparrow	[19, 23, 46, 50, 51]
		\updownarrow	[55]	\updownarrow	[55]	\updownarrow	[56]
Schmierstoff	\uparrow Ölstand	\uparrow	[26]	\uparrow	[23]	\uparrow	[23, 49]
	\uparrow Einspritzmenge	\uparrow	[54, 55]	\uparrow	[54, 55]	\uparrow	[54, 56]
	\uparrow Öltemperatur	\downarrow	[23, 26, 50]	\updownarrow	[23]	\downarrow \uparrow	[23, 50] [23, 26, 49]
	\uparrow Viskosität					\uparrow	[47]
Käfig	Innenringführung	\downarrow	[26, 50]	\downarrow	[50]	\downarrow	[26, 49, 50]
	Wälzkörperführung	\uparrow	[26, 48, 53]			\uparrow	[49]
	Einteilig	\downarrow	[55]	\downarrow	[55]	\downarrow	[56]
	\uparrow Steifigkeit	\downarrow	[55]	\downarrow	[55]	\downarrow	[56]
	\uparrow Masse	\uparrow	[54]	\uparrow	[54]	\uparrow	[54]
Lager	\uparrow Betriebsspiel	\uparrow	[23, 26, 54, 57]	\uparrow	[26, 54, 57]	\updownarrow \uparrow	[23] [26, 54, 57]
		\downarrow	[48]				
	\uparrow Lagerbreite	\downarrow	[26]				

Tabelle 4: Auswirkungen untersuchter Einflussfaktoren auf den Schlupf in vollrolligen Radial-Zylinderrollenlagern
(\uparrow zunehmend, \downarrow abnehmend, \updownarrow zu- und abnehmend)

Kategorie	Faktor	$S_{wk,max}$	Quelle	$S_{wk,min}$	Quelle	S_{ws}	Quelle
Last	\uparrow Radialkraft	\downarrow	[19, 42, 55]	\downarrow	[19, 50, 55]	\downarrow	[24, 43, 56]
	Lastzone oben	\uparrow	[19]			\uparrow	[24]
	\uparrow Verkipfung	\downarrow	[42]				
Drehzahl	\uparrow Drehzahl	\downarrow	[19, 42, 58]	\uparrow	[19]	\uparrow	[24, 43]
		\updownarrow	[55]	\updownarrow	[55]	\updownarrow	[56]
Schmierstoff	\uparrow Ölstand	\uparrow	[58]				
	\uparrow Einspritzmenge	\uparrow	[55]	\uparrow	[55]	\uparrow	[56]
	\uparrow Viskosität	\uparrow	[58]			\uparrow	[43]
Lager	\uparrow Betriebsspiel	\uparrow	[42]				

2.1.2.7 *Schmierstoff, Viskosität und Ölstand*

Maßgeblich für das kinematische Verhalten sind die in den bremsenden und antreibenden Kontakten wirkenden Reibkräfte. Im Bereich der Flüssigkeitsreibung führen fallende Viskositäten zu einer sinkenden Reibkraft aufgrund abnehmender Scherspannung im Schmierkontakt. Hat die niedrige Viskosität Misch- oder Grenzreibung zur Folge, nehmen die Reibfaktoren deutlich zu. [59] Neben der Viskosität nimmt auch der Druckkoeffizient des Schmierstoffs wesentlichen Einfluss auf den Reibungszustand [23]. Aus diesen Gründen kann eine Veränderung der Viskosität grundsätzlich sowohl in einem besseren als auch einem schlechteren kinematischen Verhalten resultieren. Darüber hinaus kann Schlupf im Lager auch zu einer erheblichen Erwärmung und folglich Reduzierung der Viskosität in den verschiedenen Schmierkontakten führen [49].

Für Käfiglager [23, 26, 50] wie auch vollrollige [58] ergibt eine Reduzierung der Viskosität voraussichtlich aufgrund geringerer Reibkräfte im Rolle-Rolle- und Rolle-Käfig-Kontakt eine Abnahme des maximalen Wälzkörperschlupfs.

Ein eindeutiger Zusammenhang besteht zu zunehmendem Ölstand, der aufgrund von Planschverlusten sowohl Wälzkörper- als auch Käfigschlupf erhöht. Eine Erhöhung der Viskosität oder eine ungünstige Käfiggeometrie sind in diesem Fall ebenfalls schlupffördernd. Bezüglich minimalem Wälzkörper-, Käfig- und Wälzkörpersatzschlupf kann eine erhöhte Viskosität auch zur Schlupfabnahme führen, da die übertragbaren Reibkräfte in der Lastzone ansteigen. [23, 26, 49]

2.2 TEMPERATURMODELLE ZUR VORHERSAGE VON FRESSEN

2.2.1 *Allgemein*

In der Tribologie wird bei Schadensarten, die auf adhäsiven Mechanismen beruhen und zu Materialübertrag sowie plastischen Verformungen der Oberfläche führen, überwiegend von Fressen oder dem englischen Begriff Scuffing gesprochen. Im Vergleich zum Anschmieren gibt es hierzu eine Vielzahl an Veröffentlichungen zu diversen Verschleißmodellen. Dennoch zählt diese Art des Verschleißes weiterhin zu den am wenigsten verstandenen Phänomenen der Tribologie. Im Laufe der Zeit haben sich eine Vielzahl an unterschiedlichen Vorstellungen entwickelt, welche physikalischen oder chemischen Effekte hauptverantwortlich für das Auftreten von Fressen sind. Einen hierüber bis heute weitestgehend unveränderten Überblick liefern die Reviews von Bowman und Stachowiak [14] sowie von Dyson [13, 60]. Allgemein wird Fressen als thermischer Mechanismus angesehen. Deshalb basieren die meisten Versuche der Vorhersage auf Temperaturmodellen. Diese haben ihren Ursprung in Bloks kritischer Kontakttemperatur [61]. Hiernach soll Fressen einsetzen, sobald eine von den Werkstoff-, Oberflächen- und Schmierstoffeigenschaften abhängige Temperatur im Zentrum der Kontaktzone überschritten wird. Im Schmierkontakt können unterschiedliche physikalische Effekte auftreten, die aufgrund des Überschreitens einer kritischen Temperatur in Kraft treten. Eine durch Gleitreibung steigende Temperatur im Eingangsbereich führt zu einem Abfall der Viskosität, welche zu einem Schmierfilmzusammenbruch und folglich zu Fressen führen soll. Dies wird auch bei Versuchen zu Anschmierungen an 3-Scheiben-Prüfständen beobachtet (siehe Kapitel 2.1.1.6) [18, 20].

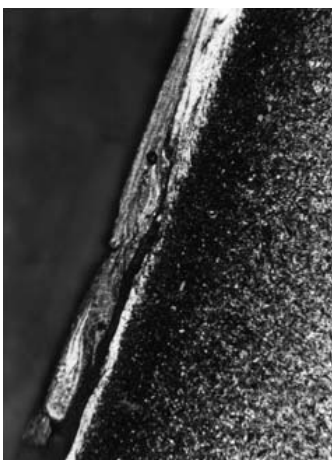
Außerdem begünstigen hohe Temperaturen eine thermische sowie oxidative Zersetzung des Schmierstoffes, wodurch die Bildung oberflächenschützender Schichten beeinträchtigt wird. Zudem kann ein Überschreiten einer kritischen Temperatur zu einem schnelleren

Ab- als Aufbau schützender Adsorptions- und Reaktionsschichten führen. Im Fall einer ausreichenden Kontaktzeit führt dies zur vollständigen Zerstörung der Grenzschichten und zu ungeschützten Rauigkeitsspitzen, welche als Ursprung für das Fressen angesehen werden. [14]

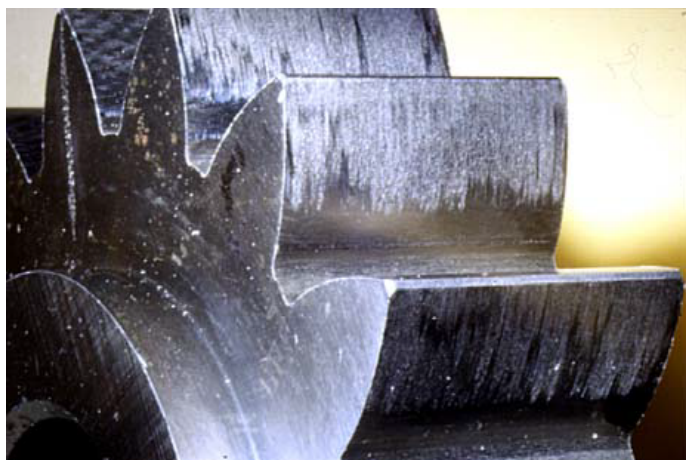
2.2.2 *Fresstragfähigkeit von Zahnrädern*

Wie eine praktische Anwendung eines Temperaturkriteriums hinsichtlich der Auslegung gegen Ansmierungen aussehen kann, zeigt sich bei der Bestimmung der Fresstragfähigkeit von Zahnrädern. Dort stehen im Gegensatz zu Wälzlagern gültige Normen zur Auslegung bezüglich adhäsiven Verschleißes zur Verfügung. Anhand dieser lässt sich eine Sicherheit gegenüber Warmfressen bestimmen, welches bei hohen Geschwindigkeiten und Drehmomenten aufgrund thermischer Überlastung des Kontaktes auftritt. Sowohl vom makroskopischen Schadensbild (b) als auch der veränderten Gefügestruktur (a) in Abbildung 9 erinnert dies an die Ansmierungen in Abbildung 1 und die hierbei entstehenden Gefügeänderungen in Abbildung 2. Die neusten Versionen zur Berechnung der Fresstragfähigkeit stellen die ISO/TS 6336-20 [63] für das Blitztemperaturverfahren und die ISO/TS 6336-21 [64] für das Integraltemperaturverfahren dar. Ähnliche Vorgehensweisen anhand der beiden Methoden sind darüber hinaus auch in den Normen AGMA 925-A03 [65] und DIN 3990-4 [66] zu finden.

Für die Berechnung müssen zunächst die Geschwindigkeits- und Pressungsverhältnisse über die Zahneingriffsstrecke anhand der bekannten Geometrie und Betriebsparameter für beide Zahnräder bestimmt werden. Zusätzlich ist die mittlere örtliche Reibungszahl im Kontakt erforderlich. Diese kann entweder über Versuche oder anhand von zur Verfügung gestellten Formeln abgeschätzt werden. Darüber hinaus werden die thermischen und mechanischen Werkstoffeigenschaften benötigt. Neben weiteren Geometrie- und Belastungsfaktoren wird bei Berechnung der Blitztemperatur zusätzlich durch einen Näherungsfaktor das erhöhte Fressrisiko zu dem Zeitpunkt der ersten Berührung der Zahnflanken berücksichtigt, zu welchem noch kein Schmierfilm aufgebaut wurde. Bei Bestimmung der Integraltemperatur wird außerdem der Einlaufzustand miteinbezogen. Nicht eingelaufene Zahnräder führen zu höheren Blitz- und Integraltemperaturen im Kontakt, welche ursächlich für das häufig beobachtete höhere Fressrisiko neuer Maschinenelemente sind.



(a) Querschliff [33]



(b) Makroskopisches Schadensbild [62]

Abb. 9: Warmfressen bei Zahnrädern

Die für eine Material-Werkstoff-Paarung gültige Blitz- und Integraltemperatur, bei welcher Fressen auftritt, wird anhand genormter Versuche ermittelt. Für weite Bereiche der Betriebsbedingungen wird für nicht additivierte Schmierstoffe angenommen, dass die Fress-temperatur konstant ist. Vor allem bezüglich des Blitztemperaturverfahrens wird allerdings darauf hingewiesen, dass Schmierstoffe mit verschleiß- und reibungsmindernden Additiven die tatsächliche Fress-temperatur in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen wesentlich und derzeit nicht vorhersagbar beeinflussen. Deshalb sollten die Versuchsbedingungen möglichst übereinstimmend zu den späteren Einsatzbedingungen gewählt werden. Für sehr kurze Kontaktzeiten, die einer Zerstörung der Grenzschichten vorbeugen, ist es außerdem in Abhängigkeit von deren Wert möglich, eine Zunahme der zulässigen Fress-temperatur abzuschätzen.

Die gültigen Normen stellen lediglich einen Zwischenstand der derzeitigen Forschung dar. Weiterführende Untersuchungen und hierauf aufbauende Methoden sind erforderlich, um die komplexen Zusammenhänge von hydrodynamischen, thermodynamischen und chemischen Vorgängen in der Berechnung der Fress-Stragfähigkeit zu berücksichtigen. [63, 64]

Das Berechnungsverfahren anhand der Blitztemperatur geht dabei auf die Untersuchungen Bloks [61] zurück. Das Integraltemperaturverfahren stellt eine Weiterentwicklung von Michaelis [67] dar, welches auf der Annahme basiert, dass ein mittleres thermisches Energieniveau für das Versagen der schützenden Schmierfilme und Grenzschichten verantwortlich ist. Der Einbezug der Kontaktzeit, durch welche die temperaturabhängige Reaktionsgeschwindigkeit der chemischen Prozesse in der Grenzschicht berücksichtigt wird, leitet sich von Collenbergs Kontaktzeit-Methode [33] ab. Hierdurch wird der beobachtete Wiederanstieg der Fresslast-Geschwindigkeitskurve bei hohen Geschwindigkeiten berücksichtigt. Eine zusätzliche Weiterentwicklung stellt die Temperatur-Zeit-Methode nach Schlenk [35] dar, welche die erhöhte Fress-Stragfähigkeit aufgrund der gestiegenen Reaktions-freudigkeit der Additive bei größeren Massentemperaturen miteinbezieht.

Für eine ausführliche Zusammenfassung der zitierten Normen und Veröffentlichungen bezüglich der Berechnung der Fress-Stragfähigkeit wird auf [62, 68] verwiesen.

Übergeordnet verfolgen die nachfolgenden Untersuchungen das Ziel, das Verständnis hinsichtlich Schlupf- und Anschmierverhalten in vollrolligen, kleinen Zylinderrollenlagern zu erweitern. Dieses dient als Grundlage für zukünftige Neuentwicklungen und Validierungen, in welchen das Ansmierrisiko bisher nur unzureichend berücksichtigt ist. Der Stand der Technik im vorangehenden Kapitel beschreibt umfassend den zugrundeliegenden Mechanismus der Entstehung von Anschmierungen. Allerdings beziehen sich die veröffentlichten Untersuchungen vor allem auf große Zylinderrollenlager unter rein radialer Belastung. Ein Großteil der Untersuchungen findet außerdem an Scheiben-Prüfständen statt, welche das Anschmieren anhand einzelner Wälzkörper nachbilden. Ohne das Verständnis, welche Kontaktpressungen, aber vor allem welches Kinematikverhalten im vollständigen Lager vorliegen, können die hierdurch gewonnen Erkenntnisse nicht auf reale Anwendungen übertragen werden.

Die Veröffentlichungen zeigen, dass durch Vermeidung von Betriebspunkten mit hohem Schlupf das Auftreten von Anschmierungen reduziert werden kann. Derzeit gibt es keine Wissensgrundlage, um das Kinematikverhalten kleiner, kombiniert belasteter Zylinderrollenlager mit exzentrischer Radialkraft abzuschätzen. Um diese Lücke zu schließen, werden ausführliche Schlupfmessungen unter Variation der Kräfte, Drehzahlen, Öltemperaturen sowie Prüfstands- und Lagertoleranzen durchgeführt. Hierzu ist eine geeignete Messmethode auszuwählen und eine automatisierte Prüfstandssteuerung und Auswerteroutine zu entwickeln. Hiermit wird eine Charakterisierung der Kinematik über den gesamten Betriebsbereich vorgenommen. Die gewonnenen Erkenntnisse dienen als Eingangsgrößen für gezielte Ansmierversuche. Ein hohes Augenmerk liegt auf der Untersuchung der Lagertoleranzen, um im ersten Schritt hohen Schlupf und darauf aufbauend Anschmierungen durch geeignete Toleranzwahl zu vermeiden.

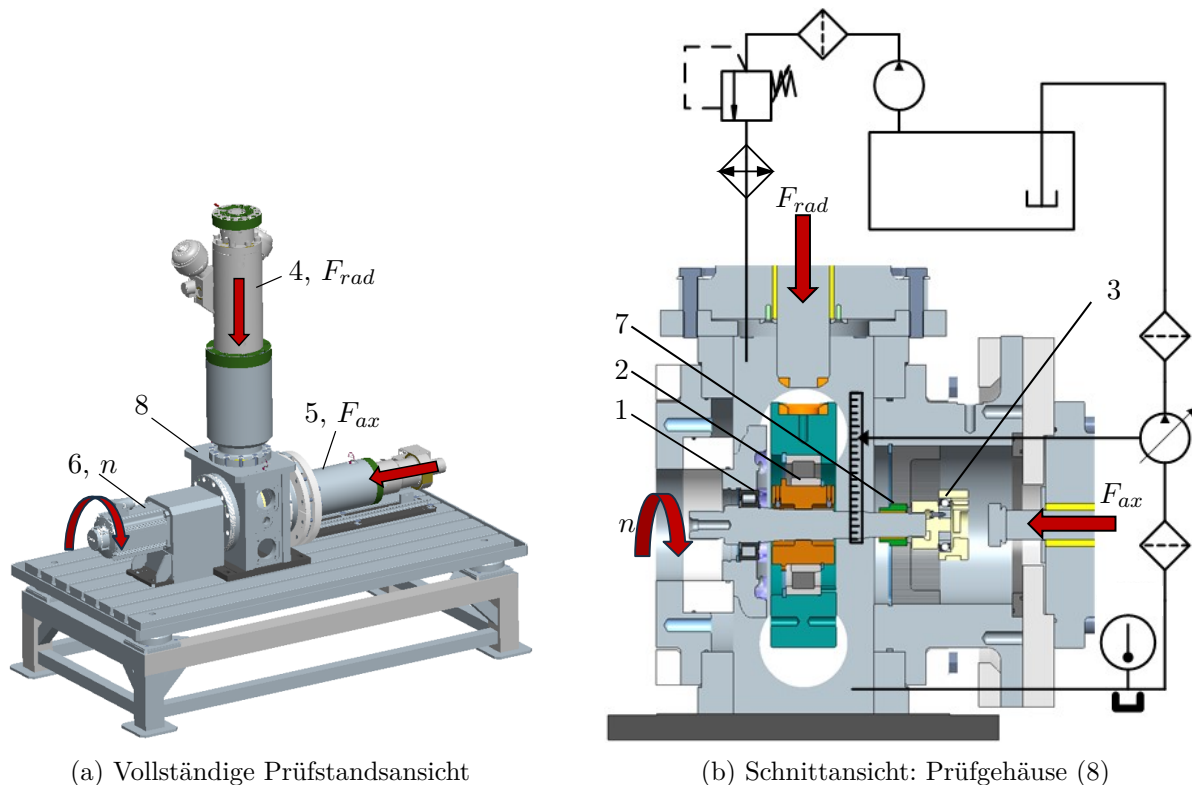
Hierzu sind systematische Ansmierversuche durchzuführen. Diese bauen auf dem ermittelten Schlupfverhalten sowie einem für diese Anwendung bekannten Ansmierversuch auf, welcher hochdynamische und überhöhte Kräfte besitzt. Da der Einlauf zu berücksichtigen ist sowie eine Befundung der Lager nach dem Versuch erfolgen muss, ist je Versuch eine Umrüstung des Prüfstands erforderlich. Hierdurch ist nur eine begrenzte Anzahl von Versuchen möglich. Deshalb müssen die durchzuführenden Testreihen im Rahmen einer statistischen Versuchsplanung stattfinden, um effizient ein bestmögliches statistisches Modell des Anschmierverhaltens für den gesamten Betriebsbereich aufzustellen. Durch gleichzeitige Schlupfmessungen wird auf Ort und Zeitpunkt der Anschmierungen zurückgeschlossen. Darüber hinaus wird ein Modellprüfstand entwickelt und in Betrieb genommen, welcher reproduzierbar Versuche für kleine Rollenabmessungen und Schiefstellungen von wenigen Winkelminuten ermöglicht. Hierdurch ist die zielgerichtete Ermittlung von ansmierkritischen tribologischen Kennwerten abhängig von Anwendung, Öl und Wälzlagerwerkstoff möglich.

Die vorliegende Arbeit liefert die Grundlage, um aufbauend darauf mit Mehrkörpersimulationen Grenzwerte für Ansmier- und Fresskennwerte zu ermitteln. Die ausführlichen Kinematikmessungen liefern hierbei ein geeignetes sowie erforderliches Gütekriterium, um die Simulationsergebnisse als valide nachzuweisen.

4.1 WÄLZLAGERPRÜFSTAND

Der verwendete Wälzlagerprüfstand in Abbildung 10 besitzt einen modularen Aufbau, um verschiedene Wellen-Lager-Systeme unterschiedlicher Anwendungen zu untersuchen. Hierdurch sind aussagekräftige Verschleiß- und Lebensdauerversuche möglich.

Die nachfolgenden Versuche beziehen sich ausschließlich auf den Aufbau mit dem vollrolligen Zylinderrollenlager (1) vom Werkstoff 100Cr6 und Typ NUP 2208, dessen Grundabmaße in Abbildung 11 dargestellt sind. Die Radialkraft wird über ein Zylinderrollenlager (2) und die Axialkraft über ein Rillenkugellager (3) auf die Welle aufgebracht. Die Kraftaufbringung erfolgt über zwei getrennt regelbare Hydraulikzylinder (4, 5). Die Drehzahl n wird vom E-Motor (6) über zwei Elastomer-Klauenkupplungen mit Zwischenwelle quer- und axialkraftfrei übertragen. Die Welle wird über ein Gleitlager (7) sowie das untersuchte Zylinderrollenlager (1) gelagert. Letzteres nimmt vollständig die Axialkraft F_{ax} und 67 % der exzentrisch aufgetragenen Radialkraft F_{rad} auf. Wenn sich nachfolgend auf die Radialkraft F_{rad} bezogen wird, bezieht sich dies auf die vollständig vom Hydraulikzylinder aufgetragene Radialkraft. Die Lager befinden sich vollständig in Öl getaucht in einer umlaufenden Vollbadschmierung. Hierfür besitzt der Prüfstand einen geschlossenen Schmierungskreislauf, welcher sowohl zum Heizen als auch Kühlen des Öls dient. Dieses wird mit einem 10 μm Partikelfilter gefiltert. Reproduzierbare Umgebungsbedingungen sind durch eine geregelte Kühlung auf minimal 18°C möglich.



(a) Vollständige Prüfstandsansicht

(b) Schnittansicht: Prüfgehäuse (8)

Abb. 10: Aufbau des Wälzlagerprüfstands

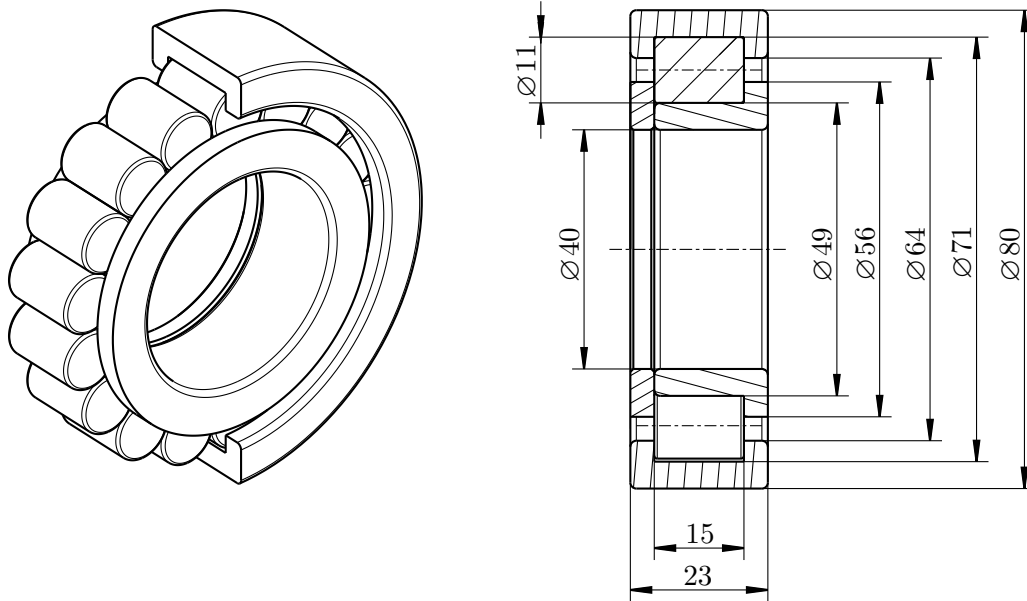


Abb. 11: Grundabmaße des vollrolligen Zylinderrollenlagers NUP 2208

4.2 SCHLUPFMESSTECHNIK

4.2.1 *Stand der Technik*

Zur vollständigen Beschreibung der Kinematik des vollrolligen Zylinderrollenlagers sind sowohl die Satz-drehzahl als auch die Eigenrotation des Wälzkörpers erforderlich. Ersteres lässt sich vergleichsweise einfach über einen fest positionierten Inkrementalgeber umsetzen. Aufgrund der überlagerten Satz-drehzahl stellt sich die Messung der Rollendrehzahl messtechnisch aufwendiger dar. Demzufolge sind verschiedene messtechnische Ansätze in der Literatur zu finden:

- Kardanische Wälzkörperanbindung eines mit Wälzkörpersatz-drehzahl rotierenden Inkrementalgebers: Nur für Lagerungen am Wellenende möglich sowie Beeinträchtigung von Kinematik durch Reibung und Massenträgheit der Kardanik [29, 47]
- Aufnahme mit Hochgeschwindigkeitskamera und Auswertung mit Software [44, 54] oder Bildrotator [69, 70] (Spiegelprisma mit Hälfte der Käfigdrehzahl erzeugt stehende Bilder der sonst umlaufenden Rollen): Optische Zugänglichkeit erforderlich
- Wälzkörper versehen mit radioaktiven Isotopen und koaxial zum Rollensatz angebrachter Detektor: Hoher Versuchsaufwand [71]
- Verbindung eines Wälzkörpers mit einer halbkreisförmigen Leichtmetall-Scheibe, welche eine Kapazitätsänderung im elektrischen Schwingungskreis verursacht [72]
- Laserstrahl, der über Photodiode schwarze Markierungen an Rollenstirnseite detektiert: Lediglich lokale Schlupfmessung [32]
- Magnetisierter oder mit Magnet versehener Wälzkörper induziert Spannung in zum Rollensatz koaxialer Spule [23, 26, 44, 50, 54, 73–75]

4.2.2 Aufbau und physikalische Modellvorstellung

Die Integration einer Kupferspule sowie die Präparation eines Wälzkörpers mit einem diametralen Magneten ist die derzeit verbreitetste und auch in diesem Fall die geeignetste Methode hinsichtlich:

- reduziertem Versuchsaufwand durch globale Bestimmung der Wälzkörperdrehzahl
- eingeschränktem Bauraum
- geringer Veränderung der Wälzkörpermassenträgheit
- kostengünstiger, schneller sowie einfacher Adaption des Prüfstands und Wälzkörpers
- Anwendbarkeit in realen Produkten



(a) Mit Epoxidharz in Spulenflansch vergossene Kupferspule



(b) Wälzkörper präpariert mit Passstift und darauf geklebtem Magnet

Abb. 12: Aufbau von Spule und Wälzkörper für Schlupfmessung

Die Rollendrehzahl wird nachfolgend anhand der induzierten Spannung U_{ind} berechnet. Diese ist für eine Spule mit N Windungen, der magnetischen Feldstärke B_m des Diametralmagneten sowie die von den Feldlinien durchdrungene Fläche A wie folgt definiert:

$$U_{ind} = N \cdot \frac{d\Phi}{dt} = N \cdot \frac{d(\vec{B}_m \cdot \vec{A})}{dt} = N \cdot \left(\frac{d}{dt} \vec{B}_m \cdot \vec{A} + \vec{B}_m \cdot \frac{d}{dt} \vec{A} \right) \quad (6)$$

Die Fläche und Magnetstärke sind konstante Größen. Aufgrund der parallelen Geschwindigkeitsrichtung zur Spule wird durch die überlagerte Wälzkörpersatzrotation keine Spannung induziert. Damit resultiert mit der Wälzkörperfrequenz f_{wk} und unter Vernachlässigung der Spulenkrümmung für die induzierte Spannung:

$$U_{ind} = N \cdot 2\pi \cdot f_{wk}(t) \cdot B_m \cdot A \cdot \sin \left(2\pi \int f_{wk}(t) dt \right) \quad (7)$$

Folglich ist die Drehzahl des Wälzkörpers direkt proportional zur Amplitude wie auch der Frequenz der induzierten Spannung. Die maximale Spannungsinduktion wird durch einen starken Magnet sowie eine hohe Windungszahl erreicht. Aus diesem Grund wird die in Abbildung 12 (a) dargestellte Spule mit der konstruktiv größtmöglichen Breite und Tiefe sowie einem 0,1 mm dünnen Kupferdraht verwendet. Hierdurch wird ein hohes Signal-Rausch-Verhältnis von 20 dB in den Versuchen erreicht. Die Spule ist mit Epoxidharz vergossen und zugentlastet mit den Messleitungen verbunden. Der präparierte Wälzkörper in Abbildung 12 (b) ist mit einem durchgehenden Stift versehen. Auf der einen Seite wird hierdurch der Abstand zwischen Spule und Magneten auf 1 mm reduziert. Auf der anderen Seite fungiert der überstehende Stift zur Messung der Wälzkörpersatzdrehzahl. Da die diskontinuierlichen Schlupfmessungen ausschließlich für statische Betriebsbedingungen stattfinden, ist von konstantem Wälzkörpersatzschlupf auszugehen. Durch die Messung der Wälzkörper- und Wälzkörpersatzdrehzahl über denselben Wälzkörper wird der Wälzkörperschlupf lokal über den Lagerumfang aufgelöst.

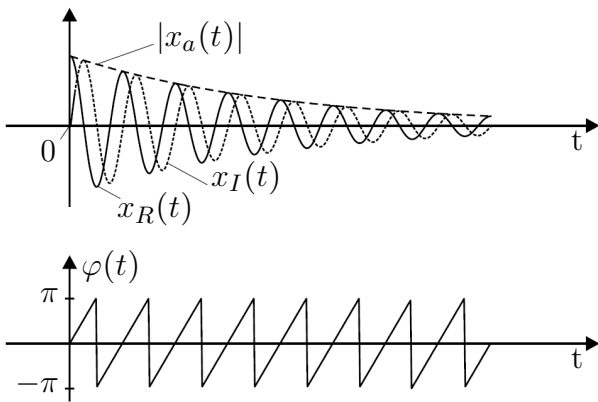
4.2.3 Auswertungsalgorithmus

4.2.3.1 Analytisches Signal

Die nachfolgenden Auswertungsmethoden basieren auf Betrachtung des analytischen Signals $x_a(t)$ der induzierten, reellen Spannung $x(t) = U_{ind}$. Dieses wird anhand der Hilbert-Transformation gebildet, welche eine lineare Integraltransformation darstellt. Der Imaginärteil wird hierbei um 90° zum ursprünglichen Signal, dem Realteil, phasenverschoben und besitzt dieselbe Amplitude. Das analytische Signal $x_a(t)$ ist definiert als komplexwertige Funktion, welche im komplexen Zahlenraum differenzierbar ist und deren Imaginärteil der Hilbert-Transformierten \mathcal{H} des Realteils entspricht [76]:

$$x_a(t) = x(t) + j\mathcal{H}(x(t)) \quad (8)$$

Eine komplexwertige Funktion lässt sich wie in vorangehender Gleichung über Real- und Imaginärteil darstellen, aber auch über Betrag $|x_a(t)|$ und Momentanphase $\varphi(t)$ in den Gleichungen 9 und 10. Am Beispiel des analytischen Signals einer abklingenden Schwingung in Abbildung 13 ist der Verlauf der komplexen Größen grafisch dargestellt.



$$|x_a(t)| = \sqrt{x_R^2(t) + x_I^2(t)} \quad (9)$$

$$\varphi(t) = \arctan\left(\frac{\text{Im}(x_a(t))}{\text{Re}(x_a(t))}\right) \quad (10)$$

Abb. 13: Komplexer Betrag $|x_a(t)|$ (Hüllkurve) und Momentanphase $\varphi(t)$ eines analytischen Signals am Beispiel einer abklingenden Schwingung [77]

4.2.3.2 Frequenz- und Phasenbetrachtung des analytischen Signals

Der Diametralmagnet induziert abhängig seiner Drehzahl eine sinusförmige Spannung nach Gleichung 7 in der Spule. Die Phase $\varphi(t)$ des analytischen Signals kann als dessen momentane Winkelposition gegenüber der Spule interpretiert werden. Diesen Zusammenhang nutzen Volkmuth et al. [50] indem zunächst die zeitkontinuierliche Phase des analytischen Signals in einen stetigen Verlauf transformiert wird. Aus der nachfolgenden Differenzierung resultiert die Frequenz der Rollendrehzahl. In Abbildung 14 ist die Bildung des analytischen aus dem reellen Spulensignal sowie die daraus folgende Momentanphase und deren stetiger Verlauf dargestellt. Als vergleichbare Herangehensweise nutzt Bajer [23] die Frequenzdemodulation der induzierten Spannung zur Drehzahlberechnung. Neben der Phasenbetrachtung nutzt auch die Stützstellenmethode [26, 73–75] die Frequenzproportionalität zur Drehzahlberechnung. Da hierbei nur jeweils die beiden Extrema und Nullstellen herangezogen werden, ist die Auflösung einer Wälzkörperumdrehung auf vier Unterteilungen begrenzt. Die in den nachfolgenden Untersuchungen geltende Anforderung auch hohe Schlupfwerte zeitlich ausreichend aufzulösen, wird mit letztgenannter Methode nicht erfüllt.

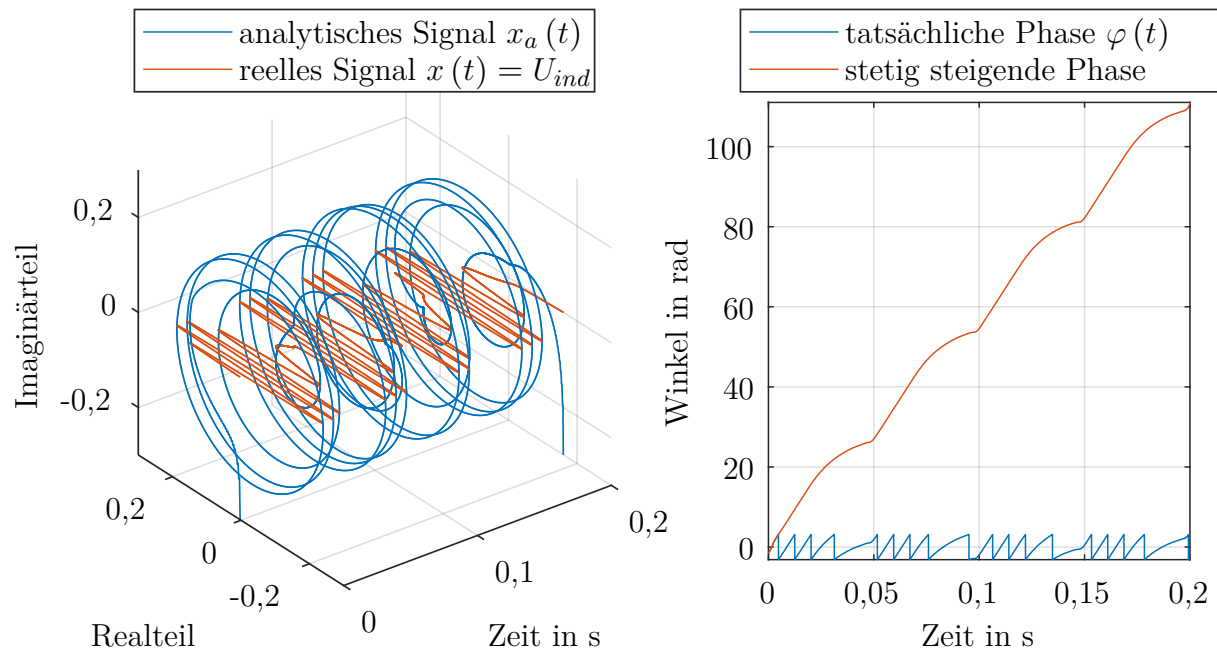


Abb. 14: Bildung des analytischen Signals aus reellem, synthetischen Spulensignal mit Umrechnung von tatsächlicher zu stetiger Phase

Zusätzlich zum allgemeinen Rauschen weisen reale Spulensignale in der lastfreien Zone weitere, dem Rauschen ähnliche Ausschläge auf. Diese sind zurückzuführen auf Vibrationen am Prüfstand sowie Stöße zwischen den Wälzkörpern. Während letztere in der Lastzone eine vorgeschriebene Führung haben, liegen in der lastfreien Zone vor allem bei hohem Betriebsspiel mehrere Freiheitsgrade vor. Vibrationen oder Stöße können hierbei zu schnellen axialen Bewegungen und Kippbewegungen des Wälzkörpers führen. Die durch allgemeines Rauschen sowie Stöße und Vibrationen hervorgerufenen, geringfügigen Spannungsausschläge weisen hohe Frequenzen auf, welche in der Phasenbetrachtung als Drehzahländerung des Wälzkörpers interpretiert werden. Durch eine Signalglättung ist eine deutliche Verbesserung der Auswertung durch die Phasenbetrachtung möglich. Hierbei wird durch quadratische Regression der Verlauf der Momentanphase an quadratische Polynome angenähert, die in der anschließenden Ableitung zu geringeren Ausreißern führen.

Dies führt im Vergleich zum tatsächlichen Drehzahlverlauf zu einer geringeren berechneten Drehzahldynamik. Durch eine drehzahlabhängige Länge des Glättungsfensters kann dieser Effekt minimiert werden. Die Länge des Glättungsfensters wird hierbei indirekt proportional zur Wellendrehzahl gewählt und beträgt 37,5 ms bei $n = 900 \text{ min}^{-1}$. Abbildung 15 zeigt beispielhaft die verbesserte Drehzahlberechnung mit Glättung gegenüber der mit Ausreißern überlagerten Auswertung ohne Glättung für eine real gemessene Spulenspannung bei 100 % maximalem Wälzkörperschlupf.

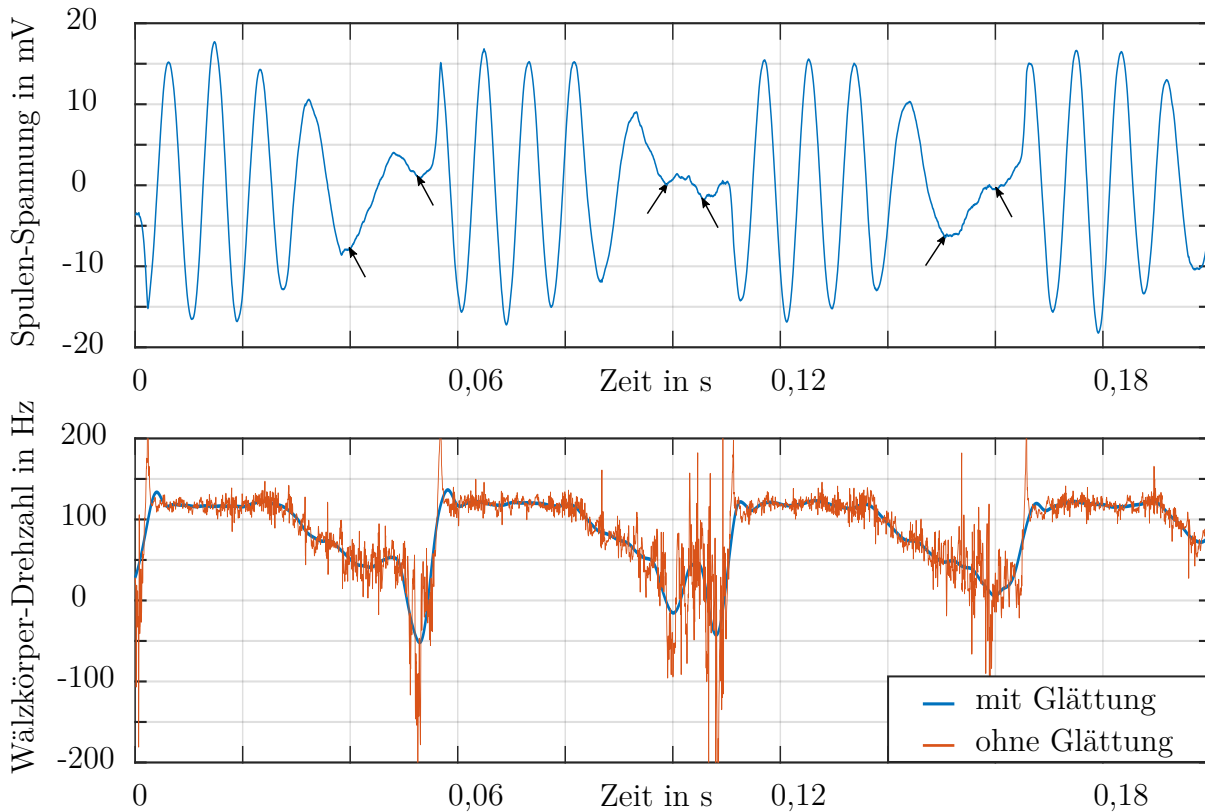
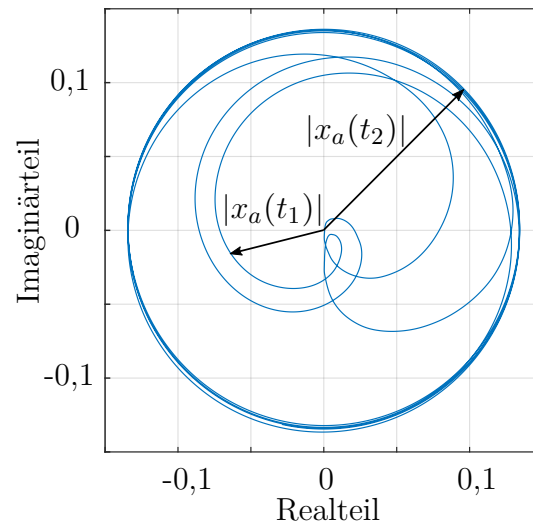


Abb. 15: Berechnung der Wälzkörperdrehzahl anhand eines real gemessenen Spulensignals mit Hilfe der Phasenbetrachtung mit und ohne Signalglättung der Momentanphase. Schwarze Pfeile: Signalfehler durch Stöße in lastfreier Zone

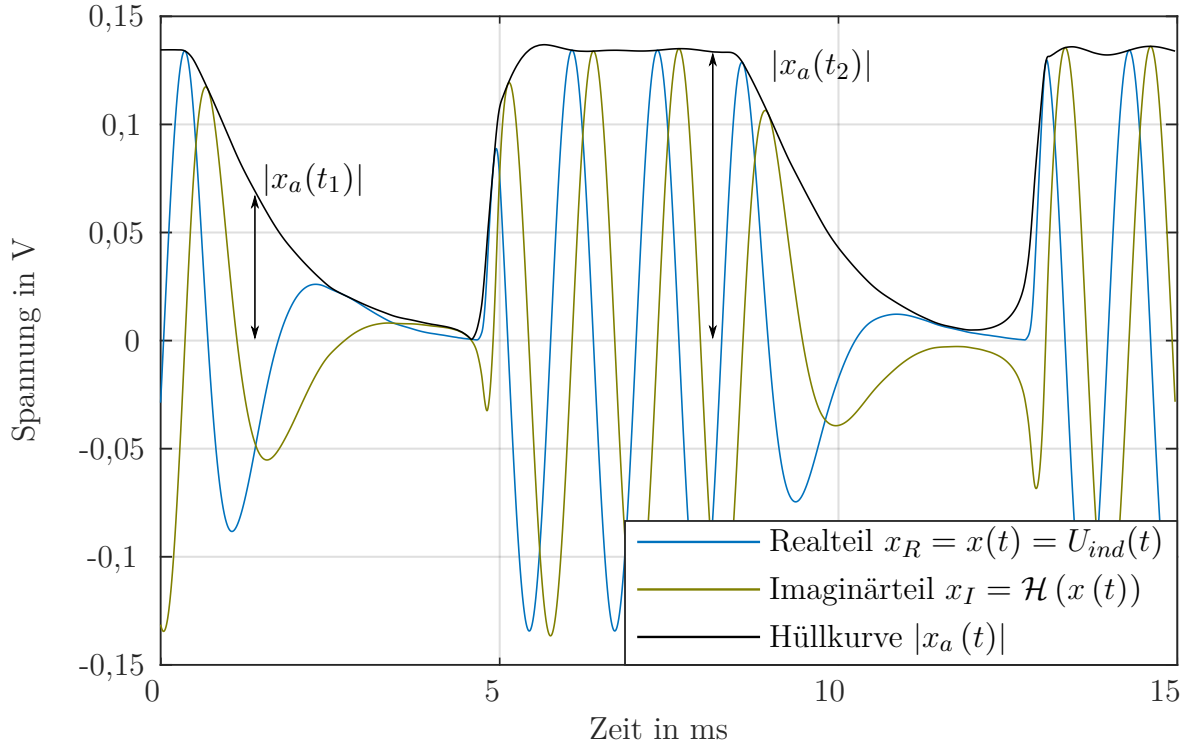
4.2.3.3 Amplitudenbetrachtung des analytischen Signals

In diesem Abschnitt wird die neu entwickelte Auswertemethode der Rollendrehzahl vorgestellt, welche nachfolgend als Hüllkurvenmethode bezeichnet wird. Diese Neuentwicklung ist erforderlich aufgrund der in Kapitel 4.2.3.4 vorgestellten Nachteile der Phasenbetrachtung bei Auflösung hochdynamischer oder mit Rauschen behafteter Signale. Im Gegensatz zu den zuvor vorgestellten Methoden basiert die Hüllkurvenmethode nicht auf der Frequenz-, sondern auf der Amplituden-Proportionalität der induzierten Spannung zur Rollendrehzahl nach Gleichung 7. Hierbei wird aus dem analytischen Signal der kontinuierliche Verlauf der Momentanamplitude, die dem zeitabhängigen Zeiger in der komplexen Ebene entspricht, nach Gleichung 9 berechnet. Bei einem Zeitsignal ergibt sich hier durch eine einhüllende Kurve des analytischen und ursprünglichen Signals [77], wie im Beispiel in Abbildung 13 dargestellt. Dies ist möglich, da bei der Hilbert-Transformation die Amplitude des ursprünglichen Signals beibehalten wird.

Der Betrag des analytischen Signals entspricht immer der Spannungsamplitude, welche vorläge, wenn der Magnet mit seiner derzeitigen Drehzahl in maximal induzierender Position zur Spule liegen würde. Dies ist mit Gleichung 9 mathematisch darauf zurückzuführen, dass Real- und Imaginärteil die identische Amplitude besitzen, aber um 90° phasenverschoben sind. Wird beispielsweise der Betrag für zwei Sinussignale mit 90° Phasenverschiebung und identischer Amplitude nach Gleichung 9 berechnet, entspricht der berechnete Betrag immer der Amplitude der Sinussignale. Die Herleitung der Hüllkurve aus dem zeitabhängigen Betrag eines analytischen, synthetischen Spulensignals ist in Abbildung 16 nachvollziehbar.



(a) Komplexe Darstellung



(b) Zeitbezogene Darstellung

Abb. 16: Berechnung der Hüllkurve aus zeitabhängigen Zeigern des Betrags des analytischen Spulensignals

Die Proportionalität zwischen Rollendrehzahl und induzierter Spannungsamplitude lässt sich über die Proportionalitätskonstante K ausdrücken. Diese setzt sich nach Gleichung 7 aus dem Produkt der Windungszahl, der magnetischen Flussdichte sowie der durchdrungenen Fläche zusammen. Eine exakte rechnerische Bestimmung von K ist aufgrund der Streuung der Magnetstärke der je Versuch ausgetauschten Magneten sowie veränderlichen Magnet-Spule-Abständen durch Fertigungstoleranzen und Verformungen während des Versuchs nicht möglich. Daher wird der aus der Hüllkurve ermittelte Drehzahlverlauf zwischen zuvor festgelegten Grenzen des Proportionalitätsfaktors K skaliert. Anschließend wird über die Methode der kleinsten Fehlerquadrate derjenige Proportionalitätsfaktor bestimmt, welcher die geringste Abweichung zum Drehzahlverlauf aus der Phasenbetrachtung des analytischen Signals besitzt. Da die im nachfolgenden Kapitel 4.2.3.4 erläuterten Ausreißer in der Phasenbetrachtung lediglich einen sehr geringen Abschnitt im Bereich des Drehzahlverlaufs einnehmen, ist der Einfluss auf die Skalierung vernachlässigbar. Der Ablauf der Hüllkurvenmethode ist in Abbildung 17 dargestellt.

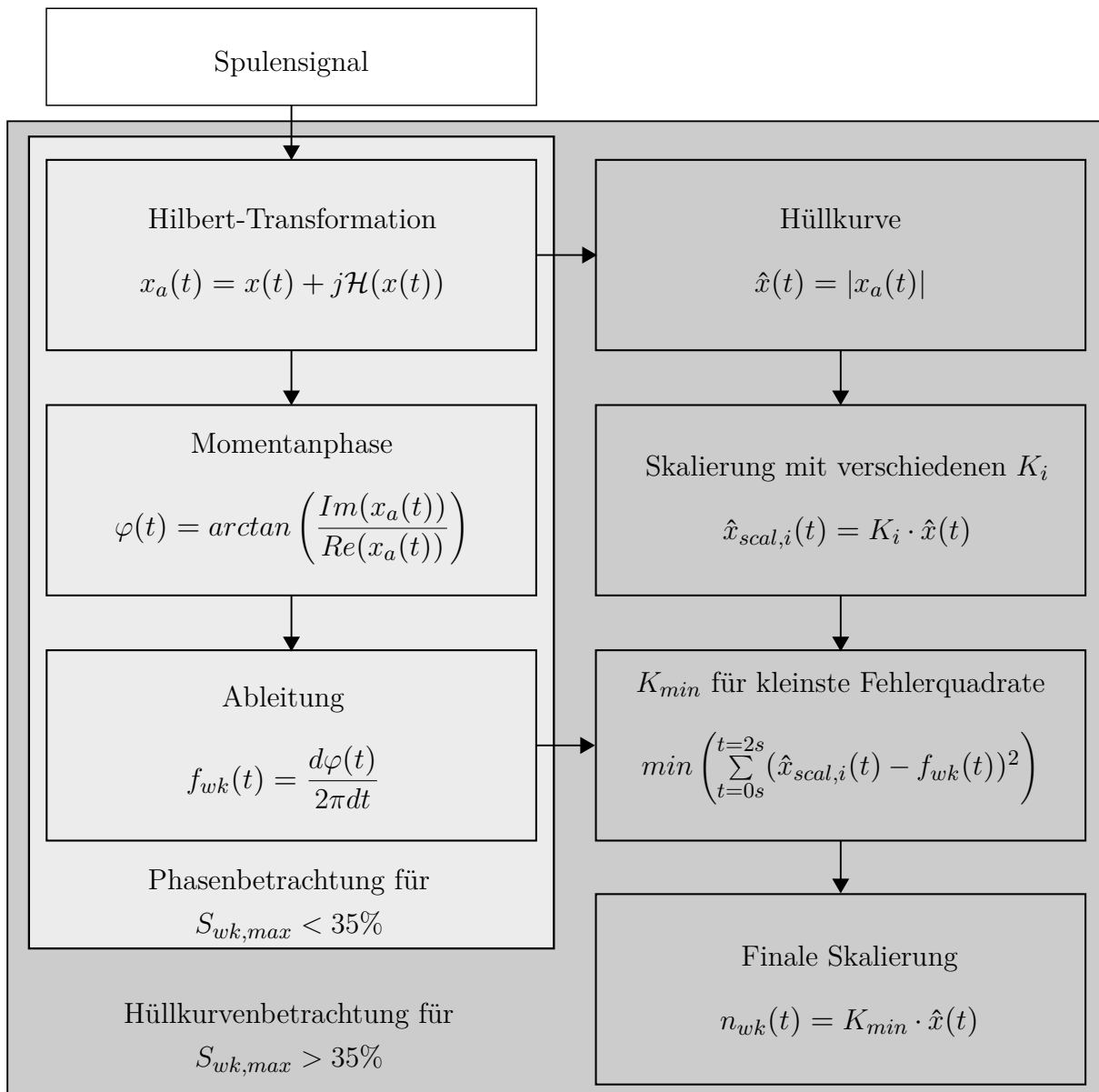


Abb. 17: Ablaufdiagramm für Phasenbetrachtung [50] und Hüllkurvenmethode mit anschließender Skalierung des Proportionalitätsfaktors anhand berechneter Drehzahl aus Phasenbetrachtung

4.2.3.4 Evaluierung von Phasenbetrachtung und Hüllkurvenanalyse

Nachfolgend werden die zuvor vorgestellte Phasenbetrachtung und die neu entwickelte Hüllkurvenanalyse hinsichtlich ihrer Anwendbarkeit und der resultierenden Genauigkeit analysiert. Hierzu wird ein synthetisches Spulensignal nach Abbildung 18 aus vorgegebenen Drehzahlverläufen generiert. Letztere werden zunächst über eine Frequenzdemodulation auf eine zuvor initialisierte Sinusschwingung aufgeprägt. Durch anschließende Multiplikation mit dem Drehzahlverlauf wird die Amplitude entsprechend ihrer direkten Proportionalität zur Frequenz moduliert. Ein weiterer Verstärkungsfaktor skaliert die Spannung auf die drehzahlabhängigen, real ermittelten Werte. Zur Berücksichtigung von Signalrauschen wird dem synthetischen Signal ein stochastisches weißes Rauschen mit dem am Prüfstand vorliegenden Signal-Rausch Verhältnis von 20 dB auferlegt. Die Diskretisierung des erstellten synthetischen Spannungs-Signals entspricht mit 50 kHz der Abtastrate des realen Spulensignals.

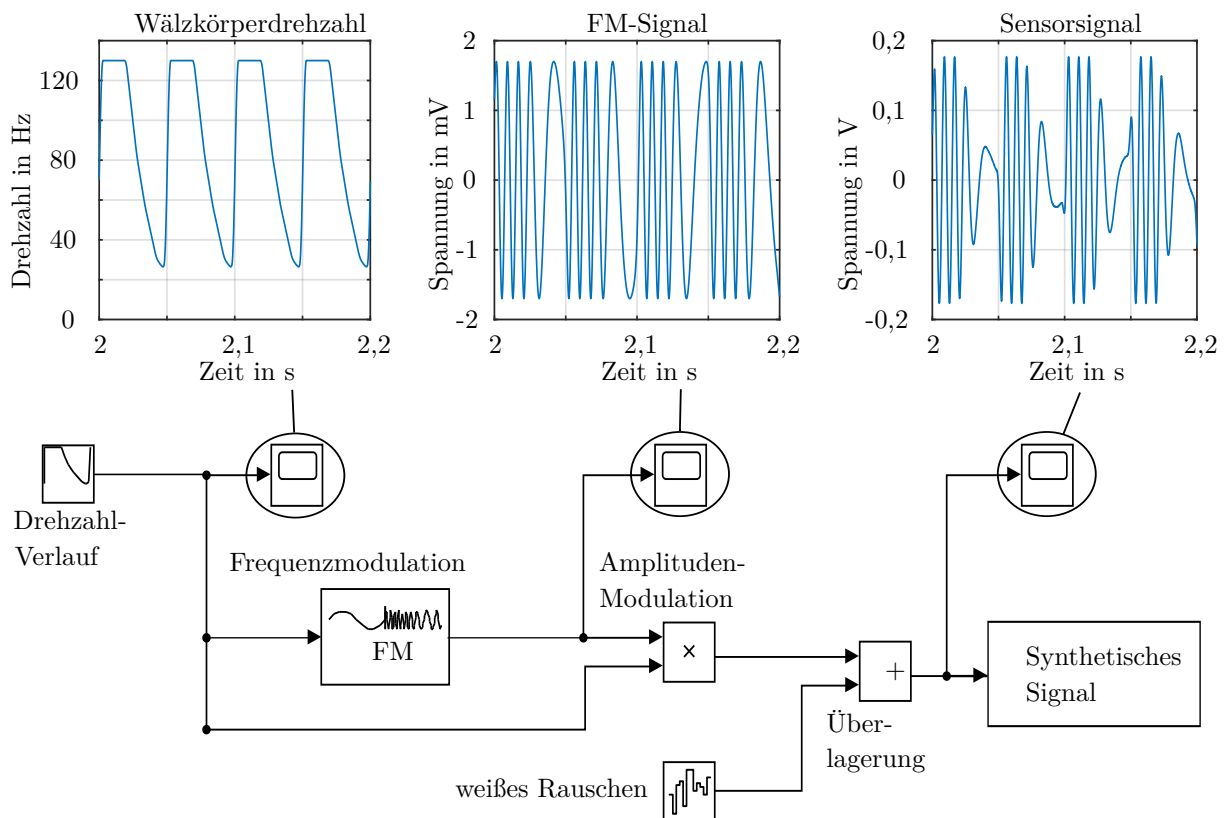


Abb. 18: Generierung des synthetischen Spulensignals

In Abbildung 19 ist der Vergleich zwischen synthetischem und realem Spulensignal dargestellt. Neben der Amplituden- und Frequenzproportionalität sind in beiden Verläufen auch unstetige, rot eingekreiste Bereiche zu erkennen. Dieses Verhalten resultiert während der abrupten Beschleunigung, wenn die Rotation zur zunehmenden Parallelisierung des Magnetfelds hinsichtlich der Spulenausrichtung führt. Für gleichbleibende Drehzahlen hat dies grundsätzlich eine abnehmende Spannung zur Folge. Durch den nahezu sprunghaften Anstieg der Drehzahl resultiert allerdings eine steile Zunahme der Spannungsinduktion, welche den Effekt der Winkellage überwiegt. Anhand der qualitativen Übereinstimmung ist die Evaluierung mit dem synthetischen Signal als valide anzusehen.

Die synthetischen Drehzahlverläufe sind angepasst an die realen Messdaten. Über alle durchgeführten Versuche hinweg ist kein signifikanter Wälzkörpersatzschlupf festzustellen. Deshalb entspricht die Zykluszeit eines vollständigen Wälzkörperdrehzahlverlaufs der einer Wälzkörpersatzumdrehung. Die Wälzkörpersatzdrehzahl ist mit dem Faktor 0,41 nach Gleichung 1 proportional zur Wellendrehzahl. Im ersten Schritt erfolgt die Evaluierung anhand des für die Auswertemethoden anspruchsvollsten Falls. Dieser liegt angesichts der größten Dynamik bei der nachfolgend maximalen Wellendrehzahl von $n = 2700 \text{ min}^{-1}$ und 100 % maximal auftretendem Rollenschlupf vor. Letzteres führt darüber hinaus zu Bereichen im Spulensignal ohne Spannungsinduktion, welche dennoch mit geringer Abweichung ausgewertet werden sollen. Die in den Versuchen mit $n = 2700 \text{ min}^{-1}$ ermittelte minimale Beschleunigungszeit, welche im synthetischen Drehzahlverlauf übernommen wird, liegt bei 2 ms. Die Variation der Verzögerungszeit zeigt keinen Einfluss auf die Genauigkeit beider Auswertemethoden. Dies ist auf die dort deutlich geringere Dynamik zurückzuführen.

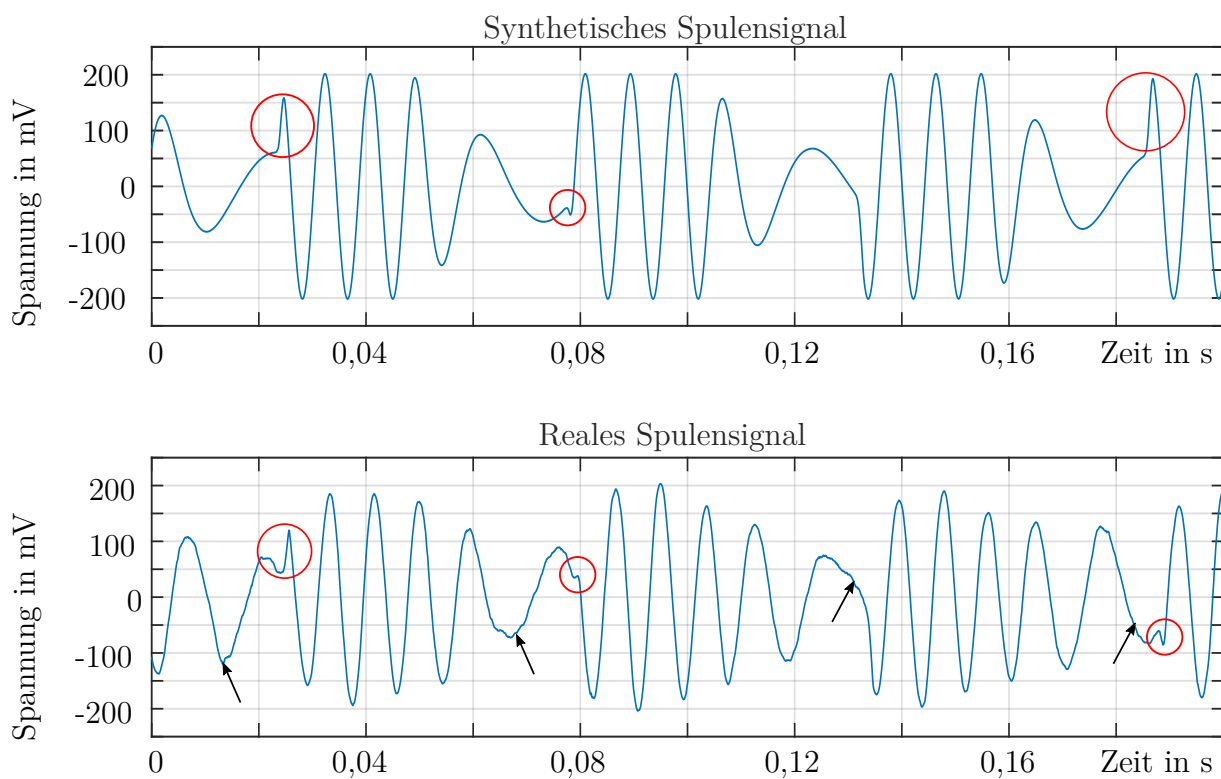


Abb. 19: Vergleich von realem und synthetischem Spulensignal. Rote Kreise: Unstetigkeiten durch abrupte Beschleunigung. Schwarze Pfeile: Rauschen durch Stöße und Vibrationen in lastfreier Zone.

Anhand der in Abbildung 20 dargestellten Variation der Schlupfwerte zwischen 0 und 100 % bei einer Wellendrehzahl von $n = 2700 \text{ min}^{-1}$ wird deutlich, dass steigende Schlupfwerte aufgrund der abnehmenden induzierten Spannung zu den größten Abweichungen in beiden Auswertemethoden führen. In der Phasenbetrachtung führt die Fourier-Transformation [78] durch das Rauschen sowie die Diskretisierung im Bereich geringer Spannungsinduktion zu einer deutlich fehlerhaften Frequenzbestimmung. Da der Amplitudenverlauf durch das Rauschen sowie Diskretisieren nahezu unbeeinflusst bleibt, fallen die Abweichungen innerhalb der Hüllkurvenbetrachtung deutlich geringer aus.

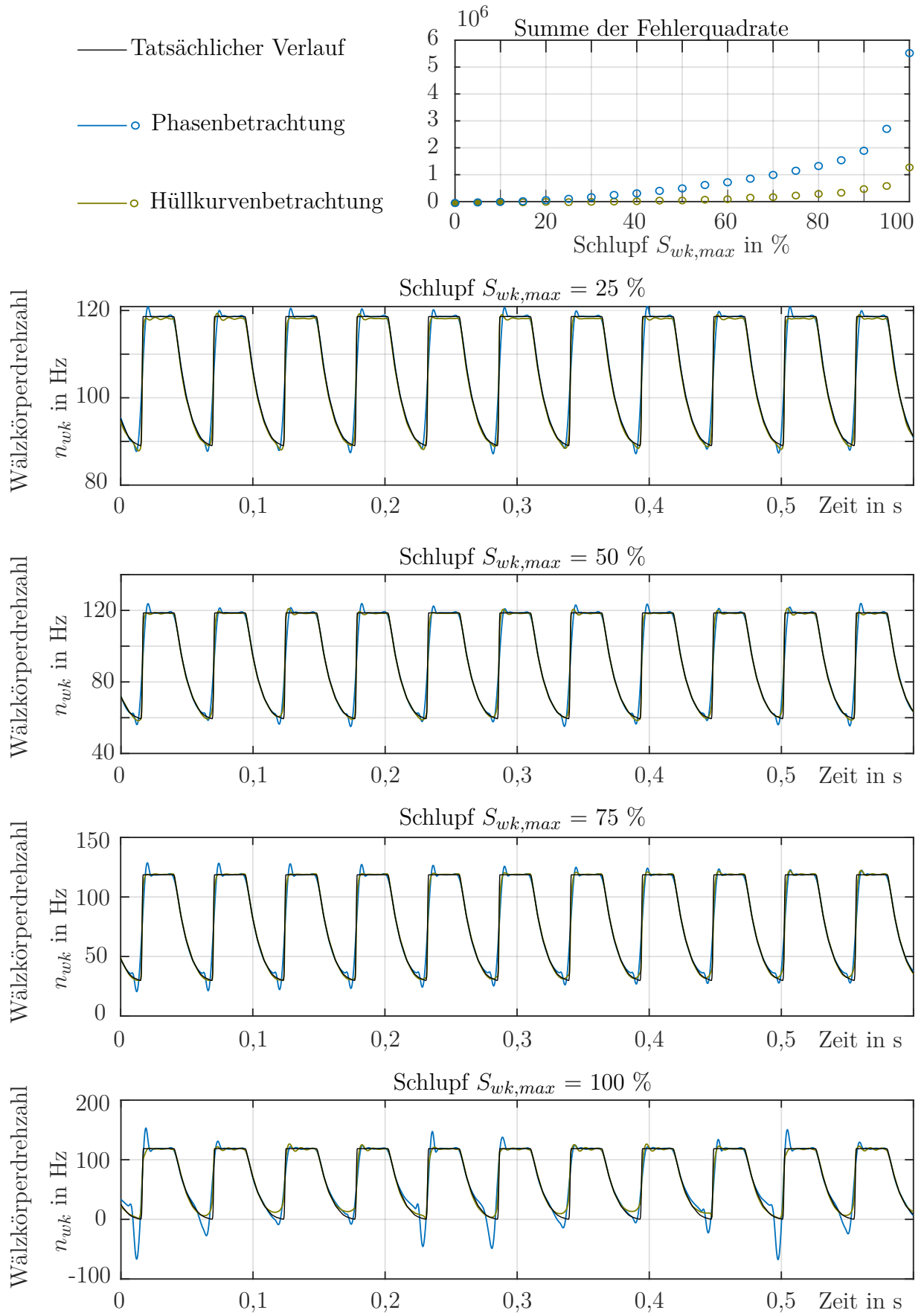


Abb. 20: Abweichungen innerhalb der Phasen- und Hüllkurvenbetrachtung für verschiedene maximale Wälzkörperschlupfwerte mit synthetischem Spulensignal bei $n = 2700 \text{ min}^{-1}$

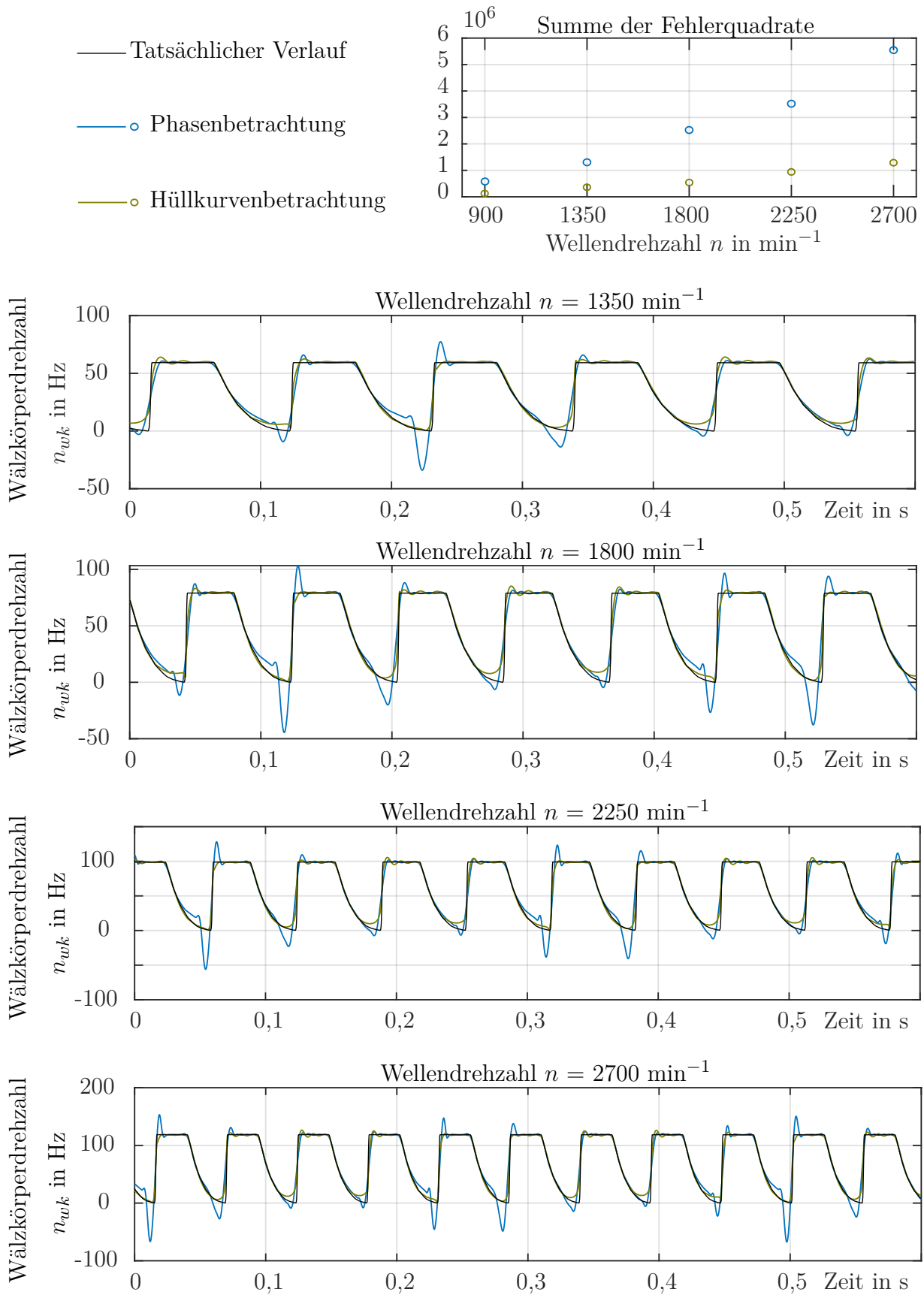


Abb. 21: Abweichungen innerhalb der Phasen- und Hüllkurvenbetrachtung für verschiedene Wellendrehzahlen mit synthetischem Spulensignal bei maximalem Wälzkörperschlupf $S_{wk,max} = 100 \%$

Der Einfluss der Dynamik des Wälzkörperdrehzahlverlaufs wird durch Variation der Wellendrehzahl und dementsprechende Anpassung des synthetischen Drehzahlverlaufs in Abbildung 21 ersichtlich. Für abnehmende Drehzahlen und folglich langsamere Beschleunigungen sinkt der zu erwartende Fehler für beide Auswertungsmethoden. Dies ist eine Folge der höher aufgelösten Aufzeichnung einer Rollenumdrehung, welche bei abnehmender Drehzahl und gleichbleibender Abtastrate entsteht. Durch diese feinere Diskretisierung entstehen stetigere Verläufe der Spulenspannung. Dies hat vor allem bei der Phasenbetrachtung, welche die Drehzahl über die Differenzierung der Phase des analytischen Signals bestimmt, eine wesentliche Verbesserung der Genauigkeit bei niedrigen Drehzahlen zur Folge. Die Hüllkurvenbetrachtung besitzt für den gesamten nachfolgend untersuchten Drehzahlverlauf die geringste Abweichung, da hierbei mathematisch weniger Einfluss durch die Diskretisierung besteht.

Abbildung 22 zeigt in Polardarstellung über den Lagerumfang den berechneten Drehzahlverlauf für beide Methoden für einen der nachfolgend gemessenen Versuchspunkte. Auch hier wird die Schlupfüberschätzung kurz vor der Beschleunigungszone durch die Phasenbetrachtung (a) gegenüber der Hüllkurvenbetrachtung (b) ersichtlich.

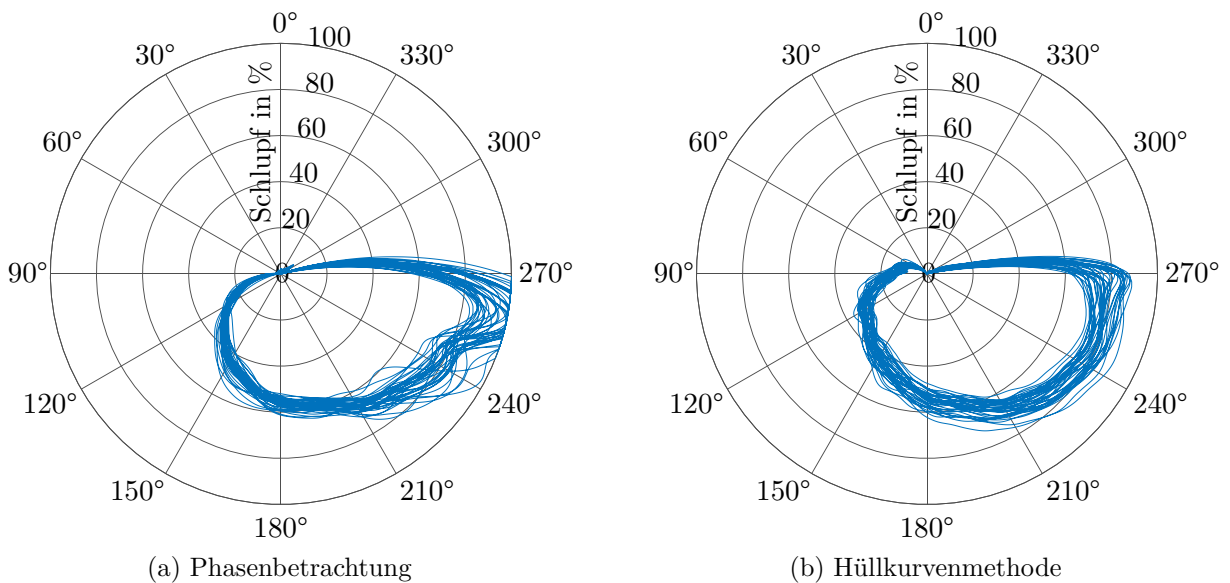


Abb. 22: Vergleich von Phasen- und Hüllkurvenmethode bei Versuchspunkt mit $n = 2700 \text{ min}^{-1}$ mit gemittelten 80 % maximalem Rollenschlupf: Schlupfüberschätzung unmittelbar vor der Beschleunigungszone sowie trägere Beschleunigung in Phasenbetrachtung (Rollensatz rotiert entgegen Uhrzeigersinn)

In Lagern mit großem Radialspiel tritt deutlich stärkeres, betriebsbedingtes Rauschen durch Stöße und Vibrationen im Spulensignal auf. In diesem Fall kann auch durch die im Kapitel 4.2.3.2 erläuterte Signalglättung der Momentanphase in Abbildung 15 die fehlerhafte Frequenzberechnung (a) mithilfe der Phasenbetrachtung in Abbildung 23 nicht verhindert werden. In der gewählten Darstellungsform sind auszuschließende Ausreißer in der Drehzahlberechnung über der Solldrehzahl ($S_{wk} < 0 \%$) sowie negative Drehzahlen ($S_{wk} > 100 \%$) bereits abgeschnitten. Im Bereich der lastfreien Zone führt die fehlerhafte Interpretation der Momentanfrequenz zu sprunghaften Schlupfänderungen zwischen 0 und 100 % sowie zur allgemein starken Streuung. Dahingegen führt die Anwendung der Hüllkurvenmethode (b) zu einer stetigen und validen Berechnung der Schlupfwerte.

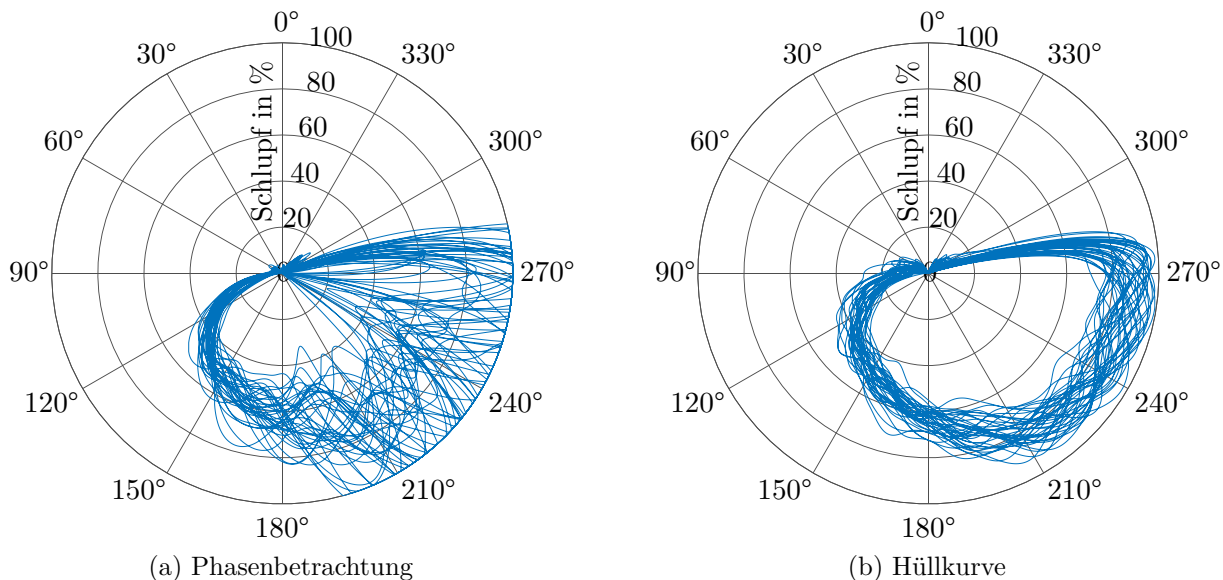


Abb. 23: Vergleich von Phasen- und Hüllkurvenmethode bei Versuchspunkt mit $n = 2700 \text{ min}^{-1}$ mit gemittelten 80 % maximalem Rollenschlupf: Starke Streuung und fehlerhafte Schlupfberechnung in der Phasenbetrachtung durch Rauschen, Stöße und Vibrationen innerhalb der lastfreien Zone (Rollensatz rotiert entgegen Uhrzeigersinn)

Über den Lagerumfang liegen in der praktischen Anwendung Unregelmäßigkeiten in der Spulenwicklung und veränderliche Abstände zwischen Magnet und Spule durch Fertigungstoleranzen sowie Verformungen und axiales Wandern des Wälzkörpers während des Versuchs vor. Anhand des zeitlichen Spannungssignals von Betriebspunkten ohne signifikanten Schlupf zeigt sich eine maximale Schwankung der Spannungsamplitude und folglich des Proportionalitätsfaktors von 18 % über den Lagerumfang gemittelt über mehrere Wälzkörpersatzumdrehungen. Die eine Hälfte davon wird bei der Hüllkurvenauswertung als Werte oberhalb der Solldrehzahl fehlinterpretiert. Da hierdurch negative Schlupfwerte resultieren, können diese bei der Berechnung des Wälzkörperschlupfs vernachlässigt werden. Die andere Hälfte geht in die Berechnung der relevanten Wälzkörperschlupfwerte zwischen 0 % und 100 % ein. Der absolute Fehler in der Berechnung des maximalen Wälzkörperschlupfs ist indirekt proportional zur berechneten Drehzahl und beträgt 0 % für 100 % Schlupf und 9 % für 0 % Schlupf. Dies ist darauf zurückzuführen, dass bei einem Schlupf von 100 % keinerlei Spannung induziert wird und folglich auch keine fehlerhafte Berechnung durch einen schwankenden Proportionalitätsfaktor möglich ist.

Vor allem aufgrund der genaueren Drehzahlberechnung für dynamische Drehzahlverläufe und hohe, anschmierkritische Schlupfwerte überzeugt die neu entwickelte Hüllkurvenmethode. Darüber hinaus ist infolge der größeren Robustheit gegenüber Rauschen keine aufwendige Signalaufbereitung erforderlich. Durch letzteres können außerdem den Drehzahlverlauf verzerrende Effekte, wie sie beispielsweise bei der Signalglättung der Phasenbetrachtung entstehen, vermieden werden. Im Bereich niedriger Schlupfwerte spiegelt die Frequenzbetrachtung mit der Phasenanalyse die realen Schlupfwerte besser wider als die Hüllkurve. Letztere erzeugt durch einen schwankenden Proportionalitätsfaktor der Spannungsinduktion einen relativen Fehler von bis zu 9 % für niedrige Schlupfwerte. Aus diesen Gründen wird für die Auswertung der Schlupfmessungen in Kapitel 6.3 die Hüllkurvenmethode für maximalen Wälzkörperschlupf über 35 % und die Phasenbetrachtung für unter 35 % entsprechend dem Berechnungsablauf in Abbildung 17 verwendet.

4.3 WÄLZKÖRPERPRÜFSTAND

Für die gezielte Untersuchung des Wälzkörper-Innenring-Kontakts wird der in Abbildung 24 dargestellte Wälzkörperprüfstand entwickelt. Hierdurch sind im Gegensatz zu den Versuchen am Wälzlagerprüfstand in Abbildung 10 unabhängige Versuche von Prüfstands- und Prüflagertoleranzen möglich. Dies ermöglicht durch vollständig reproduzierbar einstellbare Rahmenbedingungen eine deutlich höhere Aussagekraft und Reduktion der erforderlichen Versuchsanzahl. Im Vergleich zum vollständigen Lager kann darüber hinaus das Bewegungsverhalten des Wälzkörpers hinsichtlich beider Neigungsrichtungen, aber auch der Kinematik gezielt eingestellt und gemessen werden. Hierdurch sollen eindeutige Erkenntnisse bezüglich des erhöhten Ansmierrisikos in verkippten Kontakten ermöglicht werden. Diese werden in Versuchen am vollständigen Lager durch hohe Radial- und Axialkräfte hervorgerufen und führen zu axial einseitigen Ansmierungen auf den Laufbahnen (siehe Kapitel 6.4). Durch das nahezu gleichzeitige Auftreten von Ansmierungen und Sekundärschäden an den Wälzkörpern und Ringen ist es bei Versuchen zum vollständigen Lager nur bedingt möglich, den initialen Schadensort festzustellen. Mit Hilfe des neuen Prüfstands werden die kritischen Bedingungen am Rolle-Ring-Kontakt eingegrenzt.

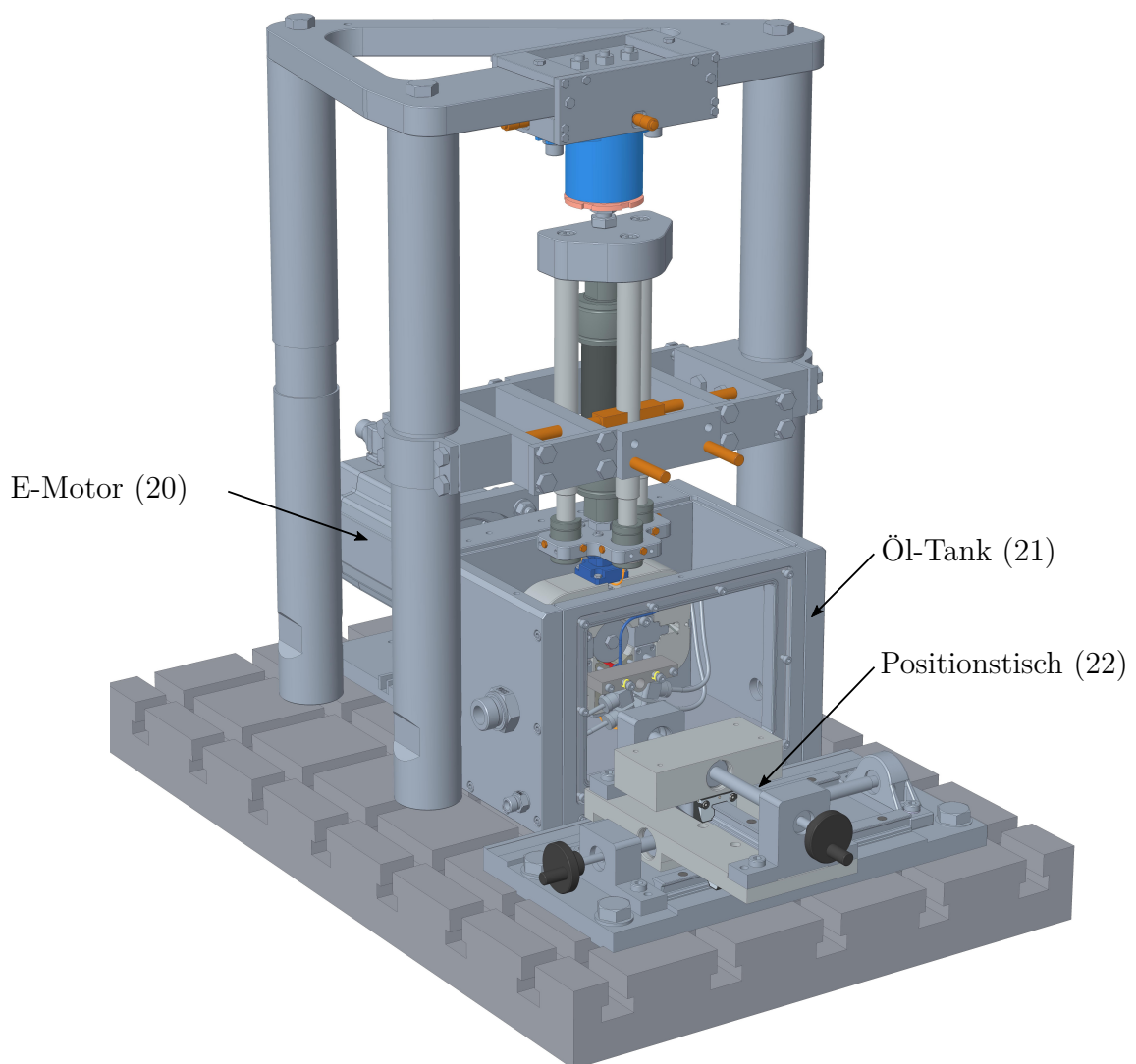


Abb. 24: Gesamtansicht des neu entwickelten Wälzkörperprüfstands

Qualitative Rückschlüsse sind mit Hilfe des neu entwickelten Prüfstands auch auf den Kontakt zum Außenring möglich, der dieselben kinematischen Bedingungen wie der Innenring besitzt. Durch die lokal feststehende Beschleunigungszone erfährt der Außenring eine punktuelle Erwärmung, die zu dünneren Schmierfilmen führt. Dies kann durch Untersuchung verschiedener Öltemperaturen nachgebildet werden. Der kontraforme Kontakt zwischen Rolle und Innenring führt zu höheren Pressungen durch eine kleinere Kontaktfläche. Dies führt wiederum zu einem höheren Ansmierrisiko. Allerdings resultieren hieraus auch kürzere Kontaktzeiten, welche entgegengesetzt auch zu einer abnehmenden Ansmiergefährdung führen.

Abgesehen von der allgemeinen Untersuchung, welche Betriebsbedingungen Rolle-Ring-Anschmierungen begünstigen, soll der neue Prüfstand in Zukunft auch zur schnelleren Untersuchung verschiedener Öle sowie Profilierungen von Wälzkörpern und Innenringen eingesetzt werden. Folgenden Anforderungen erfüllt der neu entwickelte Wälzkörperprüfstand in Abbildung 24:

- Variable Einstellung sowie direkte Messung von Kipp- und Schräkwinkeln zwischen Rolle und Innenring
- Schnelles, reproduzierbares Austauschen und sensorgestütztes Ausrichten der Prüflinge
- Vollbadschmierung
- Hoch aufgelöste Drehzahlmessung
- Variable Anpassung von Bremsmoment des Wälzkörpers
- Einsatz von Standard-Lagerbauteilen als Prüflinge
- Keine Einflüsse von Fertigungstoleranzen durch auszutauschende Bauteile während der Versuchsreihen

Hauptbestandteil des Prüfstands ist der Prüfkopf (1), welcher detailliert in Abbildung 25 und 27 dargestellt ist. In diesem wird der einzelne Wälzkörper (2) in einem halboffenen hydrostatischen Lager mit vier getrennt versorgten Öl-Taschen (14) gelagert. Die Hydrostatik (3) ist als modulares Bauteil gestaltet, um die erforderliche Zugänglichkeit während der Fertigung sowie den Austausch im Verschleißfall zu ermöglichen. Die Zuleitungen der einzelnen Taschen (14) können mit verschiedenen Düsen ausgestattet werden, um den erforderlichen Druckabfall bei Versuchen mit starker Schräkung und Kippung zu regulieren. Durch jeweils zwei abstandsmessende Wirbelstromsensoren (4) wird sowohl die Verkippung des Wälzkörpers (a) als auch der Schränk- (b) und der Kippwinkel (c) zwischen Prüfkopf und Welle gemessen. Die Untersuchung verschiedener Bremsmomente, welche unter anderem auch zur Simulation größerer Trägheiten dienen, erfolgt über stirnseitig angebrachte Bremsen (5). Die Bremskraft wird über zwei Federn (7) eingestellt und über einen Kraftmessring (6) gemessen. Der einstellbare Bremskopf wird über zwei vorgespannte Kugelbuchsen (8) spielfrei geführt.

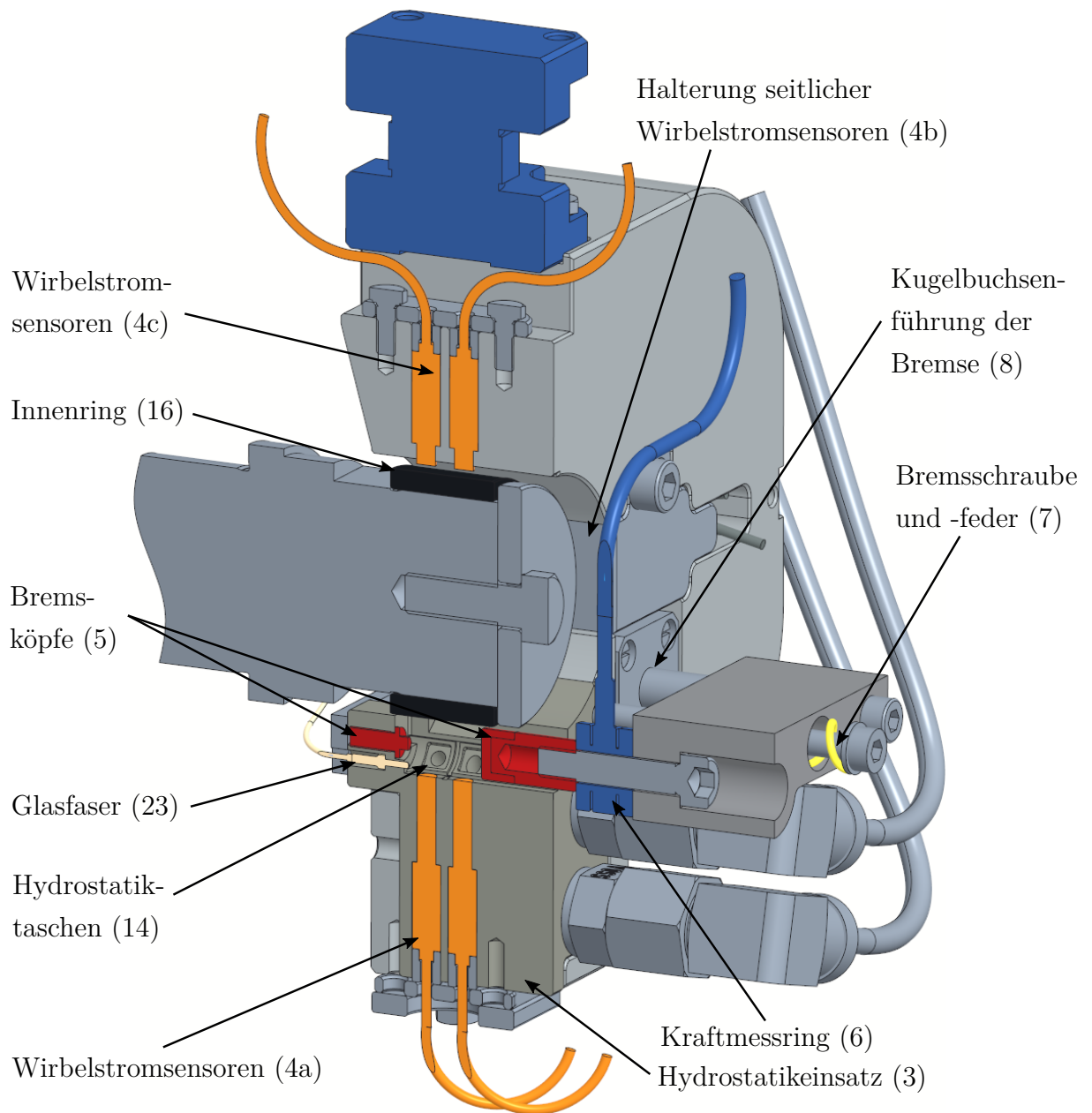


Abb. 25: Schnittansicht des Prüfkopfs (1) des neu entwickelten Wälzkörperprüfstands

Die Drehzahl des Wälzkörpers wird optisch über ein stirnseitig lasergraviertes Strichraster mit 60 μm Tiefe und 100 μm Breite gemessen (siehe Abbildung 26). Für eine bessere Reflexion auf den Stegen zwischen den gravierten Strichen wird der Wälzkörper vor der Gravierung maschinell poliert. Die Stegbreite auf Höhe des Messradius beträgt 100 μm . Die ins Material eindringenden Flanken der Gravierung treffen sich am tiefsten Punkt, so dass keine zur Rollenstirnseite parallele Fläche entsteht, welche das Licht der Glasfaser zurückwirft. Die Erfassung erfolgt über eine optische Glasfaser (23), welche sowohl Licht emittiert als auch aufnehmen kann. Trifft das Licht auf eine reflektierende, senkrecht zur Emissionsrichtung ausgerichtete Fläche, wird dieses zurück in die Glasfaser eingespeist. Anschließend detektiert eine nachgeschaltete Photodiode die Lichtstärke. Die gravierten Striche streuen aufgrund ihrer schrägen Flanken das einfallende Licht und verhindern eine Reflexion zur Glasfaser. Insgesamt befinden sich 165 Striche auf dem Wälzkörper, welche mittels einer inkrementellen Erfassung eine hohe Auflösung der Drehzahl und Beschleunigungsvorgänge ermöglichen.

Der Prüfkopf ist mit einem pneumatischen Muskel (9) verbunden, welcher ventil- und druckgesteuert die Prüfkraft und eingestellte Taktzeit erzeugt. Die Messung der Normal- und Reibkraft im Rolle-Ring-Kontakt erfolgt über eine 3-Komponenten-Kraftmessdose (10), welche über unterschiedlich auswählbare Messbereiche je Achse verfügt. Die Führung der Prüfkopfbewegung wird über drei zum Muskel parallele Linearführungen (11) und vorgespannte Kugelbuchsen realisiert (12). Zur Ausrichtung des Prüfkopfs befindet sich oberhalb des Muskels eine Kardanik (13). Die Ausrichtung erfolgt über Feinmess- und Fixierungsschrauben (15) an den Stangen der Gleitführung (11). Vor dem ersten Prüflauf wird die Referenzlage der Abstandssensoren bestimmt. Hierzu wird die Nulllage des Prüfkopfs für eine parallele Ausrichtung zur Welle über einen hierfür gefertigten zweiachsigen Positionstisch (22) und einen darauf montierten Abstandssensor eingestellt. Die seitlichen Wegsensoren (4b), welche den Schräkwinkel zwischen Prüfkopf und Welle messen, befinden sich in einer demontierbaren Halterung. Die hierdurch entstehende Aussparung am Prüfkopf ermöglicht die Montage und Demontage des Innenrings (16) ohne Veränderung der Prüfkopfausrichtung. Der Innenring befindet sich auf einer mit vorgespannten Kegelrollenlagern (18), spielfrei gelagerten Welle (19). Der Antrieb erfolgt über einen steuerbaren E-Motor (20). Der Prüfkopf befindet sich in einem geschlossenen Tank (21), welcher eine Vollbadschmierung ermöglicht. Die Temperatur des Öls wird über den Druckverlust eines Druckbegrenzungsventils eingestellt und im Zu- und Ablauf zum Tank gemessen. Weitere Temperatursensoren sind im Bereich der Hydrostatik und am Prüfkopf angebracht.



Abb. 26: Polierte Wälzkörperstirnseite mit 165 lasergravierten Strichen zur Drehzahlerfassung

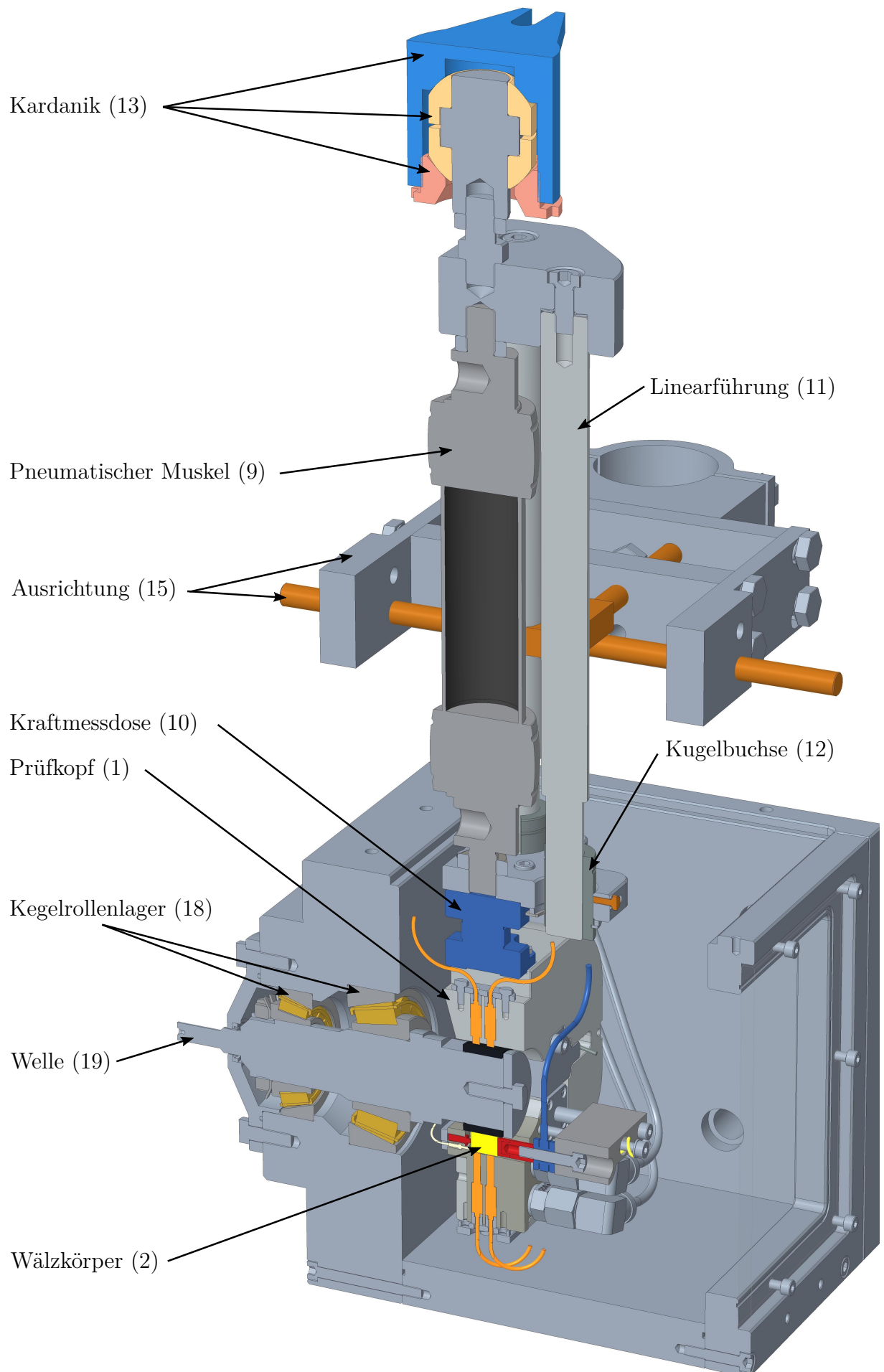
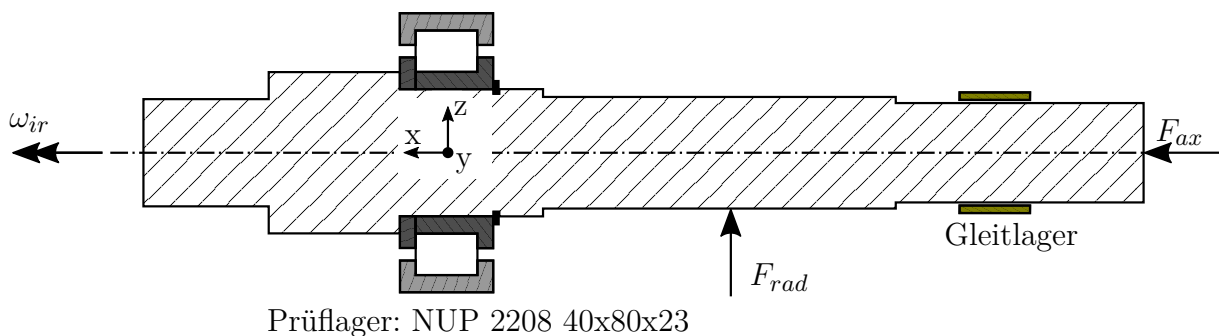


Abb. 27: Schnittansicht des neu entwickelten Wälzkörperprüfstands

THEORETISCHES LAGERVERHALTEN

In Abbildung 28 ist der Aufbau des verwendeten Welle-Lager-Systems dargestellt. Die zwischen Gleit- und Prüflager liegende Radialkraft F_{rad} führt zur Wellendurchbiegung, einer relativen Verkippung von Innen- zu Außenring (siehe Abbildung 7) und zu aufzunehmenden Momenten in beiden Lagerstellen. Innerhalb der durchgeführten Versuche wird die Radialkraft sowohl mit als auch entgegen der Schwerkraftrichtung eingestellt. Die Axialkraft F_{ax} , die ausschließlich in der dargestellten Richtung wirkt, wird über den Sicherungsring auf den Innenring übertragen. Der feste Innenringbord leitet die Axialkraft über die Wälzkörper an den gegenüberliegenden Außenringbord. Wie in den nachfolgenden Kapiteln erläutert, wirkt die Axialkraft aufgrund der radialen Lastzone sowie der Wellenverkippung vorwiegend in der Lagerhälfte in radialer Lastrichtung. Hierdurch entsteht ein Moment auf den Außenring in derselben Richtung der Wellendurchbiegung und ein Moment auf den Innenring entgegen der Wellendurchbiegung.



Prüflager: NUP 2208 40x80x23

Abb. 28: Kräfte und Aufbau des Welle-Lager-Systems

Unter Vernachlässigung des Schmierstoffes kann die Entstehung von Anschmierungen stark vereinfacht auf tribologische Kontakte mit hohen Gleitgeschwindigkeiten und Pressungen zurückgeführt werden. Neben der Ausbildung einer axialen und radialen Lastzone im kombiniert belasteten Zylinderrollenlager ist hierbei vor allem das Bewegungsverhalten der Wälzkörper entscheidend. Dieses ist zum einen definiert über die Kinematik, welche über den Schlupf von Wälzkörper und Wälzkörpersatz beschreibbar ist. Zum anderen beeinflussen Neigungen der Rollen und Lagerringe die Kontaktkräfte und auftretenden Pressungen. Das Bewegungsverhalten über den Lagerumfang resultiert aus den wirkenden Kräften am Wälzkörper, welche zusammengefasst in Abbildung 29 dargestellt sind. Die Schwerkraft ist aus Übersichtsgründen nicht enthalten. Die Wälzkörperrotation entsteht durch entgegengesetzte Kräfte an Innen- und Außenring. Hierbei handelt es sich im kombiniert belasteten Lager zum einen um die Reibkräfte $F_{R,ar}$ und $F_{R,ir}$ an den Laufbahnkontakten und zum anderen um die Reibkräfte $F_{R,bir}$ und $F_{R,bar}$ an den stirnseitigen Bordkontakten. Abhängig von Kipp- und Schräkwinkel variieren die Angriffspunkte der Bord- und Laufbahnkräfte (siehe Abbildung 33 und 32). Der Ölwiderrstand führt in Form von hydraulischen Planschverlusten zu bremsenden Scherkräften zwischen Öl und Wälzkörper. Diese wirken entgegen der Rotation der Wälzkörper und des Wälzkörpersatzes. Hieraus resultiert zum einen die entgegen der Satzrotation wirkende Kraft F_{hyd}

auf den Wälzkörper und zum anderen das Reibmoment M_R entgegen der Wälzkörperrotation. Durch das Reibmoment M_R , die hydraulisch wirkende Kraft F_{hyd} und die am Außenring aufzunehmende Zentrifugalkraft F_{zent} erfahren die Wälzkörper Kräfte entgegen ihrer translatorischen Bewegungsrichtung. Hierdurch resultieren Kontaktkräfte $F_{N,wk}$ und daraus bremsende Reibkräfte $F_{R,wk}$ zwischen den Wälzkörpern, welche im Kontaktpunkt zueinander entgegengesetzte Umfangsgeschwindigkeiten besitzen.

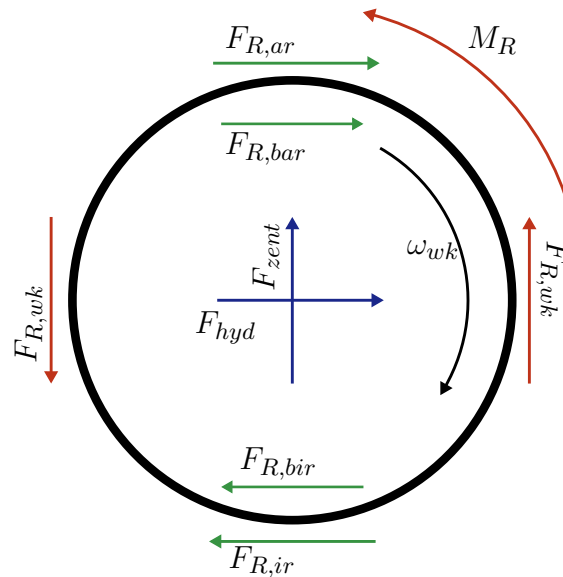


Abb. 29: Treibende (grün) und bremsende (rot) Kräfte und Momente eines einzelnen Wälzkörpers

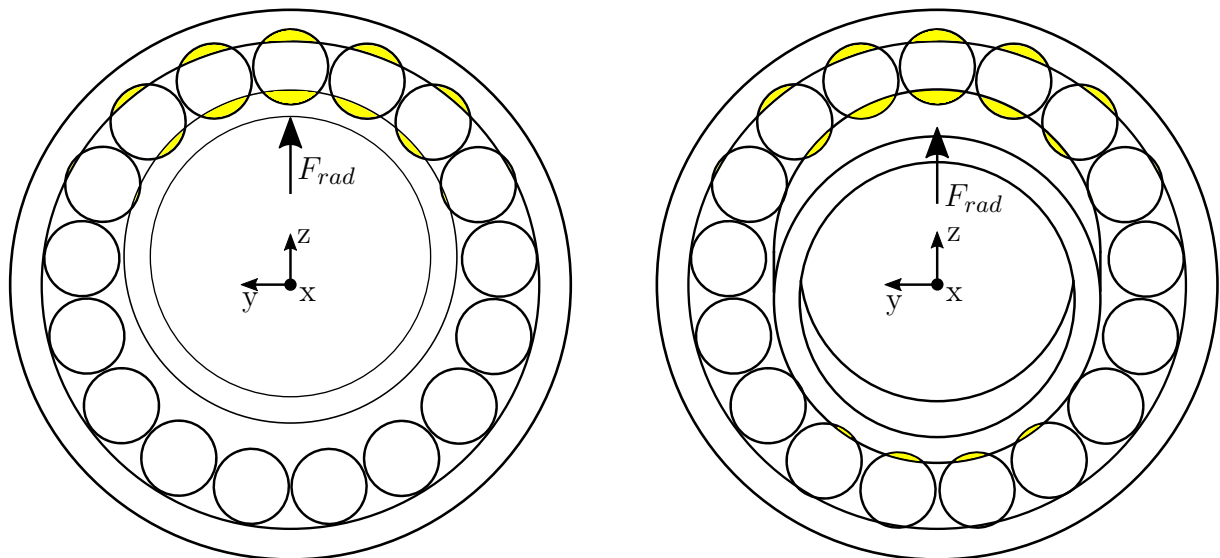
5.1 RADIALE LASTZONE UND INNENRINGKIPPEN

Die radiale Lastzone wird maßgeblich durch das Spiel zwischen Wälzkörpern und Lageringen während des Betriebs bestimmt. Als Betriebsspiel wird nachfolgend die radiale Luft des Lagers bezeichnet, welche sich inklusive der Spielreduzierung durch Passungen an Gehäuse und Welle sowie durch thermische Längenänderungen ergibt. Wird eine konvexe Fläche mit geringerer Krümmung auf eine konkave Fläche mit größerer Krümmung gepresst, entsteht unter Vernachlässigung der Elastizität ein Linienkontakt. Je stärker der Unterschied der Krümmungsradien, desto mehr Kraft muss - unter Berücksichtigung der Elastizitäten - aufgebracht werden, um dieselbe Größe der elastisch verformten Kontaktfläche zu erhalten. Dasselbe gilt bei vorhandenem Betriebsspiel für den Innenring und die Wälzkörper. Aus diesem Grund wird bei geringer Radialkraft lediglich ein Wälzkörper belastet. Eine zunehmende radiale Belastung führt innerhalb des Lagers zur Einfederung der belasteten Wälzkörper sowie der hiervon betroffenen Innen- und Außenringkontaktstellen. Je höher die Radialkraft, desto stärker ist die Einfederung. Dies führt zu einem größeren Bereich bezüglich des Lagerumfangs, in welchem belastete Wälzkörper vorliegen. Bei geringerer radialer Luft s_{rad} reicht bereits eine niedrigere Radialkraft aus, um die nahezu maximal ausgeprägte Lastzonengröße zu erreichen. Abbildung 30 (a) verdeutlicht für ein nicht verkipptes Lager mit vorhandenem Betriebsspiel, dass die maximale Lastzonengröße auf unter 180° symmetrisch zur Lastrichtung begrenzt ist. In der horizontalen Mittelebene des Lagers liegt unveränderlich durch die senkrecht hierzu liegende Lastrichtung jeweils die Hälfte des Betriebsspiels an den Wälzkörpern zu Beginn und Ende der Lastzone vor.

Erst bei negativem Betriebsspiel durch entsprechend gewählte Lagerluft oder thermische Betriebsspielreduzierung können die Wälzkörper über den gesamten Lagerumfang Kontakt zu den Ringen aufbauen. In diesem Fall entsteht eine lastfreie Zone erst, wenn die Radialkraft ausreichend hoch und die Einfederung dementsprechend stark ist.

Aufgrund des exzentrischen Angriffspunkts führt die Radialkraft zu einem Biegemoment auf der Welle und einem vom Außenring aufzunehmenden Lagerreaktionsmoment. Bei zunehmender Radialkraft verursacht dies eine steigende Wellendurchbiegung und relative Verkippung φ_{ir-ar} des Innen- gegenüber dem Außenring. Im Extremfall bildet sich hierdurch eine zweite Lastzone exakt gegenüber der eigentlichen Lastrichtung aus (siehe Abbildung 30 (b)). Neben einer hohen relativen Verkippung von Innen- zu Außenring begünstigt ein geringes radiales Betriebsspiel die Ausbildung einer sekundären Lastzone. Das Lagerreaktionsmoment muss vom Außenring aufgenommen werden. Dies führt abhängig von der Gehäusesteifigkeit zu einer Verkippung des Außenrings in die Kipprichtung des Innenrings. Folglich sinkt die relative Verkippung φ_{ir-ar} zwischen den beiden Lagerringen. Da die vorwiegende Lastaufnahme und Einfederung auf Seite der Lastrichtung vorliegen, erstreckt sich eine zweite Lastzone im Vergleich zur primären nur über einen deutlich schmalen Winkelbereich.

Für geringe Verkippungen des Lagerinnenrings stellt sich der größte Abstand zwischen Wälzkörper und den Laufbahnen mittig der lastfreien Zone ein (siehe Abbildung 30 (a)). Dieser ergibt sich aus der Summe der Einfederung und des Betriebsspiels abzüglich der Verkippung. Im Falle starker Innenringverkippung liegt der maximale Abstand in der horizontalen Mittelebene des Lagers vor und beträgt die Hälfte des Betriebsspiels. Hier nimmt zur Mitte der lastfreien Zone die Luft zwischen Wälzkörpern und Laufbahnen ab (siehe Abbildung 30 (b)).



(a) Maximale Lastzone bei vorhandenem Betriebsspiel kleiner als 180°

(b) Ausbildung einer sekundären Lastzone durch starke Verkippung des Innenrings

Abb. 30: Ausbildung der Lastzone durch Einfederung (gelb) von Ringen und Wälzkörpern ohne Verkippung (a) und bei hoher Verkippung (b)

5.2 AXIALE LASTZONE UND AXIALES LAGERMOMENT

Durch die relative Verkippung von Innen- zu Außenring entsteht der minimale Abstand von tragendem Innen- zu Außenringbord mittig der radialen Lastzone. Von dort aus nimmt der Abstand bis zu seinem Maximum mittig der lastfreien Zone zu. Unter Vernachlässigung der Elastizitäten sowie Kippen und Schränken der Wälzkörper führt dies zu einer punktförmigen axialen Lastübertragung mittig der radialen Lastzone. Dieses vereinfachte Beispiel verdeutlicht, dass die Axialkraft aufgrund des axial exzentrischen Übertragungspunktes zu einem Moment um die horizontale Mittelachse des Lagers führt. Hierdurch resultiert ein Rückstellmoment auf Lagerinnenring und Welle hinsichtlich der durch die Radialkraft verursachten Verkippung. Am Außenring wirkt das resultierende Moment in dieselbe Richtung wie das durch die Radialkraft hervorgerufene Moment. Zusammen mit der Gehäuse- und Wellensteifigkeit hat dies zur Folge, dass die relative Verkippung zwischen Innen- und Außenring durch zunehmende Axialkraft und durch einen weiter außen liegenden Angriffspunkt der Axialkraft abgebaut wird.

Durch die Elastizität der Borde und Wälzkörper sowie deren Kippen und Schränken erfolgt die axiale Lastübertragung nicht nur punktförmig im Bereich des kleinsten Abstands der Borde, sondern über einen größeren Umfang des Lagers (siehe Abbildung 31). Hierdurch reduziert sich der Hebel des exzentrischen Angriffspunktes der axialen Lagerreaktionskraft. Die Momente auf Außen- und Innenring nehmen ab. Der relative Kippwinkel stellt sich entsprechend der Größe der Radialkraft, der Axialkraft, der axialen Lastzone und dem hieraus folgenden axialen Hebel abhängig der Steifigkeit von Welle und Gehäuse ein. Es liegt ein konstanter relativer Kippwinkel für das Gleichgewicht aus axialem und radialem Moment zu Widerstandsmoment von Gehäuse und Welle vor. Eine abnehmende Radialkraft und zunehmende Axialkraft führen folglich zu einem abnehmendem relativen Kippwinkel. Hierdurch wächst die Größe der axialen Lastzone. Diese hängt allerdings wie nachfolgend erörtert auch stark von der Größe der radialen Lastzone und des Betriebsspiels ab, da in Bereichen mit hohem Spiel zwischen Wälzkörper und Ringen der Wälzkörper aus dem Bordkontakt kippt und keine Axialkraft übertragen kann. Der Einfluss des relativen Kippwinkels bei identischer Axialkraft und axialer Lagerluft am Außenring ist anhand des Vergleichs der schematischen Darstellung der axialen Lastzonen in Abbildung 31 (a) und (b) möglich. Die große relative Verkippung (b) führt zu einer kleineren axialen Lastzone als mit niedrigerer relativer Verkippung (a).

Neben der relativen Verkippung entscheidet das Spiel zwischen Außenringborden und Wälzkörpern, in welchem Bereich der feste Innenringbord Kontakt zu den Wälzkörpern aufbauen kann. Abbildung 31 stellt bei identischem relativen Kippwinkel $\varphi_{ir-ar,\uparrow}$ schematisch dar, dass bei geringerer axialer Luft (c) am Außenring nur ein kleinerer Bereich des Innenrings zur Axialkraftübertragung beitragen kann als bei größerer axialer Luft (a). Hieraus folgt ein größerer axialer Hebel und somit ein stärkeres Moment auf Innen- und Außenring bei dort niedrigerer axialer Luft. Um das Gleichgewicht der Momente zu erreichen, ist ein stärkeres Rückstellen des Innenrings und zusätzliches Verkappen des Außenrings erforderlich. Hierdurch resultiert eine größere axiale Lastzone als bei hoher axialer Luft. Insgesamt zeigt diese Betrachtung, dass aufgrund der unterschiedlichen Hebelwirkung der Axialkraft bei Variation der axialen Außenringluft, auch ein unterschiedlicher relativer Kippwinkel entsteht. Dieser hat wiederum direkten Einfluss auf die Größe der axialen Lastzone. Zudem müssen die Wälzkörper weniger stark schränken, da der Bordabstand bei sinkender relativer Innenringkipfung sinkt.

Da die Wälzkörper beim Übergang von belasteter zu lastfreier Zone nicht sprunghaft ihre Ausrichtung ändern können, bedeuten hohe Schrägwinkel auch ein stärkeres gegenseitiges Anlaufen der Wälzkörper im lastfreien Bereich. Dieser Zusammenhang ist ebenfalls schematisch im Vergleich zwischen (a) und (c) in Abbildung 31 dargestellt.

Eine starke relative Verkippung des Innenrings kann theoretisch zu einer Ausbildung einer sekundären axialen Lastzone zwischen loser Innenringbordscheibe und dem zweiten Außenringbord führen. Innerhalb der Versuche ist allerdings weder Kontakt zur losen Bordscheibe anhand von Laufspuren noch Einfluss der axialen Innenringluft innerhalb der Schlupfmessungen (siehe Kapitel 6.3.5) festzustellen. Dies ist zum einen auf die hohe axiale Luft zwischen Wellenschulter und Sicherungsring zurückzuführen und zum anderen auf die vorhandene Gehäusesteifigkeit, welche zu einem gleichsinnigen Mitverkippen des Außenrings führt.

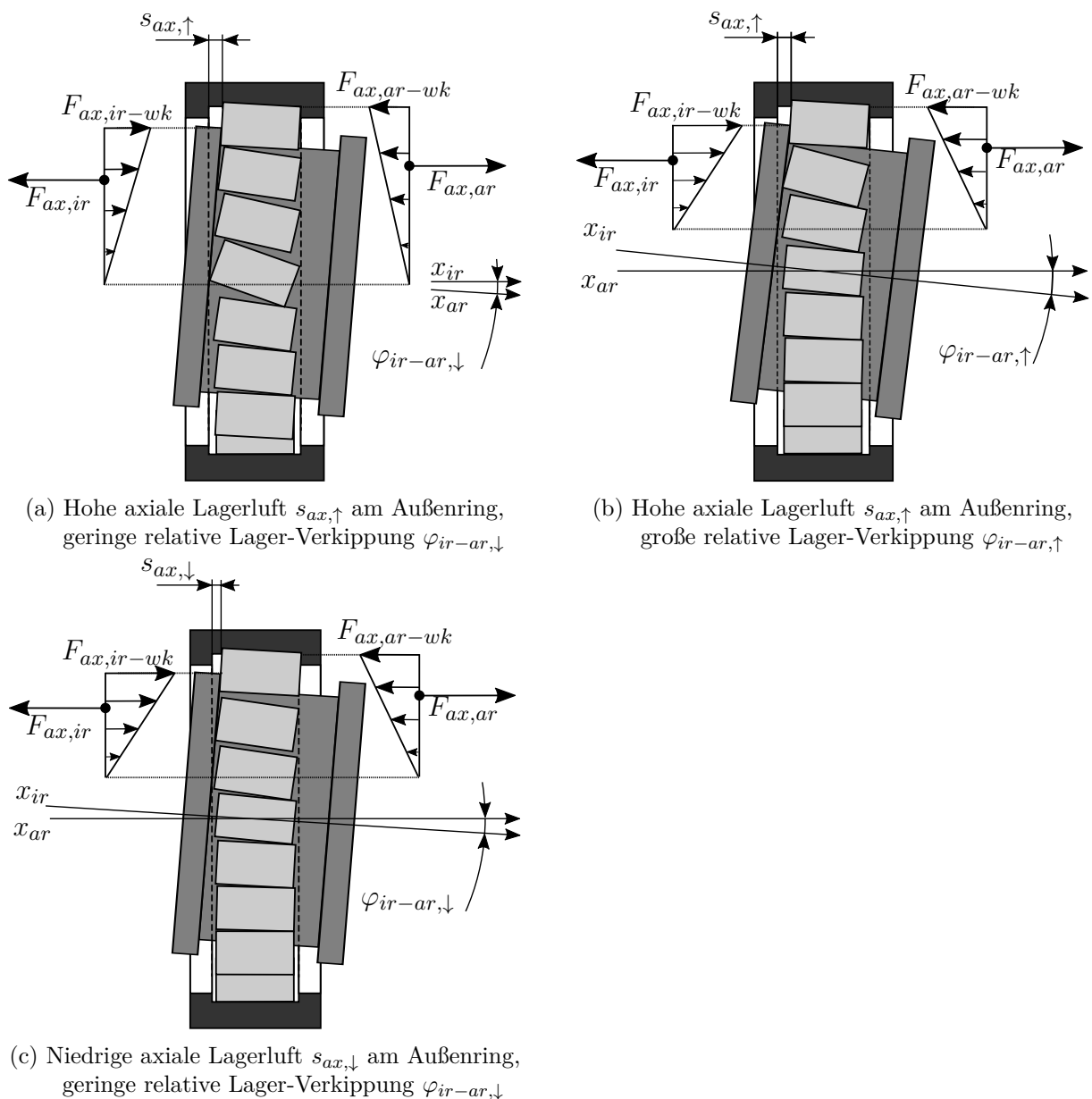


Abb. 31: Ausbildung der axialen Lastzone abhängig der relativen Verkippung φ_{ir-ar} des Innenrings und der axialen Luft $s_{ax,ar}$ am Außenring bei identischer Axialkraft

5.3 KIPPEN UND SCHRÄNKEN DES WÄLZKÖRPERS

Abbildung 33 zeigt die wirkenden Kräfte auf einen kombiniert belasteten Wälzkörper mit Spiel zu den Laufbahnen von Innen- und Außenring in unterschiedlichen Positionen auf dem Lagerumfang (a-c) und ohne Axiallast (d). Durch die Bordnormalkräfte resultiert ein Moment um die Wälzkörperachse y_{wk} . Dies führt zu einer Verkippung des Wälzkörpers um den Winkel $\varphi_{wk,k}$. Hierdurch verschieben sich die sonst gegenüberliegenden Angriffspunkte (d) der Laufbahnnormalkräfte $F_{N,ir}$ und $F_{N,ar}$, so dass diese ein Rückstellmoment bewirken (a-c). Der Kippwinkel $\varphi_{wk,k}$ liegt im Gleichgewicht, wenn die Momente betragsmäßig identisch sind. Ein gleichsinniges Verkappen (c) von Wälzkörper und Innenring führt zu einer reduzierten Verkippung des Wälzkörpers gegenüber beiden Ringen. Umgekehrt führt ein entgegengesetzter Kippwinkel von Wälzkörper und Innenring zur Zunahme der relativen Verkippung des Wälzkörpers gegenüber beiden Ringen (b). Allgemein entsteht ein hoher Kippwinkel, wenn der Wälzkörper hohe Axialkräfte über die Borde sowie niedrige Radialkräfte über die Laufbahnkontakte erfährt. Letzteres liegt bei einer allgemein niedrigen radialen Belastung sowie üblicherweise am Anfang und Ende der Lastzone vor.

Nur durch Schränken des Wälzkörpers ist eine axiale Kraftübertragung auch in Bereichen abseits des minimalen Bordabstands möglich. Die hierbei entstehende Neigung $\varphi_{wk,s}$ um die zum Lager radiale Wälzkörperachse z_{wk} führt zu einer Zunahme der effektiven Wälzkörperlänge zwischen den Borden. Letzteres sowie die zum Schränken führenden Kräfte sind in Abbildung 32 schematisch dargestellt. Durch die Axialkraft entstehen entgegengesetzte Reibkräfte $F_{R,bir}$ und $F_{R,bar}$ im Bordkontakt. Zudem resultieren durch die gleichzeitig hervorgerufene Verkippung die außermittigen Reibkräfte $F_{R,ir}$ und $F_{R,ar}$ in den Laufbahnkontakten. Die beiden hierdurch hervorgerufenen Momente um die Wälzkörperachse z_{wk} führen zum Schränken des Wälzkörpers. Das hat die Verschiebung der Angriffspunkte der Bordnormalkräfte $F_{N,bir}$ und $F_{N,bar}$ zur Folge, wodurch ein Rückstellmoment entgegen der Verschränkung entsteht (siehe Abbildung 32 (b)). Der Schränkewinkel $\varphi_{wk,s}$ stellt sich entsprechend dem Gleichgewicht der Momente ein.

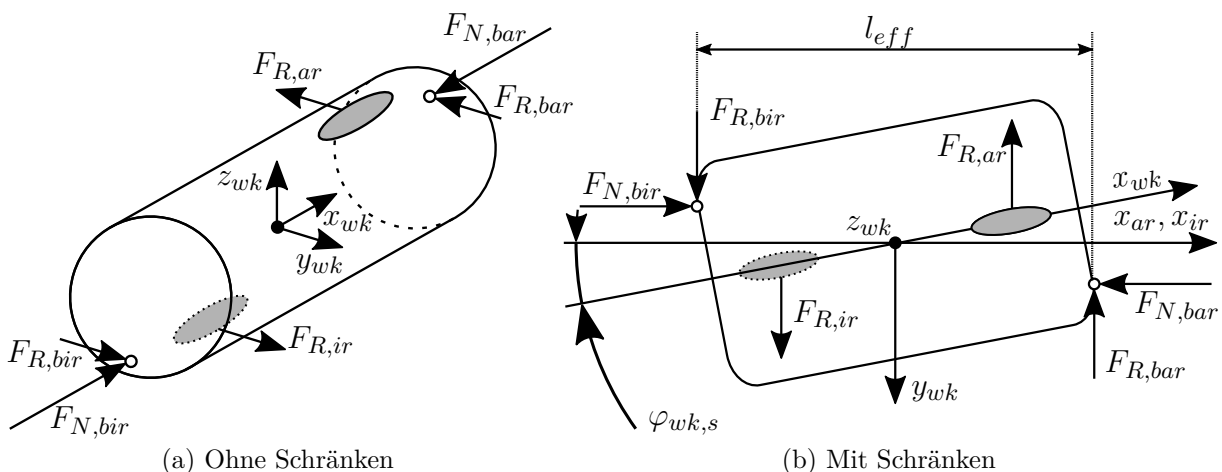


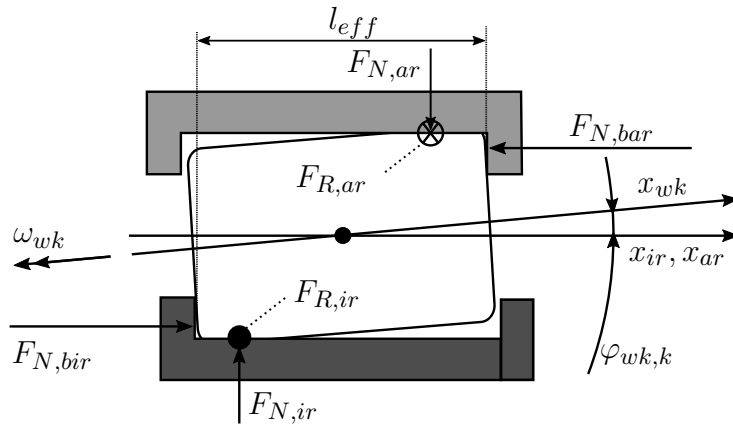
Abb. 32: Zum Schränken des Wälzkörpers führende Kräfte durch kombinierte Belastung

Eine Bordnormalkraft entsteht ausschließlich in Bereichen, in welchen eine größere effektive Wälzkörperlänge l_{eff} als Bordabstand zwischen festen Innenring- und gegenüberliegenden Außenringbord vorliegt, da ansonsten der Wälzkörper aus dem Kontakt kippt. Bei einer relativen Verkippung zwischen den Ringen liegt das Minimum des Bordabstands in der Mitte der Lastzone und das Maximum gegenüberliegend in der Mitte der lastfreien Zone vor. Durch ein Kippen des Wälzkörpers wird grundsätzlich die effektive Wälzkörperlänge l_{eff} zwischen den Borden reduziert (siehe Abbildung 33 (a)). Für zunehmende Bordabstände bedeutet dies, dass es kein durch die Axialkraft induziertes Kippen ohne zusätzliches Schränken und umgekehrt geben kann. Die Größe der axialen Lastzone hängt maßgeblich von dem über den Umfang des Lagers vorliegenden Spiel zwischen Wälzkörpern und Ringen sowie der relativen Verkippung von Innen- zu Außenring ab.

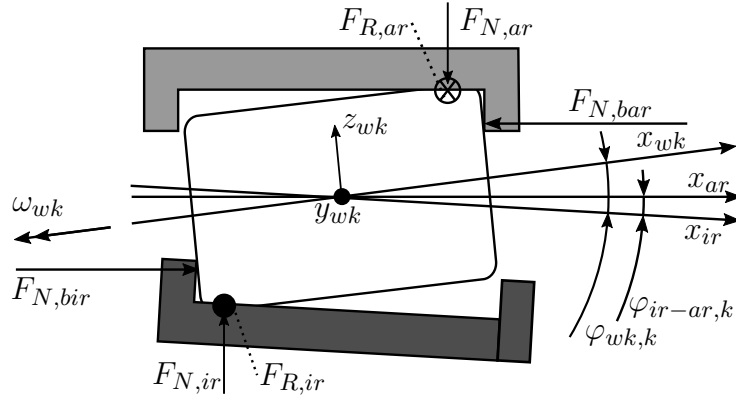
Die Verkippung des Wälzkörpers führt unter anderem zu einer Erweiterung der radialen Lastzone. Hierbei entstehen Laufbahnkontakte in Bereichen, welche bei rein radialer Belastung ein geringes Spiel zwischen Wälzkörper und Ringen besitzen. Letzteres liegt meist kurz vor Anfang und nach Ende der radialen Lastzone vor.

Bei geringem und vor allem negativem radialem Betriebsspiel ist eine stärkere Erweiterung der radialen und auch axialen Lastzone durch Kippen und Schränken des Wälzkörpers möglich. Speziell bei geringen Radialkräften und folglich geringer Verkippung des Innenrings und Einfederung des Lagers kann dies über den gesamten Lagerumfang zu antreibenden Kontakten führen.

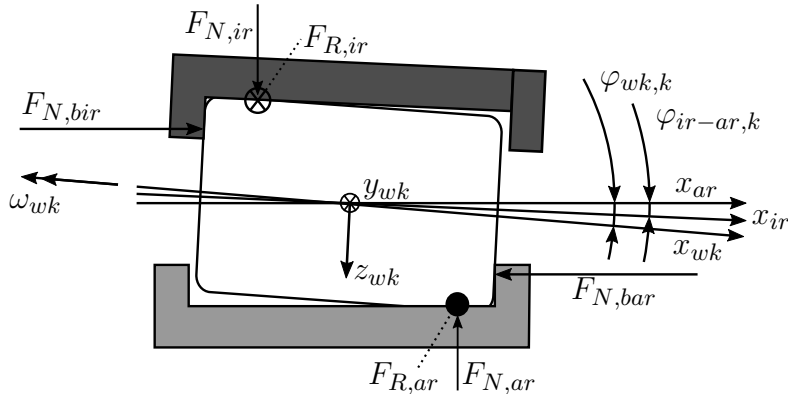
Für weitere ausführliche schematische, mathematische und simulative Betrachtungen des Kipp- und Schränkverhaltens in kombiniert belasteten Lagern wird auf [31] und [32] verwiesen, welche als Grundlage für das in diesem Kapitel diskutierte Bewegungsverhalten der Wälzkörper dienen. In diesen Veröffentlichungen wird das Verhalten bei unterschiedlichen Innenringkippwinkeln, Axial- zu Radialkraft-Verhältnissen und Drehzahlen beschrieben und simuliert. Zusammengefasst zeigen sich die höchsten Kipp- und Schränkwinkel am Anfang und Ende der Lastzone. Beide besitzen aufgrund der gleichbleibenden Angriffspunkte der momenterzeugenden Bord- und Laufbahnkräfte stets dieselbe Drehrichtung relativ zum feststehenden Lagerkoordinatensystem. In Kapitel 2 wird in Abbildung 5 und 6 der Einfluss unterschiedlicher Innenringkippwinkel auf den Wälzkörperkippwinkel sowie die erhöhte Pressung am Innenring durch zunehmende Verkippungen beispielhaft dargestellt.



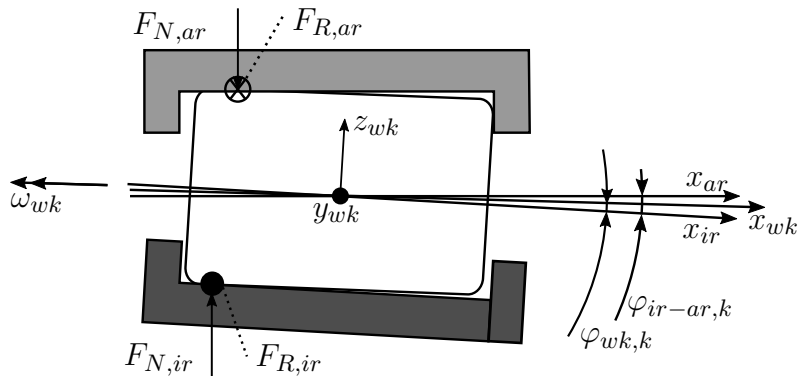
(a) Nicht verkippter Innenring und/oder innerhalb der horizontalen Lagermittelebene



(b) Mit verkipptem Innenring, oberhalb der horizontalen Lagermittelebene (Lastrichtung)



(c) Mit verkipptem Innenring, unterhalb der horizontalen Lagermittelebene (entgegen Lastrichtung)



(d) Mit verkipptem Innenring, ohne Axialkraft, oberhalb der horizontalen Lagermittelebene (Lastrichtung). Unterhalb der horizontalen Lagermittelebene liegen die Laufbahnnormalkräfte auf der axial gegenüberliegenden Seite

Abb. 33: Zum Kippen des Wälzkörpers führende Kräfte abhängig seiner Position am Lagerumfang

EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN

6.1 BESTIMMUNG VON RADIALER UND AXIALER LAGERLUFT

Die Bestimmung der radialen und axialen Luft vor Einbau für Prüf- und auch Gleitlager erfolgt über Vermessung der Wellensitze, Gehäusebohrung sowie der Lagerelemente. Zuvor findet eine Reinigung der Bauteile statt. Anschließend werden diese zum Angleich der Temperaturen am Messort gelagert. Die verwendeten Messgeräte werden über Endmaße der Toleranzklasse 1 kalibriert. Der Bordabstand sowie Laufbahndurchmesser des Außenrings wird aufgrund der eingeschränkten Zugänglichkeit mittels eines 3D-Koordinatenmessgeräts bestimmt.

Die Einschnürung des Außenrings durch den Gehäusesitz sowie die Aufweitung des Innenrings durch den Wellensitz wird mittels des Programms FVA-Workbench bestimmt, welches üblicherweise zur Lagerlebensdaueranalyse verwendet wird. Die Berechnung basiert auf der Theorie elastischer Ringe [79]. Nachfolgend ist die radiale Luft s_{rad} als das Maß nach Einbau, also unter Berücksichtigung der Spielverminderung durch die Passungssitze, zu verstehen. Als Betriebsspiel wird diese radiale Luft inklusive der Spielreduzierung durch thermisches Ungleichgewicht und hieraus folgenden unterschiedlichen Längenänderungen bezeichnet.

6.2 MESSUNG DER WELLENDURCHBIEGUNG

In den vorliegenden Untersuchungen stellt sich ein signifikanter Einfluss durch die relative Verkippung des Innen- gegenüber dem Außenring im Schlupfverhalten des Wälzkörpers heraus. Im Betrieb ist eine Messung des Kippwinkels ohne weiteres aufgrund der stark beschränkten Zugänglichkeit nicht möglich. Die Messung erfolgt deshalb am prüflager- und motorseitigen Wellenstumpf (siehe Abbildung 10 und 28), an welchem üblicherweise die Motor-Kupplung montiert ist. Zwei im Abstand von 30 mm angebrachte Wegsensoren messen die sich aus der Durchbiegung der Welle einstellende Verkippung des Wellenstumpfs und folglich des Lagerinnenrings. Die Wellenverkippung nimmt linear mit der Radialkraft zu und beträgt $12'$ bei $F_{rad} = 40$ kN und $F_{ax} = 0$ kN. Eine zusätzliche Axialkraft reduziert die Verkippung durch das im Lager entstehende rückstellende Moment auf den Innenring (siehe Abbildung 31). Die Reduzierung verhält sich ebenfalls linear und beträgt $0,7'$ bei $F_{rad} = 40$ kN und $F_{ax} = 2,7$ kN. Es ist anzunehmen, dass durch die zusätzliche Drehzahl im Betrieb ein niedriger Kippwinkel entsteht. Verantwortlich hierfür sind die schränkenden Wälzkörper, welche durch die Reibkraft ein zunehmendes Rückstellmoment auf den Innenring bewirken. Der relative Kippwinkel von Innen- zu Außenring ist ebenfalls niedriger, da der Außenring aufgrund der Gehäusesteifigkeit in dieselbe Richtung wie der Innenring kippt.

6.3 KINEMATIK DES VOLLROLLIGEN NUP 2208

Nachfolgend werden die Einflussfaktoren auf das kinematische Verhalten des vollrolligen Zylinderrollenlagers NUP 2208 untersucht. Ziel der Versuche ist zunächst die Ermittlung aller Haupteffekte, welche wesentlichen Einfluss auf das Kinematikverhalten des Wälzkörpers innerhalb des Lagers nehmen. Hierbei handelt es sich sowohl um die Stellgrößen am Prüfstand als auch die Toleranzlage von Prüfaufbau und Prüflager. Im ersten Schritt soll hierdurch ermöglicht werden, die Mechanismen innerhalb des Lagers besser zu verstehen sowie die Effektstärke der einzelnen Einflussfaktoren zu ermitteln. Dies kann in Zukunft zur Vermeidung hoher Schlupfwerte in Zylinderrollenlagern und hierdurch schlupfinduzierter Schäden dienen, welche sich nicht nur auf das Anschmieren begrenzen. Zum anderen dient dies als Grundlage für die zu berücksichtigenden Parameter innerhalb der nachfolgenden Anschmierversuche, da ein verändertes Kinematikverhalten gleichzeitig auch veränderte Bedingungen für den Anschmierprozess zur Folge haben.

Die Radialkraft F_{rad} , die Axialkraft F_{ax} , die Wellendrehzahl n sowie die Fluidtemperatur $T_{\text{Öl}}$ werden hierbei vollfaktoriell untersucht (siehe Tabelle 5). Als signifikante Faktoren stellen sich neben dem Betriebspunkt das Gleitlagerspiel, die radiale Luft, die axiale Luft am Außenring sowie die relative Wälzkörperlänge des mit Magnet und Stift präparierten Wälzkörpers gegenüber dem Durchschnitt des Wälzkörpersatzes heraus.

Die Öltemperatur wird während eines Schlupfversuchs, der sich aus unterschiedlichen Drehzahl- und Lastkombinationen zusammensetzt, mittels Heiz- und Kühlkreislauf auf eine konstante Temperatur mit maximal $\pm 1^\circ\text{C}$ Abweichung geregelt. Ausnahmen stellen hierbei Versuche mit Öltemperaturen unter 50°C dar, bei welchen aufgrund der begrenzten Kühlleistung die starke Eigenerwärmung des Lagersystems für hohe Drehzahlen und Kräfte nicht abgeführt werden kann. Um ein thermisches Gleichgewicht zu Beginn der Schlupfmessung zu erreichen, wird der Prüfstand zuvor zwei Stunden bei mittlerer Last und Drehzahl sowie einer konstanten Klimatisierung von 20°C eingefahren.

Die Axialkraft-, Radialkraft- und Drehzahlstufen in Tabelle 5 werden während eines Schlupfversuchs mit konstanter Öltemperatur über die automatisierte Prüfstandsteuerung und -regelung eingestellt. Zunächst werden die Drehzahlen bei gleichbleibender radialer Lastrichtung angefahren. Die Unterteilung dieser einzelnen Drehzahlstufen in sieben $0,45\text{ kN}$ -Axialkraftstufen, welche sich jeweils wiederum in acht 5 kN -Radialkraftstufen unterteilen, ist für jeden der nachfolgenden Versuche gleich. Insofern die zweite Lastrichtung aufgenommen wird, wiederholen sich die Drehzahlstufen nach demselben Prinzip mit Ausnahme der nun umgekehrten Radialkraft.

Tabelle 5: Variation der Versuchsparameter innerhalb der vollfaktoriellen Schlupfmessung

Parameter	Untersuchungsintervall	Schrittweite	Schrittanzahl
Radialkraft F_{rad}	40 bis -40 kN	5 kN	16
Axialkraft F_{ax}	0 bis 2,7 kN	0,45 kN	7
Wellendrehzahl n	900 bis 2700 min^{-1}	450 min^{-1}	5
Öltemperatur $T_{\text{Öl}}$	30 bis 90°C	20°C	4

Aufgrund der erforderlichen Abtastrate von 50 kHz wird der Schlupf zur Reduzierung der Datenmenge diskontinuierlich gemessen. Anhand einer radialen Krafterkennung wird 60 s nach Erreichen eines konstanten Lastpunktes ein Messintervall von 2 s gestartet. Hierin enthalten sind das Spulensignal und das Impulssignal des Näherungsschalters. Letzteres dient zur Erkennung des präparierten Magneten und ermöglicht hierüber die lokale Auflösung des Schlupfs anhand der Lage des Sensors sowie der Zeit zwischen zwei Impulsen. Darüber hinaus werden beide Kräfte, die Drehzahl, die Fluidtemperatur und die Außenringtemperatur dauerhaft mit 10 Hz aufgezeichnet.

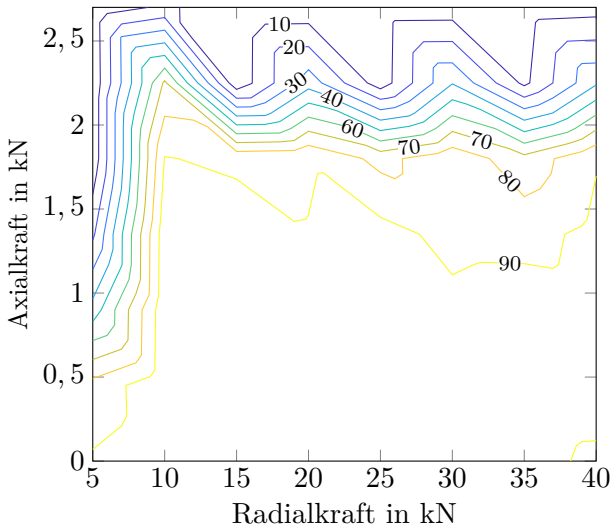
Die Darstellung der Schlupfmessungen findet in Form von Kennfeldern statt, welche jeweils bei unterschiedlichen Temperaturen und Wellendrehzahlen das Schlupfverhalten gegenüber Radial- und Axialkraft widerspiegeln. Diese Kennfelder zeigen Isolinien mit einer Abstufung von 10 %, welche durch Interpolation der 56 Schlupfmesspunkte je radialer Lastrichtung ermittelt werden. Die Stufe bei 0 kN Radialkraft wird zum Schutz des Lagers bezüglich Überlastung durch ausschließliche Axialkraft nicht angefahren. Der hierdurch eingeschlossene Bereich in Kennfeldern, welche beide radialen Lastrichtungen enthalten, ist grau dargestellt. Unabhängig der Lastpunkte treten weder signifikanter Wälzkörperschlupf in der Lastzone noch Wälzkörpersatzschlupf auf. Aus diesem Grund wird nachfolgend ausschließlich der maximale Wälzkörperschlupf betrachtet, welcher sein Maximum kurz vor Wiedereintritt in die Lastzone besitzt.

6.3.1 *Einschwingdauer*

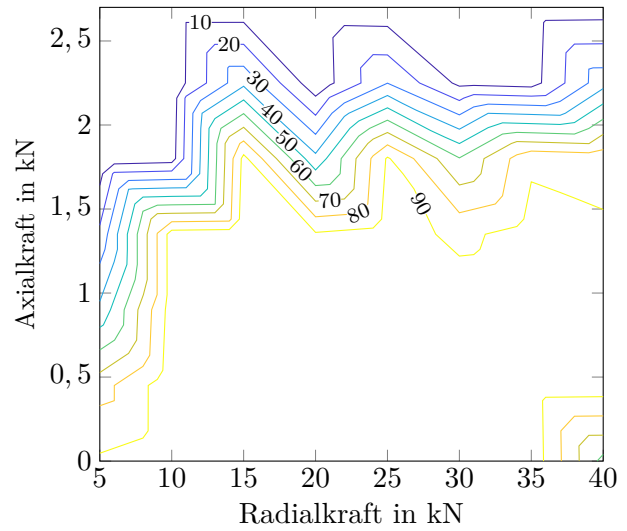
Für reproduzierbare und gleichzeitig kurze Schlupfversuche wird zunächst die minimal erforderliche Zeitdauer ermittelt, nach welcher ein konstant eingestellter Betriebspunkt ein gleichbleibendes Kinematikverhalten besitzt. Hierzu werden nach Einlauf des Prüfstands mit $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $F_{rad} = 30 \text{ kN}$ und $F_{ax} = 0,45 \text{ kN}$ bei konstanten 1800 min^{-1} und $50 \pm 1^\circ\text{C}$ Öltemperatur insgesamt 56 Lastpunkte angesteuert. Diese setzen sich zusammen aus 5 kN-Radialkraftstufen zwischen $F_{rad} = 5 \text{ kN}$ und $F_{rad} = 40 \text{ kN}$ sowie sieben $0,45 \text{ kN}$ -Axialkraftstufen zwischen $F_{ax} = 0 \text{ kN}$ und $F_{ax} = 2,7 \text{ kN}$. Die Betriebspunkte werden hierbei fünf Minuten konstant gehalten. Anhand einer Krafterkennung sowie im Messsystem integrierter Zeitschalter wird 10 s, 60 s und 300 s nach Erreichen des Lastpunkts ein Messintervall von 2 s gestartet.

Grundsätzlich zeigen alle drei Kennfelder in Abbildung 34 ein qualitativ vergleichbares Schlupfverhalten. Abgesehen von thermischen Ausdehnungen liegt eine äußerst schnelle Anpassung der Kinematik an den entsprechenden Lastpunkt vor. Speziell für die Einschwingdauer von 10 s (a) liegen vergleichsweise hohe Schlupfwerte im Bereich niedriger Radialkräfte von $F_{rad} = 5 \text{ kN}$ bis $F_{rad} = 10 \text{ kN}$ vor. Dies resultiert aus der nicht abgeschlossenen Abkühlung des Systems im Anschluss an die zuvor liegenden Laststufen von $F_{rad} = 40 \text{ kN}$ mit erhöhter Betriebstemperatur. Derselbe Effekt ist bei hoher Radialkraft von 40 kN ohne zusätzliche Axialkraft festzustellen.

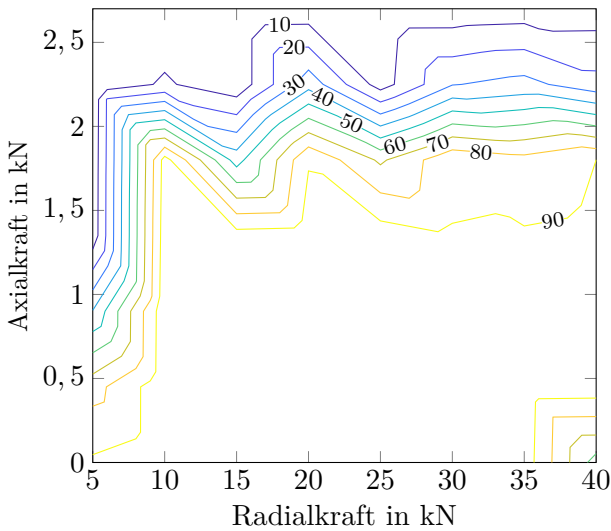
Durch die kurze Einschwingdauer ist die Erwärmung und thermische Längenänderung nicht abgeschlossen. Für 60 s (b) und 300 s (c) führt die weitere Erhöhung der Betriebstemperatur zur thermischen Reduzierung des Betriebsspiels. Durch die starke Verkipfung der Welle resultiert in diesem Lastpunkt eine zweite Lastzone (d), welche den Schlupf deutlich reduziert. Um die Versuchsdauer der nachfolgenden Schlupfmessungen sowie auch Abweichungen durch nicht abgeschlossenes thermisches Einschwingen gering zu halten, wird deshalb die Einschwingdauer auf 60 s festgelegt.



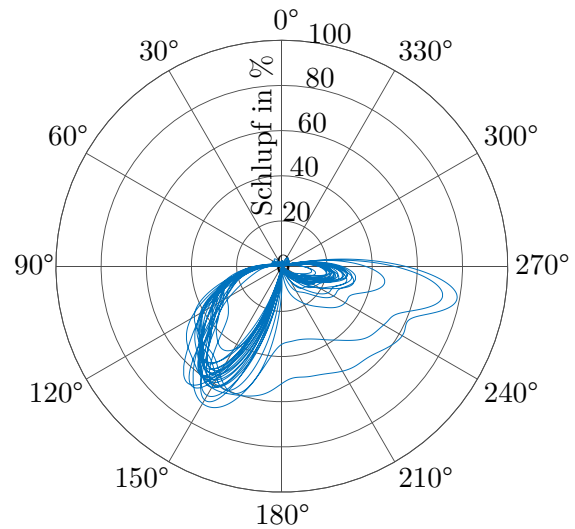
(a) Maximaler Wälzkörperschlupf bei
Einschwingdauer = 10 s



(b) Maximaler Wälzkörperschlupf bei
Einschwingdauer = 60 s



(c) Maximaler Wälzkörperschlupf bei
Einschwingdauer = 300 s



(d) Ausbildung einer zweiten Lastzone bei
 $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $F_{rad} = 40 \text{ kN}$ und $F_{ax} = 0 \text{ kN}$

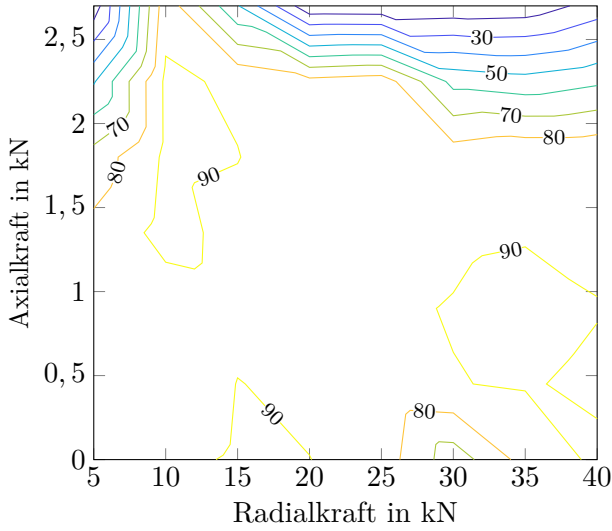
Abb. 34: Ermittlung der erforderlichen Zeitdauer für eingeschwigenes Schlupfverhalten bei $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $T_{Öl} = 50^\circ\text{C}$ und variierender Einschwingdauer

6.3.2 Reproduzierbarkeit

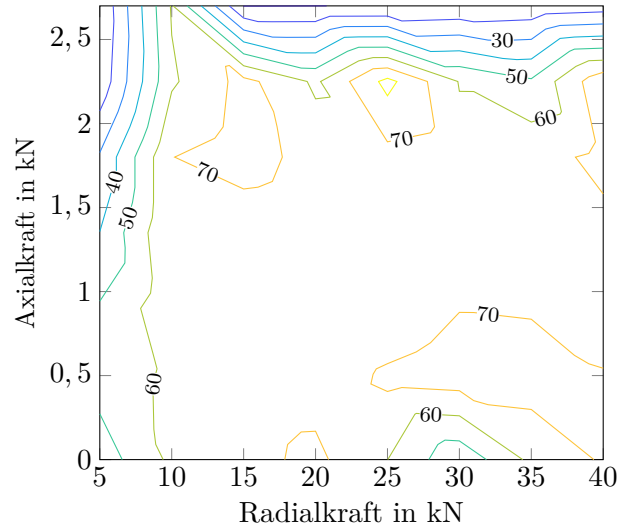
Zwischen den beiden Schlupfmessungen in Abbildung 35 findet eine vollständige Demontage und Neumontage des Prüfstands und Wellen-Lagersystems statt. Beide Versuche finden für zwei Drehzahlstufen bei 1800 min^{-1} und 2700 min^{-1} , 50°C Öltemperatur sowie ausschließlich positiver Radialkraft entgegen der Schwerkraft statt. Da vor allem hohe Schlupfwerte sehr reproduzierbar gemessen werden, ermöglicht dies nachfolgend aussagekräftige Parameterstudien hinsichtlich äußerer Stellgrößen sowie Prüflager- und Prüfstandstoleranzen.

In Abbildung 35 (a) und (b) sind jeweils die Schlupfwerte für den Versuch vor der vollständigen Demontage dargestellt. Die Kennfelder (c) und (d) zeigen die auftretende absolute Schlupf-Abweichung in Prozent, welche beim zweiten Versuch nach der vollständigen Neumontage auftreten. Für eine bessere Übersicht sind die Isolinien der Abweichungen von -10 bis $+10$ % in 5 %-Abstufungen und darüber- sowie darunterliegend mit 10 %-Abstufungen gewählt. Im Durchschnitt liegt die Abweichung bei 2,9 % für 1800 min^{-1} und 5,0 % für 2700 min^{-1} . Lediglich 13 der 112 Messpunkte weichen um mehr als 10 % ab. Die hiervon betroffenen Messungen liegen ausschließlich in Bereichen mit weniger als 90 % Schlupf. Aufgrund der dort vorliegenden großen Schlupf-Gradienten reagiert das Kinematikverhalten äußerst sensibel auf minimale Veränderungen. Diese können aus geringfügigen Änderungen durch die Neumontage, Veränderungen am Lager sowie thermischen Schwankungen resultieren. Letztere können durch den Schlupf selbst, die Kühlerregelung oder die Klimatisierung hervorgerufen werden.

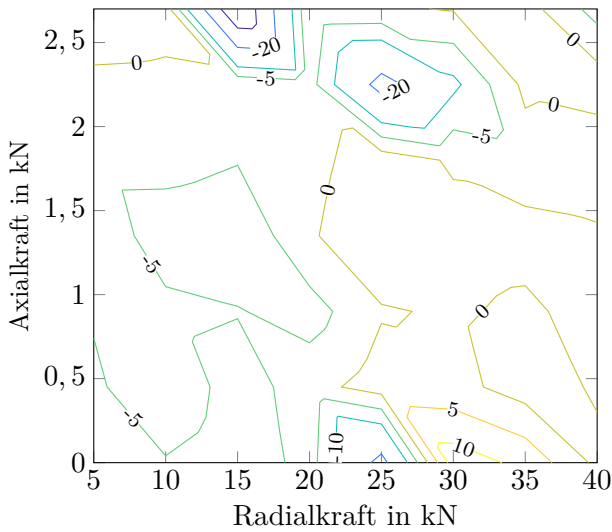
Wiederholversuche zu den nachfolgenden Testreihen, welche hinsichtlich der Toleranzen am Lager als auch am Prüfstand nahezu identische Werte besitzen, liefern eine vergleichbare Reproduzierbarkeit wie der Versuch in Abbildung 35. Dies dient als Nachweis, dass mit Berücksichtigung des Betriebsspiels, der axialen Luft am Außenring, der Länge des präparierten Wälzkörpers relativ zum übrigen Wälzkörpersatz sowie dem Gleitlagerspiel alle erforderlichen Toleranzgrößen mit Einfluss auf das Kinematikverhalten berücksichtigt werden.



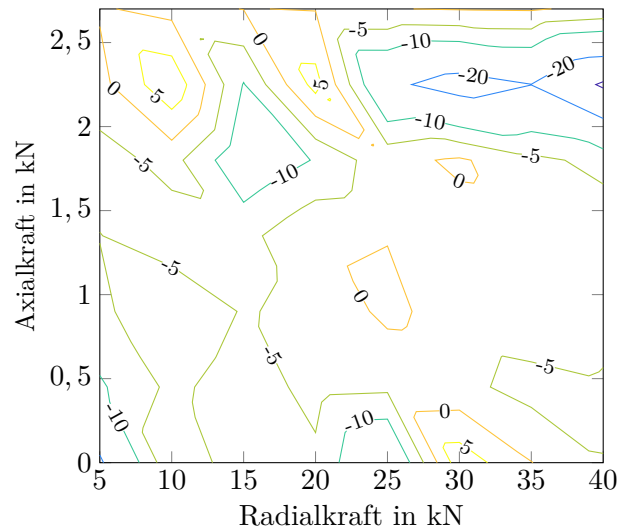
(a) Vor Demontage: Maximaler Wälzkörperschlupf bei $n = 1800 \text{ min}^{-1}$



(b) Vor Demontage: Maximaler Wälzkörperschlupf bei $n = 2700 \text{ min}^{-1}$



(c) Nach Demontage - Vergleich zu (a):
Absolute Abweichung des maximalen
Wälzkörperschlupfs bei $n = 1800 \text{ min}^{-1}$



(d) Nach Demontage - Vergleich zu (b):
Absolute Abweichung des maximalen
Wälzkörperschlupfs bei $n = 2700 \text{ min}^{-1}$

Abb. 35: Untersuchung der Reproduzierbarkeit der Schlupfmessung: Maximaler Wälzkörperschlupf bei erster Montage (a, b) und hierzu absolute Schlupfabweichung nach Neumontage mit identischen Bauteilen (c, d) bei $T_{Öl} = 50^\circ\text{C}$

6.3.3 Drehzahl, Öltemperatur, Radialspiel, Axial- und Radialkraft

Zur vollständigen Charakterisierung des Schlupfverhaltens werden für zwei Lager mit $s_{rad} = 28 \mu\text{m}$ und mit $s_{rad} = 16 \mu\text{m}$ jeweils 2.240 Schlupfmesspunkte in Form von 20 Schlupf-Kennfeldern aufgenommen. Tabelle 5 fasst die hierbei untersuchten Parameterstufen zusammen. Beide Lager besitzen mit $97 \mu\text{m}$ und $100 \mu\text{m}$ nahezu identisches axiales Spiel am Außenring. Die mit Magnet und Stift präparierten Wälzkörper liegen hinsichtlich ihrer Länge mittig des Toleranzfeldes $15_{+3}^{+9} \mu\text{m}$ der jeweils anderen 16 Wälzkörper im Lager. Aufgrund der Laufzeit ist beim Austausch der Lager auch ein Wechsel des Gleitlagers sowie der Welle erforderlich, welche mit Bauteilen vergleichbarer Toleranz ersetzt werden. Der maximal auftretende Wälzkörperschlupf ist in Form von Kennfeldern für das Lager $s_{rad} = 28 \mu\text{m}$ in Abbildung 36 und 37 und für das Lager mit $s_{rad} = 16 \mu\text{m}$ in Abbildung 38 zusammengefasst. Die nicht dargestellten Drehzahlen 1350 min^{-1} und 2250 min^{-1} ordnen sich hinsichtlich der Schlupfwerte zwischen den Drehzahlen 900 min^{-1} , 1800 min^{-1} und 2700 min^{-1} ein. Für das Lager mit $s_{rad} = 16 \mu\text{m}$ werden nachfolgend aufgrund des qualitativ identischen Verhaltens zum Lager mit $s_{rad} = 28 \mu\text{m}$ lediglich die Temperaturen 30°C und 70°C abgebildet.

Die ausführliche Betrachtung der Polardiagramme sowie die der beiden Beispiele in Abbildung 40 zeigt, dass der Wälzkörperschlupf nicht bis zum Ende der Verzögerungszone steigt. Üblicherweise liegt der maximale Wälzkörperschlupf bereits bei 210° bis 240° am Lagerumfang vor. Anschließend verhält sich der Schlupf bis zu Erreichen der Beschleunigungszone konstant. In einigen Fällen ist unter anderem auch ein leicht degressives Schlupfverhalten noch vor der eigentlichen sprunghaften Reduzierung in der Beschleunigungszone festzustellen (siehe Abbildung 39). Das nahezu konstante Schlupfverhalten ab diesem Winkelbereich ist auf ein Gleichgewicht der bremsenden und antreibenden Kräfte zurückzuführen. Durch die Scherkräfte des Öls liegen immer, wenn auch geringe, antreibende Kräfte am Wälzkörper vor. Diese steigen, je näher die Wälzkörper der Lastzone kommen, da hierdurch auch die Abstände hin zu den Borden und Laufbahnen geringer werden. Durch die gesunkene Eigenrotation nimmt die hydraulisch bremsende Kraft entgegen der Wälzkörperrotation ab. Aufgrund der gleichbleibenden Wälzkörpersatzdrehzahl sind die hierdurch entstehenden Planschverluste konstant. Je näher ein Wälzkörper der Beschleunigungszone kommt, desto weniger andere Wälzkörper muss dieser vor sich zurück in die Lastzone schieben. Hierdurch sinken die Normal- und auch Reibkräfte im Wälzkörper-Wälzkörper-Kontakt, je weiter der Wälzkörper in der Verzögerungszone bewegt wird.

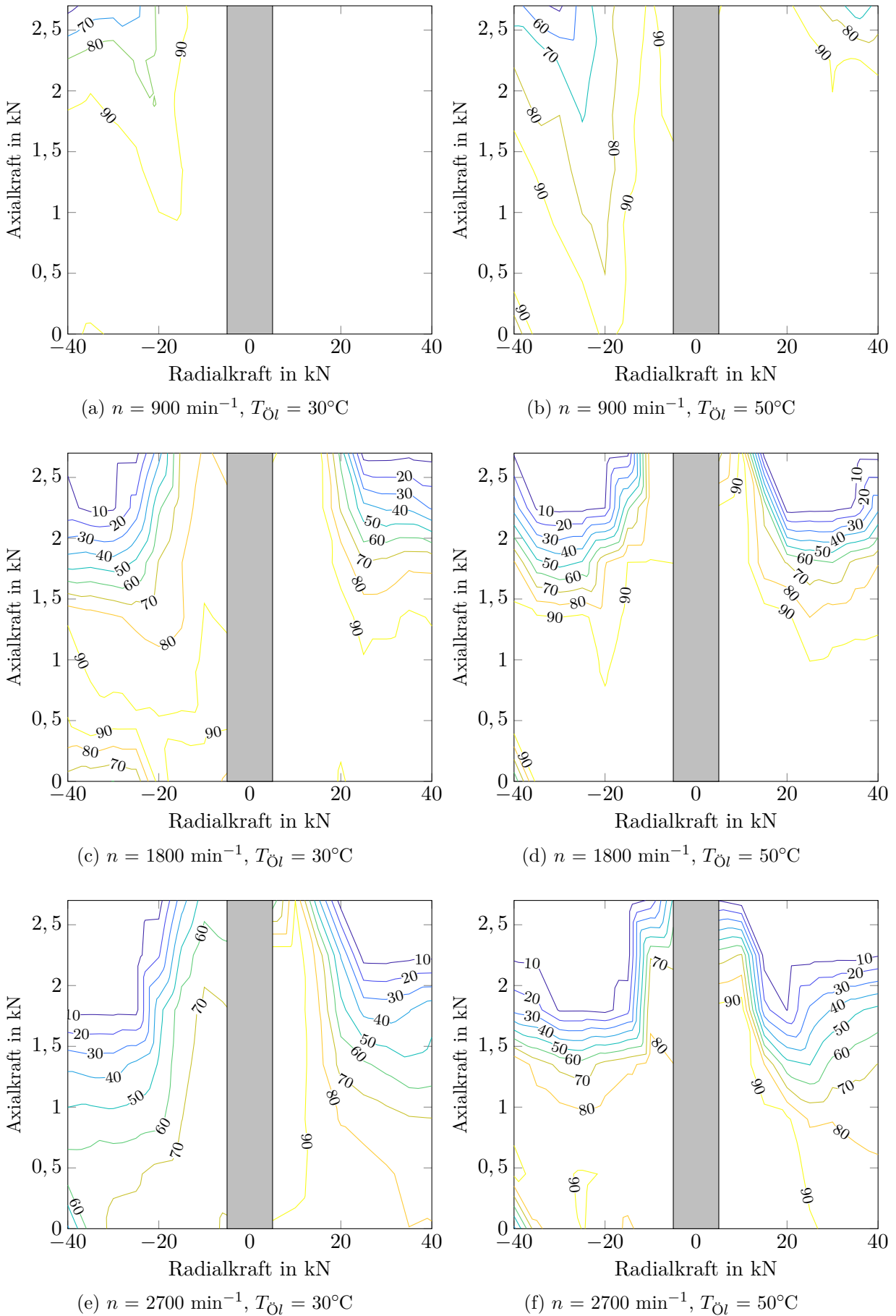


Abb. 36: Maximaler Wälzkörperschlupf für die Variation von Öltemperatur, Innenringdrehzahl, Radial- und Axialkraft bei $s_{rad} = 28 \text{ }\mu\text{m}$, $s_{ax,ar} = 100 \text{ }\mu\text{m}$ und $s_G = 91 \text{ }\mu\text{m}$

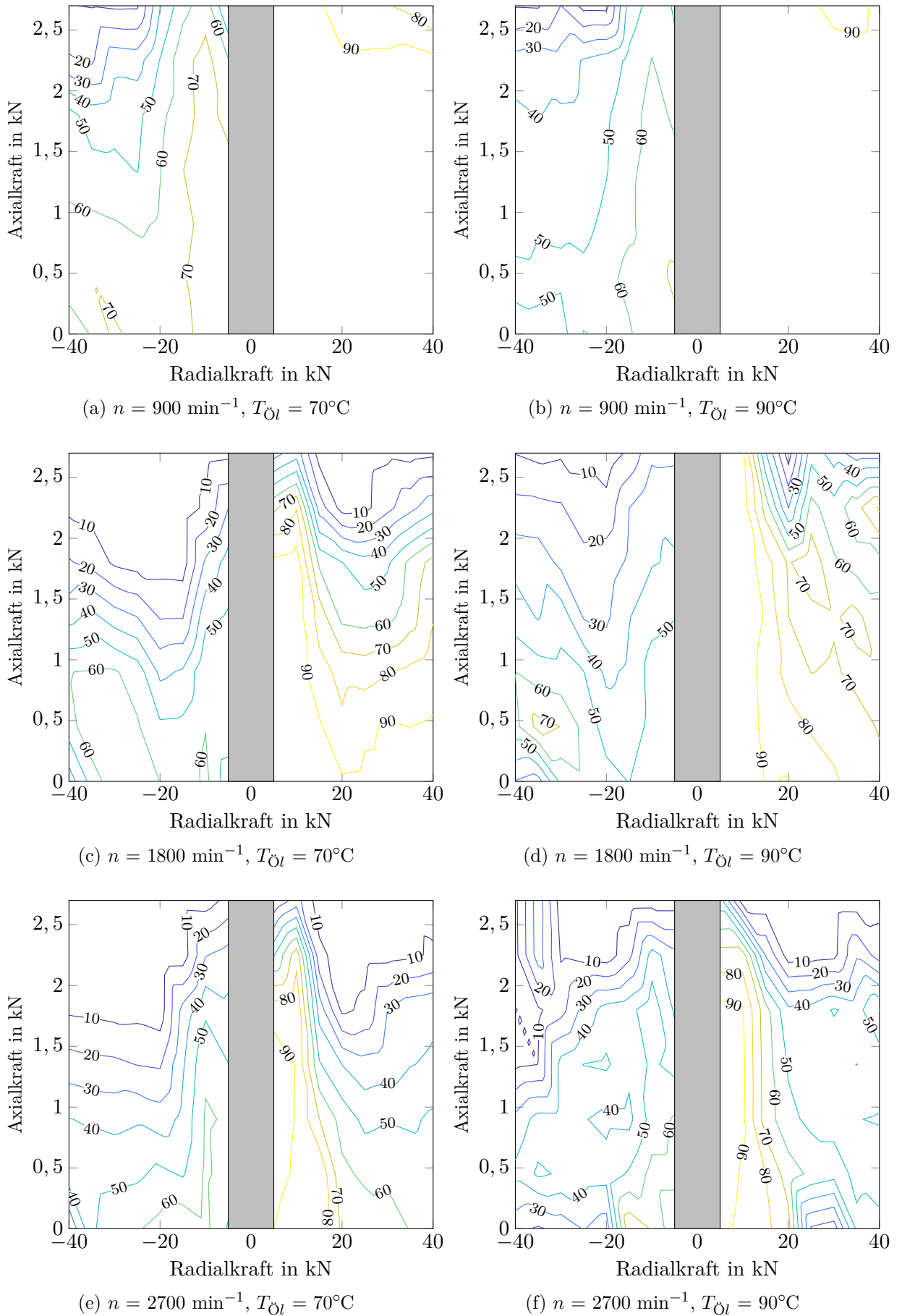


Abb. 37: Maximaler Wälzkörperschlupf für die Variation von Öltemperatur, Innenringdrehzahl, Radial- und Axialkraft bei $s_{rad} = 28 \mu\text{m}$, $s_{ax,ar} = 100 \mu\text{m}$ und $s_G = 91 \mu\text{m}$

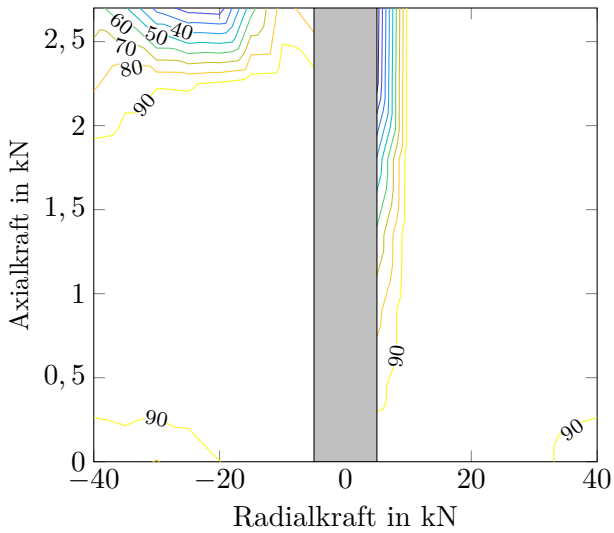
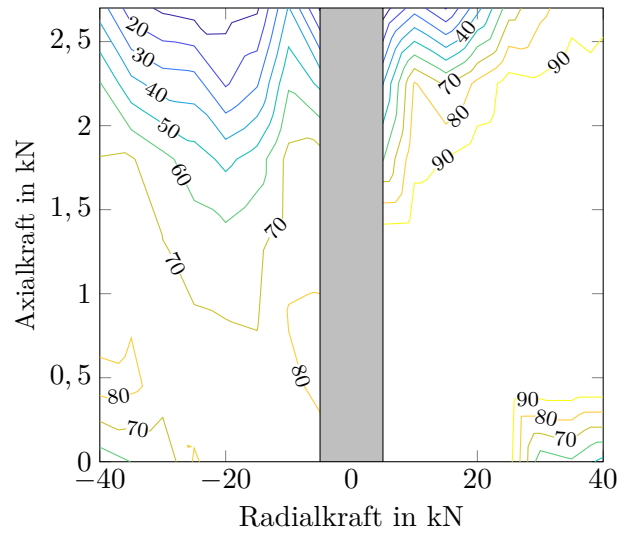
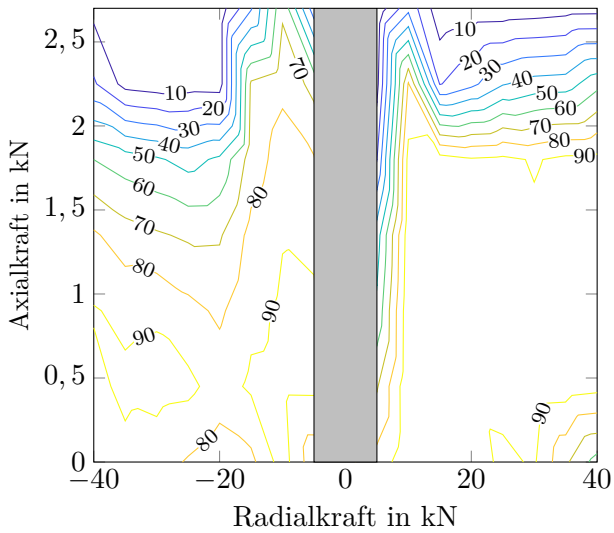
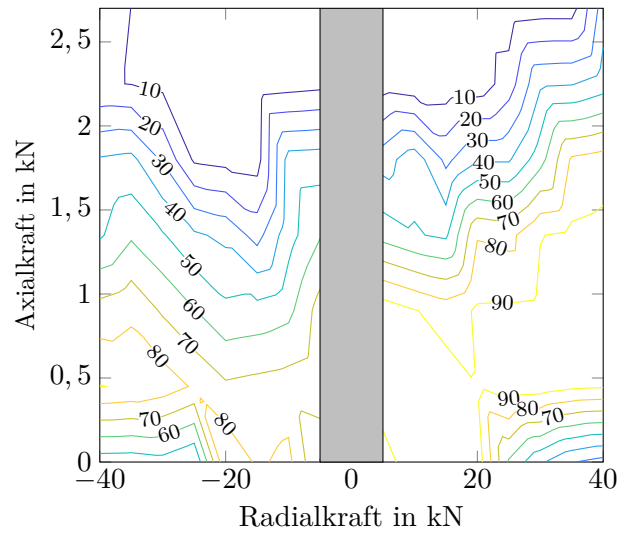
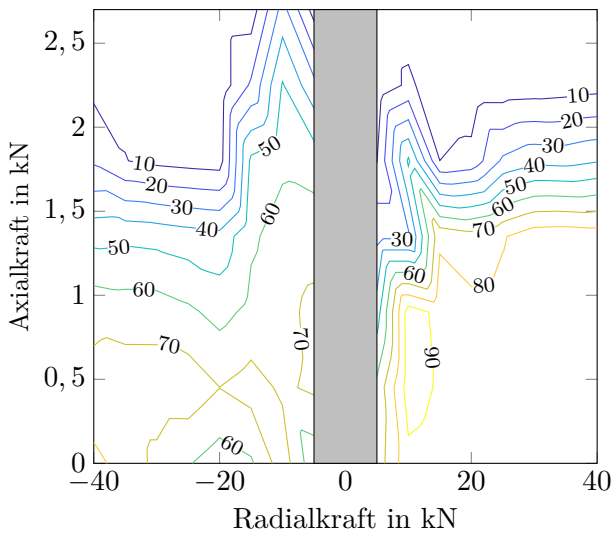
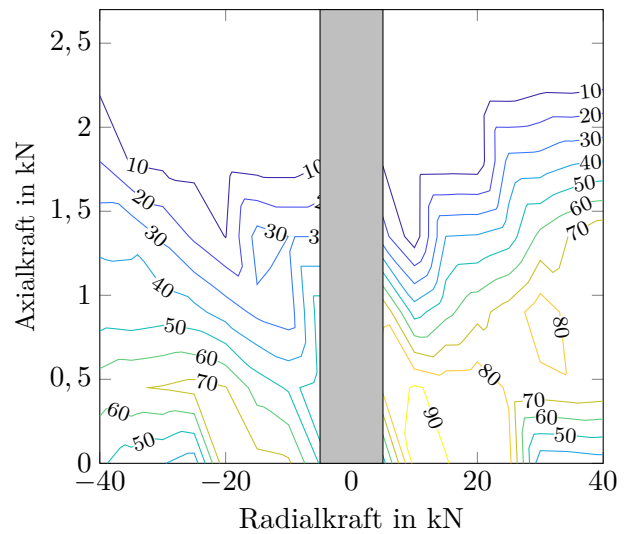
(a) $n = 900 \text{ min}^{-1}$, $T_{\text{Öl}} = 30^\circ\text{C}$ (b) $n = 900 \text{ min}^{-1}$, $T_{\text{Öl}} = 70^\circ\text{C}$ (c) $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $T_{\text{Öl}} = 30^\circ\text{C}$ (d) $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $T_{\text{Öl}} = 70^\circ\text{C}$ (e) $n = 2700 \text{ min}^{-1}$, $T_{\text{Öl}} = 30^\circ\text{C}$ (f) $n = 2700 \text{ min}^{-1}$, $T_{\text{Öl}} = 70^\circ\text{C}$

Abb. 38: Maximaler Wälzkörperschlupf für die Variation von Öltemperatur, Innenringdrehzahl, Radial- und Axialkraft bei $s_{rad} = 16 \mu\text{m}$, $s_{ax,ar} = 97 \mu\text{m}$ und $s_G = 93 \mu\text{m}$

6.3.3.1 Radialkraft, Radialluft, Verkippen des Innenrings und Lastrichtung

Entsprechend der theoretischen Betrachtung in Kapitel 5 führt eine zunehmende Radialkraft sowie eine abnehmende radiale Luft zu einer größeren radialen Lastzone. Die Ausprägung von radialer Lastzone und Betriebsspiel beeinflusst wesentlich die axiale Lastzone. Unter anderem kann eine Axialkraft auf den Wälzkörper ausschließlich in der Lastzone sowie in Bereichen mit geringem Spiel zwischen Wälzkörpern und Ringen übertragen werden, da der Wälzkörper ansonsten aus dem Bordkontakt kippt. Während allerdings die Lastzone durch steigende Radialkraft zunimmt, erhöht sich gleichzeitig auch die relative Verkipfung von Innen- und Außenring durch die exzentrisch angreifende Kraft sowie die Einfederung des Lagers. Hierbei wird vor allem ein größeres axiales und radiales Spiel auf der Lagerhälfte entgegen der Lastrichtung hervorgerufen.

Die vorangehenden Thesen bestätigen sich mit Hilfe der Betrachtung des Schlupfverhaltens in den Kennfeldern als auch in den Polardiagrammen. Eine steigende Radialkraft führt bei vorhandenem radialen Betriebsspiel aufgrund der Einfederung der Wälzkörper und Ringe zu einer größer werdenden Lastzone und folglich zu abnehmendem Wälzkörperschlupf. Dies ist durch den Vergleich der beiden Polardiagramme (a) mit $F_{rad} = 5$ kN und (b) mit $F_{rad} = 40$ kN in Abbildung 39 bei $F_{ax} = 0$ kN und 50°C Öltemperatur ersichtlich. In diesem Fall führt die Zunahme der Radialkraft bei dem dargestellten Lager mit $s_{rad} = 28$ μm zu einer Ausbreitung der Lastzone von 130° auf 170° des Umfangs. Bei vorhandenem, positiven radialen Betriebsspiel erstreckt sich die radiale Lastzone immer auf weniger als 180° des Umfangs, da an den Positionen 90° und 270° im Polardiagramm weiterhin jeweils die Hälfte des Betriebsspiels vorliegt.

Die erforderliche Radialkraft zum Erreichen der nahezu maximalen Lastzonengröße, bei welcher eine weitere Erhöhung der Radialkraft nur eine geringfügige Änderung hervorruft, ist zusammengefasst abhängig von der Radialluft vor Einbau sowie der thermischen Betriebsspielreduzierung. Dies zeigt sich unter anderem deutlich beim Vergleich der beiden Lager mit $s_{rad} = 16$ μm in Abbildung 38 und mit $s_{rad} = 28$ μm in Abbildung 36 und 37. Das um 12 μm geringere Spiel führt zu einer um 5 bis 10 kN niedrigeren Radialkraft, bei welcher die nahezu maximale Lastzone erreicht wird. Für beide Lager zeigt sich, dass durch thermische Betriebsspielreduzierung ein früheres Erreichen der maximalen Lastzone bei hohen Drehzahlen, Belastungen und Öltemperaturen erfolgt. Verantwortlich für die stark unterschiedliche Schlupfausbildung bei niedrigen Radialkräften ist die Kopplung der axialen an die radiale Lastzone. Dementsprechend zeigt sich eine deutliche Schlupfreduzierung durch zunehmende Axialkraft bei hoher radialer Luft später als bei niedriger radialer Luft. Insofern geringes Betriebsspiel sowie niedrige relative Verkipfung von Innen- zu Außenring vorliegt, führt erst die zunehmende Radialkraft durch Einfederung und Wellendurchbiegung zur Entstehung einer lastfreien Zone. Dieser spezielle Fall liegt beispielsweise bei der Zunahme des Schlupfs bei der Stufe von $F_{rad} = 5$ kN auf $F_{rad} = 10$ kN in Abbildung 38 (c) vor.

Durch zunehmende Radialkräfte resultiert außerdem eine steigende Durchbiegung und Verkipfung des Innenrings. Dies kann bei entsprechend geringem Betriebsspiel bis zur Ausbildung einer zweiten Lastzone wie in Abbildung 34 (d) oder schematisch in Abbildung 30 (b) führen. Dieser schlupfmindernde Effekt ist bei hoher Radialkraft ohne zusätzliche Axialkraft festzustellen, welche ansonsten zu einer reduzierten relativen Verkipfung führt. In den Kennfeldern in Abbildung 42 ist der Einfluss der Wellenverkipfung durch unterschiedliche Gleitlagerspiele dargestellt. Aufgrund der Auslenkung der Welle im Gleitlagersitz bei üblichem Gleitlagerspiel (a, b) entsteht eine Verkipfung von $1,7'$.

Durch eine Erhöhung des Gleitlagerspiels um $47 \mu\text{m}$ (c, d) wird eine zusätzliche Verkipfung durch die Wellenauslenkung von $0,9'$ aufgebracht. Bezogen auf die maximale Verkipfung von $12'$ bei $F_{rad} = 40 \text{ kN}$, $F_{ax} = 0 \text{ kN}$ und üblichem Gleitlagerspiel $s_G = 85 \pm 5 \mu\text{m}$ ist die zusätzliche Verkipfung gering. Dennoch ergibt sich ein deutlicher Unterschied im Schlupfverhalten, welcher sich vor allem in höheren Axialkräften, ab welchen der Schlupf maßgeblich reduziert wird, widerspiegelt. Durch die erhöhte Verkipfung von Innen- zu Außenring liegt ein größerer Abstand der kraftübertragenden Borde vor. Dies führt zu einer reduzierten axialen Lastzone und folglich zur Schlupfzunahme. Mit höherer Verkipfung durch größeres Buchsenspiel (c, d) bildet sich die zweite Lastzone bereits bei $F_{rad} = 25 \text{ kN}$ aus. Mit dem ansonsten üblichen Gleitlagerspiel (a, b) tritt diese erst bei $F_{rad} = 35 \text{ kN}$ auf.

Bei positiven Radialkräften, welche einer radialen Lastrichtung entgegen der Schwerkraft entsprechen, resultieren höhere maximale Schlupfwerte als umgekehrt. Grundsätzlich könnte dies auch auf einen Versatz zwischen Gleit- und Prüflager hindeuten, welcher zu einem unterschiedlichen Kippverhalten entsprechend der Lastrichtung führt. Durch die Variation des Gleitlagerspiels in Abbildung 42 wird der Unterschied durch verändertes Kippen des Innenrings deutlich. Durch zunehmende Verkipfung werden erst bei höheren Axialkräften Betriebspunkte ohne Schlupf erreicht. Dahingegen sind die Grenzen für die Axialkraft, ab welcher kein Schlupf mehr entsteht, nahezu unabhängig der Lastrichtung. Dies lässt den Ausschluss eines signifikant, unterschiedlichen Kippverhaltens aufgrund geänderter Lastrichtung zu.

Deshalb dient als Erklärung für das stark von der Lastrichtung abhängige Schlupfverhalten die Tatsache, dass sich die Zentrifugalkraft und Schwerkraft bei Lastrichtung entgegen der Schwerkraftrichtung innerhalb der Verzögerungszone addieren. Dies führt zu höheren Normalkräften am Außenringkontakt. Die hieraus entstehenden Reibkräfte wirken entgegen der Bewegung des Wälzkörpersatzes und führen zwischen den Rollen zu erhöhten Normal- und Reibkräften. Hierbei wirkt zusätzlich förderlich, dass die Wälzkörper bei einer entgegen der Schwerkraft gerichteten Radialkraft am Ende der Lastzone entgegen der Schwerkraft zurück in die Lastzone geschoben werden müssen. Für hohe Drehzahlen nimmt der Unterschied im Schlupfverhalten ab, da hierbei der Einfluss der Zentrifugalkraft überwiegt, da diese quadratisch mit der Drehzahl zunimmt.

Die Zentrifugalkraft F_{zent} der Wälzkörper berechnet sich mit Hilfe der Wälzkörpersatzdrehzahl nach Gleichung 1, dem Teilkreisdurchmesser des Wälzkörpersatzes $d_{ws} = 54,5 \text{ mm}$ und der Masse $m_{wk} = 11,2 \text{ g}$ des Wälzkörpers zu:

$$F_{zent} = (2 \cdot \pi \cdot n_{ws})^2 \cdot m_{wk} \cdot \frac{d_{ws}}{2} \quad (11)$$

Für die Innenringdrehzahl von 900 min^{-1} liegt die Zentrifugalkraft bei $F_{zent} = 0,42 \text{ N}$. Unter Berücksichtigung der Gravitationskraft hat dies bei einer Radialkraft entgegen der Schwerkraftrichtung in der lastfreien Zone die Normalkraft $F_{N,ar} = 0,53 \text{ N}$ zwischen Wälzkörper und Außenring zur Folge. Eine entgegengesetzte Lastrichtung führt zu $F_{N,ar} = 0,31 \text{ N}$. Dies entspricht einem Unterschied von 41% . Bei 2700 min^{-1} des Innenrings liegt die Zentrifugalkraft bereits bei $F_{zent} = 3,77 \text{ N}$, so dass sich die Normalkraft am Außenring abhängig der Lastrichtung nur um 6% unterscheidet. Die Kennfelder zeigen, dass trotz der absolut betrachtet geringen Werte der Normalkraft ein erheblicher Einfluss auf das Schlupfverhalten besteht. Diesen Zusammenhang bestätigen auch die zur vorliegenden Anwendung durchgeführten Mehrkörpersimulationen in [4].

Entgegen der Erwartung zeigt sich für sehr niedriges Betriebsspiel für einige Betriebspunkte ein schlupfförderndes Verhalten. Betroffen hiervon sind Parameterkombinationen aus hoher Drehzahl, Öltemperatur und Radialkraft, welche zur starken thermischen Betriebsspielreduzierung führen, gemeinsam mit einer niedrigen radialen Luft vor Einbau. Das nachfolgend erläuterte Verhalten zeigt sich deutlich im Vergleich des Lagers mit niedriger Radialluft $s_{rad} = 16 \mu\text{m}$ in Abbildung 38 zu dem Lager mit hoher Radialluft $s_{rad} = 28 \mu\text{m}$ in Abbildung 36 und 37.

Als Beispiel zur Erklärung soll der Vergleich der beiden Lager anhand der Abbildung 38 (f) zu Abbildung 37 (e) bei $T_{\text{Öl}} = 70^\circ\text{C}$ und $n = 2700 \text{ min}^{-1}$ dienen. Für Radialkräfte unter 20 kN stellt sich das Schlupfverhalten erwartungsgemäß ein, so dass das Lager mit höherer radialer Luft aufgrund der kleineren Lastzone einen deutlich höheren Schlupf aufweist. Für höhere Radialkräfte ergibt sich allerdings ein nicht erwartetes, genau entgegengesetztes Verhalten mit niedrigerem Schlupf bei hoher radialer Luft.

Für die niedrige Radialluft vor Einbau ist eindeutig die Ausbildung einer sekundären radialen Lastzone zu erkennen, welche zunächst zu einer deutlichen Schlupfdeuzierung bei $F_{rad} = 25 \text{ kN}$ bis $F_{rad} = 40 \text{ kN}$ für $F_{ax} = 0 \text{ kN}$ auf unter 40 % führt. Durch Erhöhung der Axialkraft sinkt die relative Verkippung des Innenrings. Dies führt zu einer Verhinderung der zweiten Lastzone und folglich zu einer Schlupfzunahme auf bis zu über 80 %. Im Vergleich dazu ist eine stetige Schlupfdeuzierung für das Lager mit hoher radialer Luft vor Einbau ausgehend von 60 bis 70 % Schlupf bei $F_{ax} = 0 \text{ kN}$ für zunehmende Axialkräfte bei $F_{rad} = 20 \text{ kN}$ bis $F_{rad} = 40 \text{ kN}$ festzustellen. Dies führt in einigen Betriebspunkten zu einem 30 bis 40 % niedrigerem Schlupf für das Lager mit höherer radialer Luft vor Einbau. Ein Vergleich der Polardiagramme zeigt, dass beide Lager vergleichbare Größen von Last und Verzögerungszone besitzen. Ein verändertes Kippverhalten durch unterschiedlich wirkende Kräfte und Momente im Lager abhängig der Radialluft ist hierdurch auszuschließen. Dies bestätigt sich unter anderem auch durch die nahezu selbe Axialkraftgrenze, ab welcher sich ein Schlupf unter 10 % einstellt.

Aufgrund der identischen Last-, Temperatur- und Drehzahlbedingungen, kann das unterschiedliche Schlupfverhalten lediglich auf veränderte Kräfte zwischen den Wälzkörpern zurückgeführt werden. In dieser Hypothese führt das geringe Betriebsspiel zu einem stärkeren gegenseitigen Anlaufen und Bremsen der Wälzkörper innerhalb der lastfreien Zone. Mögliche Ursache hierfür ist der geringere verfügbare Platz, wodurch sich die Wälzkörper nach Verlassen der Lastzone nicht frei ausrichten können. Folglich können vorliegende Schiefstellungen nur langsamer abgebaut werden. Dies hat stärker verkippete Kontakte der Wälzkörper zueinander zur Folge. Aufgrund der Verkippung entstehen kleinere Kontaktzonen bei höherer Pressung und höheren Reibfaktoren, welche den zunehmenden Schlupf erklären können. Das Vorhandensein einer sekundären Lastzone zeigt, dass nur geringes Spiel in der Mitte der lastfreien Zone vorliegt, auch wenn die zweite Lastzone bei zunehmender Axialkraft ausbleibt. Durch den geringen Abstand zu den Ringen wird den Wälzkörpern durch Reibkräfte zu diesen, wie auch Scherkräfte zum Öl, ein stärkeres Schränken aufgeprägt, welches unter Umständen ebenfalls zu stärkeren Kontaktkräften im Wälzkörper-Wälzkörper-Kontakt führt.

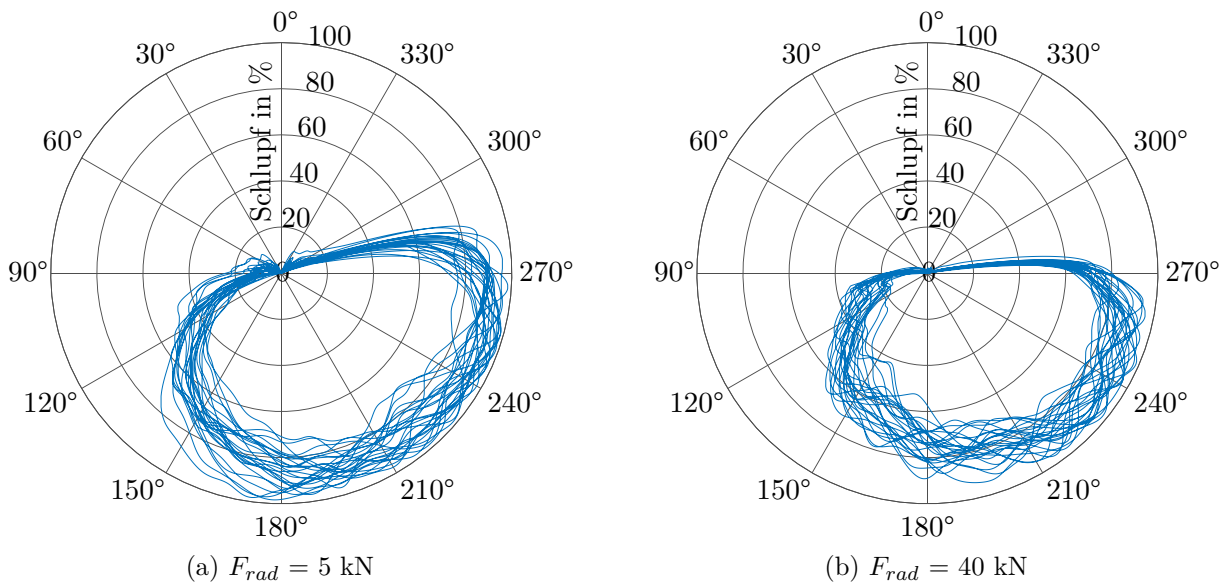


Abb. 39: Ausprägung der radialen Lastzone für das Kennfeld in Abbildung 36 bei $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $F_{ax} = 0 \text{ kN}$, $T_{\dot{O}l} = 50^\circ\text{C}$, $s_{rad} = 28 \text{ }\mu\text{m}$, $s_{ax,ar} = 100 \text{ }\mu\text{m}$ und $s_G = 91 \text{ }\mu\text{m}$ (Rollensatz rotiert entgegen Uhrzeigersinn)

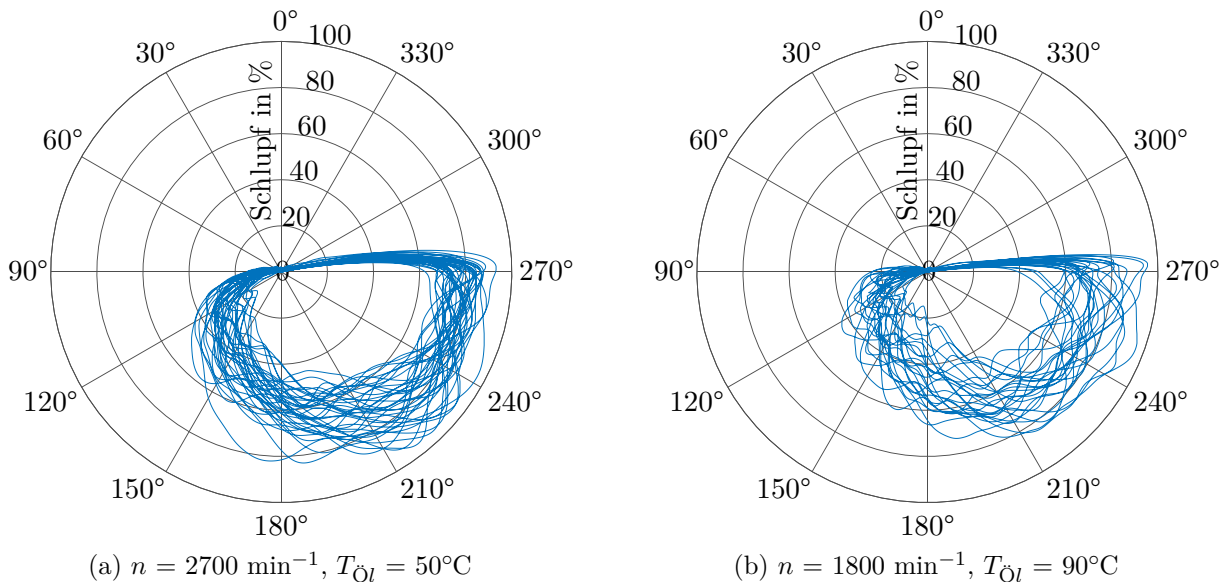


Abb. 40: Einfluss der Drehzahl (a) und Öltemperatur (b) auf Last- und Verzögerungszone für das Kennfeld in Abbildung 36 bei $F_{rad} = 40 \text{ kN}$, $F_{ax} = 0 \text{ kN}$, $s_{rad} = 28 \text{ }\mu\text{m}$, $s_{ax,ar} = 100 \text{ }\mu\text{m}$ und $s_G = 91 \text{ }\mu\text{m}$ (vergleiche zu Abbildung 39 (b), Rollensatz rotiert entgegen Uhrzeigersinn)

6.3.3.2 Axialkraft, axiale Luft und relative Wälzkörperlänge

Auch der Einfluss der Axialkraft auf das Lagerverhalten ist in Kapitel 5 schematisch dargestellt. Die Axialkraft wird über den festen Innenringbord zum Wälzkörper und von diesem über den Außenringbord ins Gehäuse geleitet. Die von der Radialkraft abhängige Wellendurchbiegung führt zum Kippen von Innen- gegenüber Außenring. Dies hat einen minimalen Abstand zwischen Innenring- und tragendem Außenringbord mittig der radialen Lastzone zur Folge. Der Abstand nimmt von dort aus bis zur gegenüberliegenden Seite, der Mitte der radial lastfreien Zone, zu (siehe Abbildung 31). Die Axialkraft wirkt vorwiegend innerhalb der radialen Lastzone. Zum einen, da dort die Bordabstände gering sind, zum anderen, weil zur Übertragung der Axialkraft Laufbahnkontakte erforderlich sind. Ansonsten kippt der Wälzkörper aus dem Bordkontakt und es kann keine Axialkraft übertragen werden. Die exzentrische Übertragung der Axialkraft führt zu einem aufzunehmenden Lagermoment. Dieses wirkt am Innenring entgegen der durch die Radialkraft hervorgerufenen Verkippung. Am Außenring führt dies zu einem Moment in dieselbe Richtung wie durch die exzentrische Radialkraft. In Summe führt dies bei zunehmenden Axialkräften zu einer Reduzierung des relativen Kippwinkels zwischen Innen- und Außenring und folglich einer größeren axialen Lastzone.

Durch die entgegengesetzten Reibkräfte an Innenring- und Außenringbord wird den Wälzkörpern ein Schräkwinkel aufgeprägt. Ohne dieses Schrägen des Wälzkörpers, welches zu einer Verlängerung dessen effektiven axialen Länge zwischen den Borden führt, würde die Axialkraft nur am Punkt des minimalen Abstands übertragen. Bei steigenden Axialkräften nimmt dieser Schräkwinkel zu, so dass die Wälzkörper auf einem größeren Bereich des Umfangs Kontakte zu den Borden besitzen. Diese Vergrößerung der axialen Lastzone führt zu einer kleineren Verzögerungszone und folglich zur Reduzierung des maximalen Wälzkörperschlupfs. Durch die Normalkräfte wird dem Wälzkörper entsprechend Abbildung 33 außerdem ein Kippen gegenüber Außen- und Innenring aufgeprägt. Hierdurch wird der Bereich, in welchem die Wälzkörper radial die Laufbahnen der Ringe berühren, vergrößert und der maximale Wälzkörperschlupf reduziert.

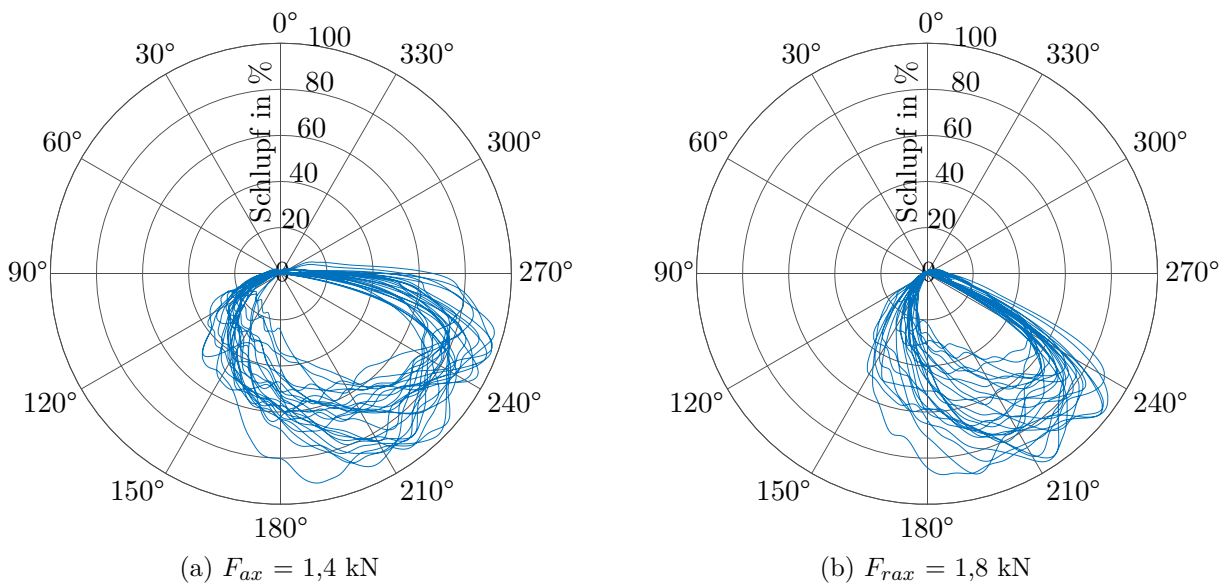


Abb. 41: Einfluss der Axialkraft auf Last- und Verzögerungszone für das Kennfeld in Abbildung 36 bei $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $F_{rad} = 40 \text{ kN}$, $T_{\dot{O}l} = 50^\circ\text{C}$, $s_{rad} = 28 \text{ }\mu\text{m}$, $s_{ax,ar} = 100 \text{ }\mu\text{m}$ und $s_G = 91 \text{ }\mu\text{m}$ (Rollensatz rotiert entgegen Uhrzeigersinn)

Die vorangestellten Thesen hinsichtlich einer zunehmenden Axialkraft spiegeln sich auch in Betrachtung der Polardiagramme wider. In Abbildung 41 ist beispielhaft für das Lager mit dem Kennfeld in 36 der schlupfmindernde Einfluss durch zunehmende Axialkraft von $F_{ax} = 1,4$ kN zu $F_{ax} = 1,8$ kN dargestellt. Deutlich wird hierbei die symmetrisch zur Lastrichtungsachse schrumpfende Verzögerungszone sowohl an Anfang und Ende der eigentlichen radialen Lastzone. Dies sowie die hieraus folgende Schlupfrezuierung resultiert zusammengefasst durch das Kippen und Schränken der Wälzkörper sowie durch die abnehmende relative Verkippung von Innen- zu Außenring.

Deutlich wird der Einfluss der Axialkraft unter anderem auch bei den Versuchen mit kürzeren und längeren Wälzkörpern relativ zum übrigen Wälzkörpersatz in den Kennfeldern in Abbildung 45. Die Betrachtung der zugehörigen Polardiagramme in Abbildung 44 zeigt, dass trotz identischer Betriebsbedingungen für die geprüften Wälzkörper unterschiedlich große Verzögerungszonen vorliegen. Der kürzere Wälzkörper verliert hierbei bereits früher den Kontakt zu den Borden, wodurch eine größere Verzögerungszone und folglich höherer Schlupf resultiert.

6.3.3.3 Öltemperatur

Höhere Öltemperaturen führen zu niedrigeren Planschverlusten, einer stärkeren, thermischen Betriebsspielreduzierung sowie veränderten Reibungsregimen und -faktoren sowohl in den bremsenden als auch antreibenden Kontakten des Wälzkörpers (siehe Abbildung 36 bis 38). Durch eine Erhöhung von 30°C auf 90°C erfolgt abhängig des Betriebspunkts eine Reduzierung des maximalen Wälzkörperschlupfs um bis zu 50 %. Dies ist vor allem bei niedrigen Axialkräften und hohen Radialkräften zu beobachten.

Die Betrachtung der Polardiagramme zeigt aufgrund der thermischen Betriebsspielreduzierung ein früheres Erreichen der maximalen Lastzonengröße, wodurch der deutliche Abfall des maximalen Wälzkörperschlupfs bereits bei niedrigeren Radialkräften resultiert. Trotz vergleichbarer Größe der Verzögerungszone zeigt sich im Gegensatz zu niedrigen Öltemperaturen bei weiter steigenden Radialkräften eine zusätzliche signifikante Schlupfrezuierung bereits bei niedrigen Axialkräften. Dies ist vor allem auf das langsamere Abbremsen des Wälzkörpers zu Beginn der lastfreien Zone zurückzuführen (vergleiche Abbildung 40 (b) zu 39 (b)). Hierfür muss folglich eine Abnahme der bremsenden Kräfte verantwortlich sein, welche aus dem geringeren hydraulischen Widerstand des niedrigviskoserem Öls resultiert. Folglich erfahren die Wälzkörper eine geringere Kraft entgegen ihrer rotatorischen und translatorischen Bewegung. Außerdem sinken auch die Scherkräfte des Öls und dementsprechend die Reibkräfte im Außenringkontakt, welche aufgrund der nach außen gerichteten Zentrifugalkraft entstehen. Beides führt zu sinkenden Normalkräften im Wälzkörper-Wälzkörper-Kontakt. Somit resultieren trotz abnehmender Viskosität geringere Reibkräfte zwischen den Rollen.

Die veränderten Reibungsregime werden auch bei Betrachtung der Beschleunigungszone ersichtlich. Durch das dünnere Öl erfolgt eine deutlich schnellere Beschleunigung des Wälzkörpers. Hierfür sind zunehmende Reibkräfte in den antreibenden Kontakten erforderlich, welche bei abnehmender Viskosität lediglich durch Übergang von Flüssigkeits- zu Mischreibung oder einer stärkeren Mischreibung entstehen können.

6.3.3.4 Drehzahl

Steigende Drehzahlen führen zu einer signifikanten Schlupfrezuierung (siehe Abbildung 36 bis 38). Dies zeigt sich vor allem in einer niedrigeren Axialkraft, ab welcher eine deutliche Schlupfrezuierung zu beobachten ist. Ursprung hierfür ist vor allem die geringere Verweilzeit innerhalb der lastfreien Zone, welche es dem Wälzkörper nicht ermöglicht, weiter abzubremesen. Zusätzlich entsteht durch die erhöhte Betriebstemperatur mit zunehmenden Drehzahlen (siehe Abbildung 46) eine stärkere thermische Betriebsspielrezuierung. Dies ist auf die niedrigere Temperatur des Außenrings zurückzuführen, welcher im Gegensatz zum Innenring die Wärme über das Gehäuse ableiten kann. Insgesamt resultiert das niedrigere Betriebsspiel wie auch bei den zunehmenden Öltemperaturen in einem früheren Erreichen der maximalen Lastzonengröße und einer hieraus resultierenden signifikanten Schlupfabnahme bei niedrigeren Radialkräften. Zusätzlich entstehen bei zunehmender Drehzahl allerdings auch erhöhte schlupffördernde Kräfte, welche in diesem Fall aber nicht dominieren. Hierbei handelt es sich zum einen um erhöhte Planschverluste aufgrund der höheren Geschwindigkeitsgradienten zwischen Öl und Wälzkörper. Zum anderen hat die steigende Zentrifugalkraft eine höhere Normalkraft zum Außenring zur Folge, wodurch die Reibkraft entgegen der Wälzkörperbewegung und folglich die Normalkraft zwischen den Rollen zunimmt.

Die Polardiagramme zeigen, dass die Wälzkörper aufgrund der geringeren Verweilzeit erst nach einer weiter zurückgelegten Strecke in der lastfreien Zone den maximalen Schlupfwert erreichen (vergleiche Abbildung 40 (a) zu 39 (b)). Vor allem bei kleinen Verzögerungszonen führt dies aufgrund der fehlenden Zeitdauer zu einer deutlichen Schlupfrezuierung. Durch die höhere, zu erreichende Solldrehzahl erstreckt sich die Beschleunigungszone über einen größeren Bereich.

Der festgestellte Zusammenhang in [26], welcher eine gleichbleibende absolute Drehzahlabnahme auch für unterschiedliche Drehzahlen besagt, bestätigt sich nicht. Die dort aufgestellte These lautet, dass die Verweilzeit innerhalb der lastfreien Zone indirekt proportional und die Planschverluste direkt proportional zur Wellendrehzahl sind. Folglich heben sich beide Einflüsse auf. Der Schlupf sinkt hierbei lediglich aufgrund seiner Definition als bezogene Größe auf die Solldrehzahl. Grund für die auftretenden Abweichungen zu dieser These sind die in den vorliegenden Untersuchungen erheblichen Einflüsse einer zusätzlichen Betriebsspielrezuierung, welche unter anderem Größe der Lastzonen und Neigungsverhalten der Wälzkörper beeinflusst, sowie auch veränderte Reibungsregime. Dies führt zu einer geringeren absoluten Drehzahlabnahme bei zunehmenden Drehzahlen. Hierdurch sowie durch die Definition des Schlupfs als bezogene Größe resultiert eine signifikante Reduzierung des maximalen Wälzkörperschlupfs.

6.3.4 Wellenverkipfung durch Variation des Gleitlagerspiels

Hinsichtlich der exzentrischen Radialkraft resultiert ein Verkippen des Innen- gegenüber dem Außenring, welches abgesehen von der Durchbiegung der Welle auch vom Spiel im gegenüberliegenden Gleitlager abhängt. Der diesbezügliche Einfluss auf das Schlupfverhalten wird für die beiden Drehzahlen 1800 min^{-1} und 2700 min^{-1} bei ausschließlich positiver Radialkraft untersucht und ist in Abbildung 42 dargestellt. Das verwendete Zylinderrollenlager besitzt eine radiale Luft von $s_{rad} = 27 \text{ }\mu\text{m}$ und axiale Luft am Außenring von $s_{ax,ar} = 105 \text{ }\mu\text{m}$. Der mit Magnet und Stift präparierte Wälzkörper liegt hinsichtlich der

Länge mittig des Toleranzfeldes $15_{+3}^{+9} \mu\text{m}$ der jeweils anderen 16 Wälzkörper im Lager. In Abbildung 42 (a) und (b) liegt das radiale Gleitlagerspiel $s_G = 93 \mu\text{m}$ vor. Dies entspricht mit $\pm 5 \mu\text{m}$ dem eingestellten Spiel in den vorangehenden und nachfolgenden Schlupfbetrachtungen. Das Gleitlagerspiel führt zu einer Schiefstellung der Welle und folglich des Innenrings. Berechnet anhand des Lagerabstands und unter Vernachlässigung des Prüflager-Betriebsspiels hat dies bei $s_G = 93 \mu\text{m}$ eine Verkippung des Innenrings um $1,7'$ zur Folge. Durch Austausch von Welle und Gleitlager wird in (c) und (d) ein radiales Gleitlagerspiel von $s_G = 140 \mu\text{m}$ realisiert. Hierdurch wird eine initiale Verkippung von $2,6'$ hervorgerufen.

Bezogen auf die im nicht drehenden Zustand gemessene maximale Verkippung des Innenrings von $12'$ bei $F_{rad} = 40 \text{ kN}$, $F_{ax} = 0 \text{ kN}$ und üblichem Gleitlagerspiel $s_G = 93 \mu\text{m}$ ist die zusätzlich hervorgerufene Verkippung von $0,9'$ bei $s_G = 140 \mu\text{m}$ gering. Dennoch zeigt sich ein deutlich verändertes Schlupfverhalten. Dies spiegelt sich vor allem in der erhöhten Axialkraft wider, ab welcher eine signifikante Schlupfreduzierung stattfindet.

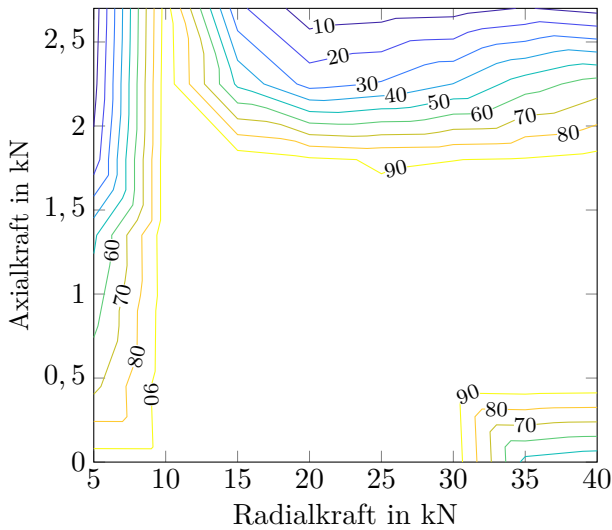
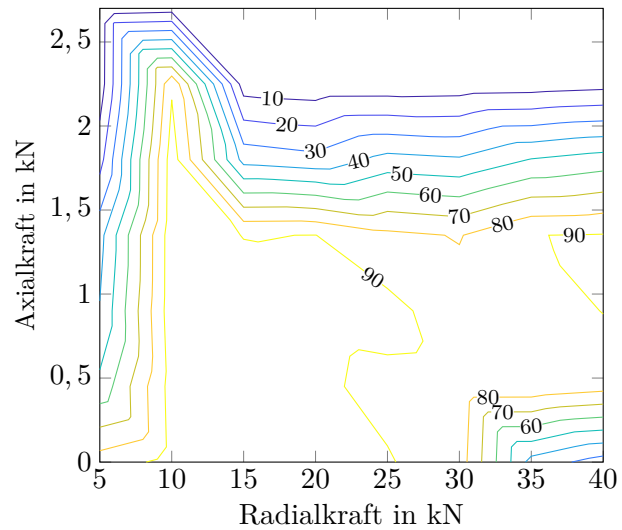
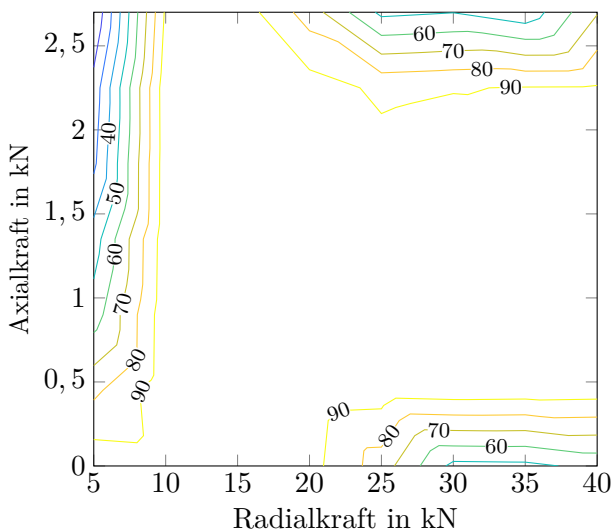
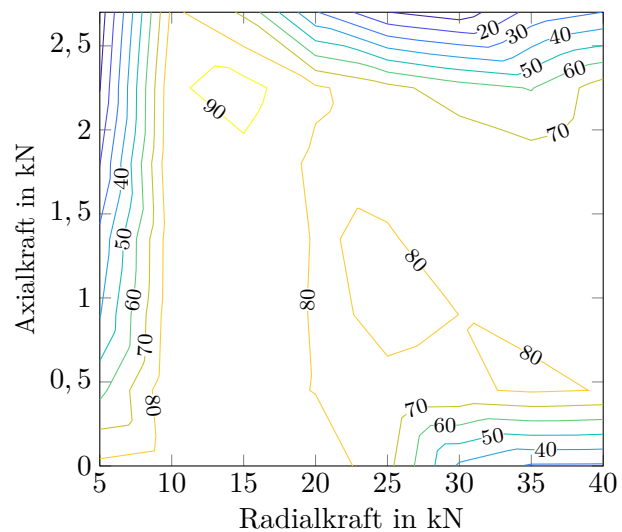
(a) $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $s_G = 93 \mu\text{m}$ (b) $n = 2700 \text{ min}^{-1}$, $s_G = 93 \mu\text{m}$ (c) $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $s_G = 140 \mu\text{m}$ (d) $n = 2700 \text{ min}^{-1}$, $s_G = 140 \mu\text{m}$

Abb. 42: Einfluss von Kippen der Welle durch Variation des radialen Gleitlagerspiels s_G auf maximalen Wälzkörperschlupf bei $T_{Öl} = 50^\circ\text{C}$, $s_{rad} = 19 \mu\text{m}$ und $s_{ax,ar} = 89 \mu\text{m}$

Durch das zunehmende Gleitlagerspiel resultiert ein höherer relativer Kippwinkel zwischen Innen- und Außenring. Wie bereits in Kapitel 5 schematisch anhand von Abbildung 31 erklärt, führt dies zu einer Reduzierung der axialen Lastzone und folglich zu einer Vergrößerung der Verzögerungszone. Erst bei zunehmenden Axialkräften sinkt die relative Verkippung der Ringe, durch das von der Axialkraft hervorgerufene Lagerreaktionsmoment und der Schlupf sinkt. Erwartungsgemäß zeigt sich außerdem eine Ausprägung einer sekundären Lastzone bei niedrigeren Radialkräften. Durch die starke Durchbiegung und zusätzliche Auslenkung der Welle im Gleitlager, kippt der Innenring derart weit gegenüber dem Außenring, so dass eine Last gegenüberliegend der eigentlichen Lastzone übertragen wird. Dies ist schematisch in Abbildung 30 (b) und als Polardiagramm in Abbildung 34 (d) dargestellt.

6.3.5 Axiale Luft

Neben dem radialen Betriebsspiel wird auch die axiale Luft vor Einbau untersucht. Die Bordkontakte wirken treibend auf den Wälzkörper. Allerdings bewirkt das Kippen des Innenrings eine Vergrößerung des axialen Spiels auf der radialen lastfreien Seite. Ob in diesem Bereich antreibende Kontakte zwischen Wälzkörper und Borden auftreten, hängt unter anderem maßgeblich von dem hier vorliegenden axialen Spiel ab. In den Kennfeldern in Abbildung 43 (a) und (b) beträgt das mittlere axiale Spiel zwischen Wälzkörper und den beiden Borden des Außenrings $95\ \mu\text{m}$. Durch Austausch des Außenrings in (c) und (d) wird dieses um $19\ \mu\text{m}$ auf $76\ \mu\text{m}$ reduziert. Beide Außenringe besitzen denselben Laufbahndurchmesser, so dass das radiale Spiel nicht beeinflusst wird. Die radiale Luft liegt bei $24\ \mu\text{m}$.

Üblicherweise liegt die Vermutung nahe, dass die axiale Luft am Außenring keinen Einfluss auf ein axial belastetes Lager nehmen kann, da der Innenring über dieses Spiel hinweg geschoben wird. Allerdings zeigen die Kennfelder in Abbildung 43 eine wesentliche Reduzierung des Schlupfs bei einer Abnahme der axialen Luft am Außenring. Die Ursache hierfür ist schematisch in Abbildung 31 dargestellt. Durch die relative Verkippung der Ringe hängt der Bereich, in welchem der Innenringbord die Wälzkörper berühren kann, vom axialen Spiel am Außenring ab. Eine geringe Luft am Außenring führt durch die Verkippung des Innenrings dazu, dass nicht der feste Bord des Innenrings, sondern der auf derselben Seite liegende Bord des Außenrings die Führung der Wälzkörper übernimmt. Dies führt zu einer zunächst kleineren axialen Lastzone, welche hierdurch aber auch einen größeren Hebel für das axial hervorgerufene Lagermoment besitzt. Hierdurch entsteht eine stärkere Reduzierung des relativen Kippwinkels zwischen Innen- und Außenring. Dies führt zu einer wachsenden axialen Lastzone und einer Reduzierung des Schlupfs. Zudem müssen die Wälzkörper weniger stark schränken, da der Bordabstand bei sinkender relativer Innenringkipfung sinkt. Da die Wälzkörper beim Übergang von belasteter zu lastfreier Zone nicht sprunghaft ihre Ausrichtung ändern können, bedeuten hohe Schräkwinkel auch ein stärkeres gegenseitiges Anlaufen der Wälzkörper im lastfreien Bereich.

Mit identischer Methodik durchgeführte Versuche zum axialen Spiel zwischen Wälzkörper, festem Innenringbord und loser Bordscheibe zeigen, dass hierdurch kein Einfluss auf das Schlupfverhalten entsteht. Dies unterstreicht auch die Begutachtung der losen Bordscheibe, welche in keinem der Versuche Laufspuren zur Rollenstirnseite hin aufweist. Verantwortlich hierfür ist das deutlich größere axiale Spiel am Innenring von 150 bis $250\ \mu\text{m}$, welches sich aus Abstand des Sicherungsrings zur Wellenschulter sowie Bord- und Innenringbreite

ergibt. Um das minimal am Innenring auftretende axiale Spiel von $150\ \mu\text{m}$ zu überwinden, ist geometrisch bedingt eine Verkippung von $9,5'$ erforderlich. Die maximale Wellenverkippung, gemessen im nicht drehenden Zustand am Wellenstumpf auf Prüflager- und E-Motorseite, liegt vor bei $F_{rad} = 40\ \text{kN}$, $F_{ax} = 0\ \text{kN}$ und beträgt $12'$. Durch die gleichsinnige Verkippung des Außen- zum Innenring wird die relative Verkippung zwischen beiden reduziert. Insgesamt ist hierdurch in den vorliegenden Versuchen kein Kontakt zur losen Bordscheibe und folglich auch keine Beeinflussung des Schlupfverhaltens möglich. Zudem ist anzunehmen, dass durch die auftretenden Kräfte im Lager im rotierenden Zustand eine geringere relative Verkippung zwischen Innen- und Außenring aufgrund der schränkenden Wälzkörper innerhalb der Lastzone entsteht. Eine Messung hierzu ist durch die beschränkte Zugänglichkeit nicht möglich.

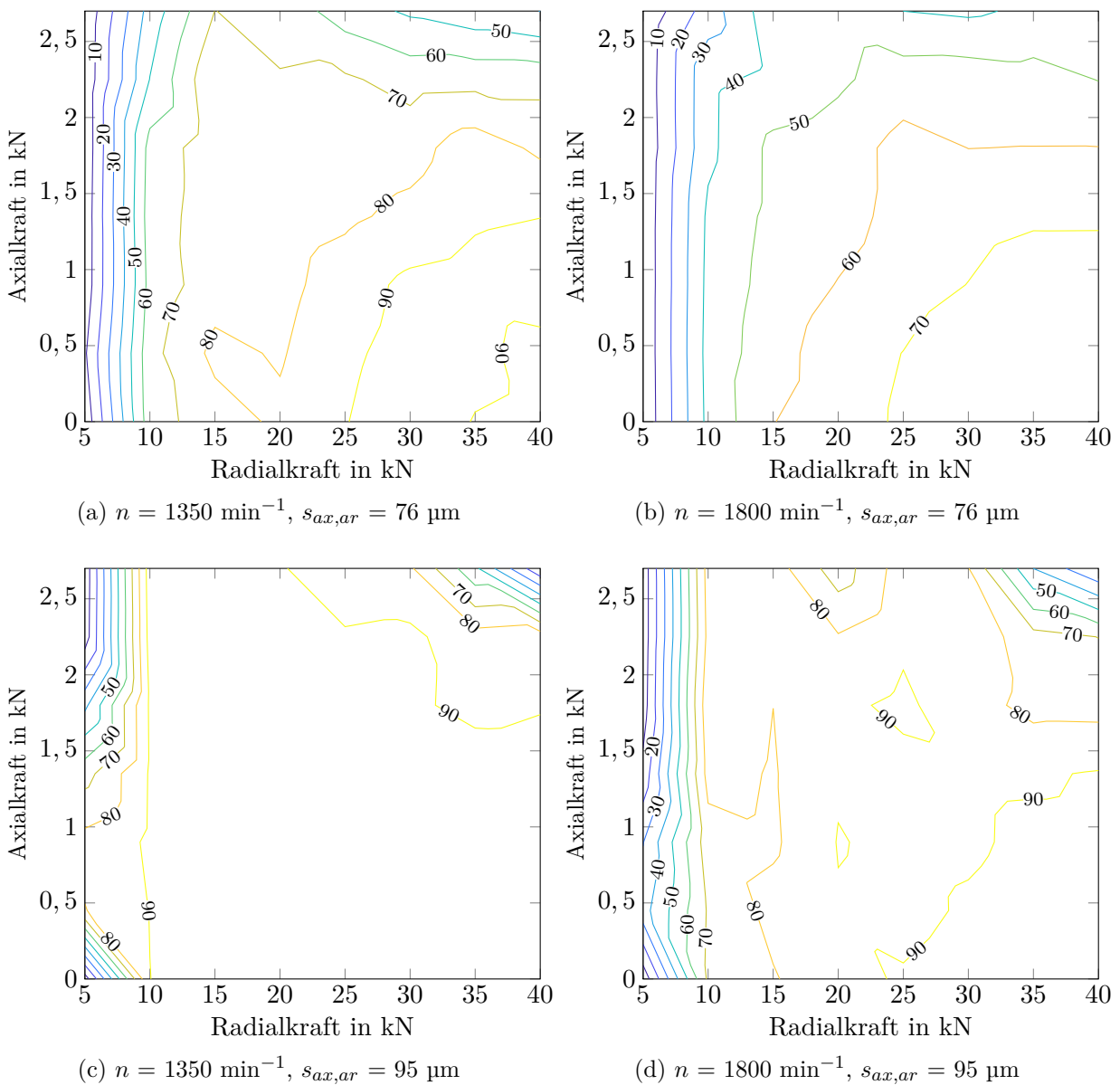


Abb. 43: Einfluss der axialen Luft am Außenring $s_{ax,ar}$ auf maximalen Wälzkörperschlupf bei $T_{Ol} = 50^\circ\text{C}$, $s_{rad} = 24\ \mu\text{m}$ und $s_G = 85\ \mu\text{m}$

6.3.6 Wälzkörperlänge

Während die Wälzkörper in den untersuchten Lagern im Durchmesser lediglich um $\pm 0,5 \mu\text{m}$ schwanken, liegt die Toleranzbreite der Länge innerhalb eines Lagers bei $6 \mu\text{m}$. In den vorangehenden Untersuchungen werden deshalb Wälzkörper mit einer Länge mittig des Toleranzbereichs verwendet. Nachfolgende Abbildung 45 (a) und (b) zeigt das Schlupfverhalten für ein Lager mit $28 \mu\text{m}$ radialer Luft und $95 \mu\text{m}$ axialer Luft am Außenring. Der mit Stift und Magnet präparierte Wälzkörper ist hierbei aus einem anderen Lager entnommen und ist $18 \mu\text{m}$ kürzer als der Durchschnitt der restlichen Wälzkörper. In (c) und (d) wird dieser durch einen Wälzkörper ausgetauscht, welcher $4 \mu\text{m}$ länger ist als die restlichen Rollen. In (e) und (f) wird derselbe präparierte Wälzkörper und Wälzkörpersatz verwendet. Ausschließlich die Ringe werden ausgetauscht, um bei gleichbleibendem axialem Spiel unter anderem auch den schlupfreduzierenden Effekt der hohen Wälzkörperlänge bei niedrigem Radialspiel von $16 \mu\text{m}$ nachzuweisen.

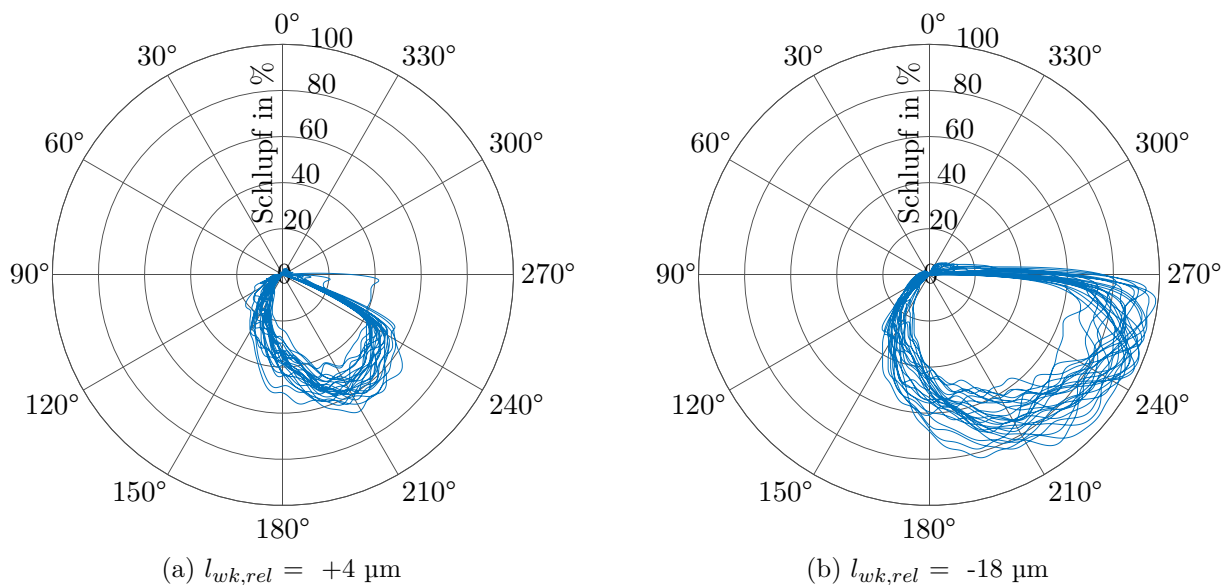


Abb. 44: Einfluss der relativen Wälzkörperlänge $l_{wk,rel}$ auf Last- und Verzögerungszone für die Kennfelder in Abbildung 45 (a) und (c) bei $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $F_{rad} = 40 \text{ kN}$, $F_{ax} = 1,8 \text{ kN}$, $T_{\text{Öl}} = 50^\circ\text{C}$, $s_{rad} = 28 \mu\text{m}$, $s_{ax,ar} = 97 \mu\text{m}$ und $s_G = 90 \mu\text{m}$ (Rollensatz rotiert entgegen Uhrzeigersinn)

In Kapitel 5 ist der Einfluss der Wälzkörperlänge schematisch beschrieben. Durch die relative Verkippung von Innen- zu Außenring liegt der minimale Abstand von tragendem Innen- zu Außenringbord mittig der radialen Lastzone vor. Von dort aus nimmt der Abstand bis zum Maximum mittig der lastfreien Zone zu. Der minimale Abstand stellt sich abhängig der Wälzkörperlänge des zu diesem Zeitpunkt dort liegenden Wälzkörpers ein. Durch schwankende Wälzkörperlängen ändert sich unter anderem auch der Bordabstand über den gesamten Bordumfang. Unter Vernachlässigung verschiedener Wälzkörperlängen ist eine Axialkraftübertragung außerhalb der Mitte der Lastzone nur durch Schränken des Wälzkörpers möglich, welches eine Verlängerung der effektiven Wälzkörperlänge l_{eff} zwischen den Borden zur Folge hat (vergleiche Abbildung 32). Ein gegenüber dem restlichen Wälzkörpersatz längerer Wälzkörper kann bei identischen Schränkewinkeln über einen größeren Bereich des Umfangs den Bordkontakt aufrechterhalten. Gleichzeitig führt die Bordnormalkraft zu einem Kippmoment, welches durch Normalkräfte in den Laufbahnkontakten aufgenommen werden muss. Durch die sowohl an den Borden als auch den Laufbahnen entstehenden antreibenden Kräfte über einen größeren Bereich des Lagers resultiert ein geringerer maximaler Wälzkörperschlupf. Umgekehrt stellt sich ein höherer Wälzkörperschlupf für kürzere Wälzkörper ein.

Die Kennfelder in Abbildung 45 zeigen zu dem theoretischen Verhalten übereinstimmende Ergebnisse. Der längere Wälzkörper besitzt trotz identischem Aufbau eine größere axiale Lastzone und folglich einen geringeren maximalen Wälzkörperschlupf. Dies zeigt sich auch im Vergleich der Polardiagramme (a) mit langem und (b) mit kurzem Wälzkörper in Abbildung 44 für identische Betriebspunkte. Schlussfolgernd bedeutet dies, dass jeder Wälzkörper abhängig seiner Länge relativ zum übrigen Wälzkörpersatz und auch dem axialen Spiel am Außenring ein unterschiedliches Schlupfverhalten besitzt. Wie stark die Wälzkörper sich hinsichtlich ihrer Kinematik unterscheiden, hängt von der Toleranzbreite der Wälzkörperlängen im Lager ab.

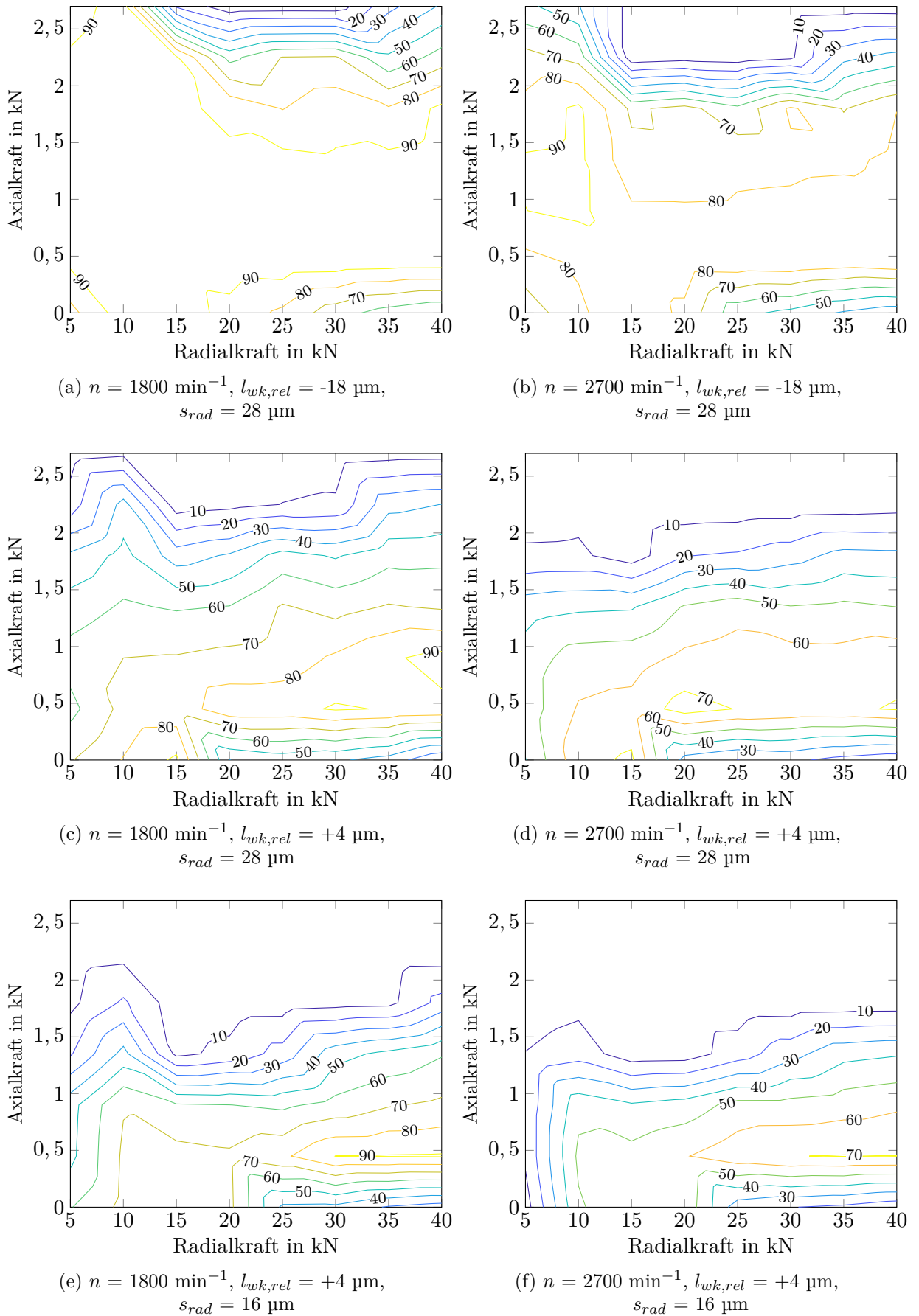


Abb. 45: Einfluss der relativen Länge $l_{wk,rel}$ des mit Magnet und Stift präparierten Wälzkörpers gegenüber dem Durchschnitt des Wälzkörpersatzes auf den maximalen Wälzkörperschlupf bei $T_{Öl} = 50^\circ\text{C}$, $s_{ax,ar} = 97 \text{ }\mu\text{m}$ und $s_G = 90 \text{ }\mu\text{m}$

6.3.7 *Temperaturverhalten*

Mittels acht Pt100-Sensoren wird das Temperaturverhalten des Lagers während der Versuche aufgezeichnet. Diese sind radial im Gehäusesitz bündig zum Lageraußenring vergossen. Lastpunktunabhängig entsteht die größte Temperatur mittig der Lastzone, dem Bereich der größten Pressung. Die geringste Erwärmung findet mittig der lastfreien Zone statt. Zwischen den Lagern ist kein signifikanter Unterschied im Temperaturverhalten hinsichtlich der radialen oder axialen Luft vor Einbau messbar. Abbildung 46 zeigt beispielhaft die über alle acht Sensoren gemittelte Temperaturzunahme bezogen auf die Fluidtemperatur für die Variation von Drehzahl, Fluidtemperatur, Axial- und Radialkraft für das Lager mit dem in Abbildung 36 und 37 dargestellten Schlupfverhalten. Erwartungsgemäß nimmt die Lagertemperatur für zunehmende Lasten und Drehzahlen aufgrund der steigenden Reibleistung zu. Für steigende Öltemperaturen nimmt die Erwärmung des Lagers relativ zur Öltemperatur ab. Gleichzeitig steigt das Temperaturgefälle ausgehend von der Gehäuseoberfläche hin zum Ölvolumen. Das Gehäuse besitzt im Durchschnitt eine 9°C, 15°C, 19°C und 23°C niedrigere Temperatur als das Öl für 30°C, 50°C, 70°C und 90°C Öltemperatur. Folglich ist die geringere zu messende Erwärmung am Außenring zum einen auf geringere Planschverluste und dementsprechend niedrigere Reibleistung zurückzuführen. Zum anderen wird allerdings auch eine größere Wärmemenge abgeleitet aufgrund des mit höherer Öltemperatur zunehmenden Temperaturgefälles zwischen Lager und Gehäuseoberfläche. Durch das zunehmende Temperaturgefälle bei hohen Lasten, Drehzahlen und Öltemperaturen zwischen Lager und Gehäuse resultiert eine thermische Betriebsspielreduzierung. Durch die fehlende Wärmeleitung zum Gehäuse erwärmen sich der Innenring sowie auch die Wälzkörper grundsätzlich stärker als der Außenring. Darüber hinaus wird die Ausdehnung des Lageraußenrings auch durch das massive und kältere Prüfgehäuse behindert.

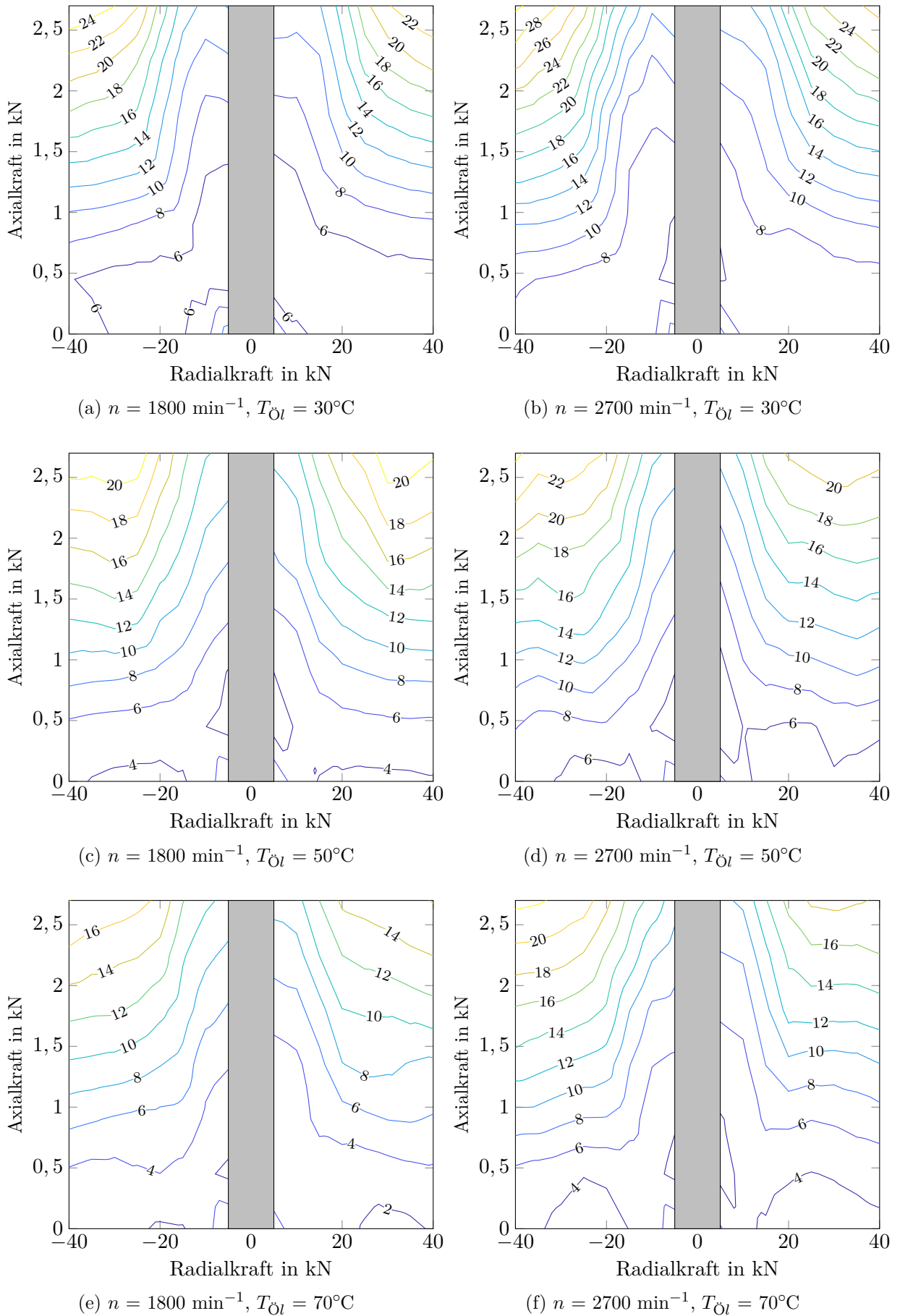


Abb. 46: Maximale über den Umfang gemittelte Erwärmung des Außenrings relativ zur Öltemperatur für die Variation von Öltemperatur, Innenringdrehzahl, Radial- und Axialkraft für das Lager in Abbildung 36 und 37 bei $s_{\text{rad}} = 28 \text{ }\mu\text{m}$, $s_{\text{ax,ar}} = 100 \text{ }\mu\text{m}$ und $s_G = 91 \text{ }\mu\text{m}$

6.4 ANSCHMIERVERSUCHE

In den nachfolgenden Kapiteln findet eine Untersuchung des Anschmierverhaltens des vollrolligen Zylinderrollenlagers NUP 2208 in Abbildung 11 mit Hilfe des Prüfstands in Abbildung 10 statt. Zudem wird in Kapitel 6.4.6 im Rahmen der Inbetriebnahme nachgewiesen, mit dem in Abbildung 24 neu entwickelten Modellprüfstand Anschmierungen herstellen und zukünftig Wälzkörper-Ring-Anschmierungen detaillierter untersuchen zu können. Für die nachfolgenden Versuche wird die nahezu additivfreie Version des Öls in Tabelle 6 verwendet, um schützende Effekte durch Reaktionsschichten oder ein verändertes Ölverhalten durch abbauende Additivierungen zu verhindern. Hierdurch soll es ermöglicht werden, unabhängig der Öladditivierung kritische Parameterkombinationen untersuchen zu können. Außerdem wird hierdurch das Anschmierrisiko ohne die schützenden Reaktionsschichten erhöht, so dass durch höhere Ausfallzahlen eine bessere statistische Auswertung kritischer Last- und Toleranzkombinationen möglich ist. Der Vergleich der Additivzusammensetzung des standardmäßig additivierten und dem in den Versuchen verwendeten Öls ist in Tabelle 15 zusammengefasst. Zusätzlich wird in Kapitel 6.4.4.4 durch Versuche mit dem hochadditivierten Öl gezeigt, dass hierdurch Anschmierungen nahezu vollständig vermieden werden können und folglich das Ziel der Verwendung des niedrig additivierten Öls erreicht wird. Ölanalysen vor Beginn sowie zwischen und nach den Versuchen zeigen keine signifikanten Änderungen hinsichtlich Ölzusammensetzung oder beinhalten Verschleißpartikel.

Tabelle 6: Öldaten

Schmierstoff	Hydrauliköl
ISO-VG-Klasse	32
Kinematische Viskosität	bei 40°C: 32,1 mm/s ² bei 100°C: 5,34 mm/s ²
Dichte	bei 15°C: 874 kg/m ³

Zunächst werden Anschmierungen, die bei bekannten dynamischen Lastpunkten generiert werden, in Kapitel 6.4.1 hinsichtlich ihres Schadens und dem zugrundeliegenden Mechanismus analysiert. Anschließend wird hieraus in Kapitel 6.4.2 ein Versuch mit statischen Lastbedingungen abgeleitet, welcher zum einen nachweist, dass Anschmierungen auch bei statischen Bedingungen möglich sind und zum anderen ein erhöhtes Anschmierrisiko durch verkippte Kontakte aufgrund hoher Radial- und Axialkraft vorliegt. Dieser Lastpunkt wird exemplarisch herangezogen, um den Anschmierzeitpunkt mit Hilfe der Messung des transienten Schlupfs zu Beginn des Prüflaufs sowie einer frühen Unterbrechung auf den direkten Versuchsstart einzugrenzen. Da der Lastpunkt vollständig reproduzierbare Anschmierungen für sechs Versuche generiert, wird dieser als Referenzpunkt für eine Einzelparametervariation in Kapitel 6.4.3 herangezogen. Hierbei werden die beiden Kräfte, die Drehzahl, die Öltemperatur sowie der Einlauf des Lagers variiert. Die bis hierhin erläuterten Anschmieruntersuchungen stellen eine Zusammenfassung der bereits veröffentlichten Ergebnisse in [3] dar.

Anschließend werden mit Hilfe eines halben, zentral zusammengesetzten Versuchsplans die Haupteffekte und Zwei-Faktor-Wechselwirkungen auf das Anschmierverhalten in Kapitel 6.4.4 untersucht. Im Anschluss wird in Kapitel 6.4.4.4 stichprobenartig untersucht, inwiefern sich das Anschmierisiko durch einen Einlauf und Veränderung der axialen Luft am Außenring verringern lässt.

Die vollfaktoriellen Schlupfmessungen in Kapitel 6.3 zeigen geringe Anschmierungen für das mit $s_{rad} = 28 \mu\text{m}$ untersuchte Lager trotz vorherigem Einlauf. Aus diesem Grund wird die vollfaktorielle Betriebspunktansteuerung analog der Schlupfmessungen als zusammengefasster Anschmierversuch zur stichprobenartigen Untersuchung des Lager-Toleranzeinflusses herangezogen.

6.4.1 Schadensanalyse zu Ausgangspunkt: Dynamische Lastbedingungen

Für den verwendeten Prüfaufbau sind Betriebsbedingungen mit unterschiedlich dynamischen Kräften bekannt, welche zu Anschmierungen führen. Die Versuchsparameter mit der größten Reproduzierbarkeit von Anschmierungen liegen bei 20 bis 35°C Start-Öltemperatur, $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, dynamischer Axialkraft von 0 bis 2,7 kN und dynamischer Radialkraft von $\pm 30 \text{ kN}$. Die hierzu erfolgte Schadensanalyse in Abbildung 48 und 49 zeigt axial einseitig beginnende Anschmierungen auf Rollen und Ringen. Diese entstehen durch ungleichmäßige Kontaktbedingungen durch zueinander verkippte Wälzpartner. Für den Innenring und folglich auch die Wälzkörper resultieren diese durch die zunehmende Wellendurchbiegung bei steigenden Radialkräften. Durch die Axialkraft wird den Wälzkörpern eine Normalkraft sowie entgegengesetzte Reibkräfte an Innenring- und Außenringbord aufgeprägt. Hierdurch können die Wälzkörper sowohl zueinander schränken als auch zu Innen- und Außenring verkippen. Die hierbei wirkenden Kräfte sind detailliert in Kapitel 5 beschrieben.

In der nachfolgenden Schadensbefundung befinden sich die makroskopischen und mikroskopischen Ansichten links und die zugehörigen Schliffbilder mit anschließender Ätzung mithilfe von 3 % alkoholischer HNO_3 -Lösung auf der rechten Seite. Die Schliffebene ist in den makroskopischen Abbildungen mit einer schwarzen Linie gekennzeichnet. Alle untersuchten Lager zeigen einen üblichen Einlauf des hoch belasteten Wälzkörper-Bord-Kontakts, weshalb keine weiteren Untersuchungen an dieser Stelle durchgeführt werden. Abbildung 48 und 49 zeigen deutlich den Schadensfortschritt von 2 h zu 36 h Laufzeit bei einer Belastung mit der statischen Radialkraft $F_{rad} = 30 \text{ kN}$, der dynamischen, sinusförmigen Axialkraft $F_{ax} = 2,3 \pm 0,9 \text{ kN}$ bei $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ und einer Öltemperatur von 25°C zu Beginn und 90°C am Ende des Versuchs. Auf den Ringen und Wälzkörpern bilden sich umlaufende, bräunliche Spuren aus. Diese deuten auf Mischreibung und hohe Verschleißraten hin [80], welche zurückzuführen sind auf die aufgerauten Oberflächen sowie die verkippten Rollen und Ringe. Mit zunehmender Laufzeit zeigen diese Bereiche einen starken Materialverlust, welcher sich ebenfalls in den Profilmessungen in Abbildung 47 widerspiegelt. Die Verfärbung kann unter anderem durch Reaktionen mit dem Schmierstoff und auch darin gelöstem Sauerstoff durch die Erhitzung aufgrund der Mischreibung entstehen [80].

Mikroskopisch ist die Oberfläche nach 2 h Laufzeit plastisch verformt und topographisch durch Materialtransfer verändert. Die aufgetragenen, wenige Mikrometer großen Erhöhungen auf den Rollen führen zu hohen Werkstoffspannungen, welche zu frühzeitig feststellbaren Materialausbrüchen mit wenigen Mikrometern Tiefe in Abbildung 48 (g) führen. Der metallographische Schliff dieser Rolle legt die zusätzlich entstehenden Neuhärtungen offen, welche den Prozess der Oberflächenermüdung beschleunigen. Diese sind häufig als Nebeneffekt von Anschmierungen zu beobachten [16, 17, 26]. Es handelt sich um feinkristallinen Martensit mit großer Härte und geringer Duktilität. Aufgrund der Sprödigkeit entstehen Risse, die bis hin zum Ausbruch des Materials führen. Diese - auch als Reibmartensit bezeichneten - Neuhärtungen entstehen durch die starke Wärmeentwicklung während des Anschmierprozesses und dem schnellen Abschrecken durch das umgebende Öl, nachdem die Oberfläche den Kontakt verlässt. Zusätzlich werden auch hohe Kontaktpressungen als unterstützend bei der Entstehung von Neuhärtungen angesehen [26].

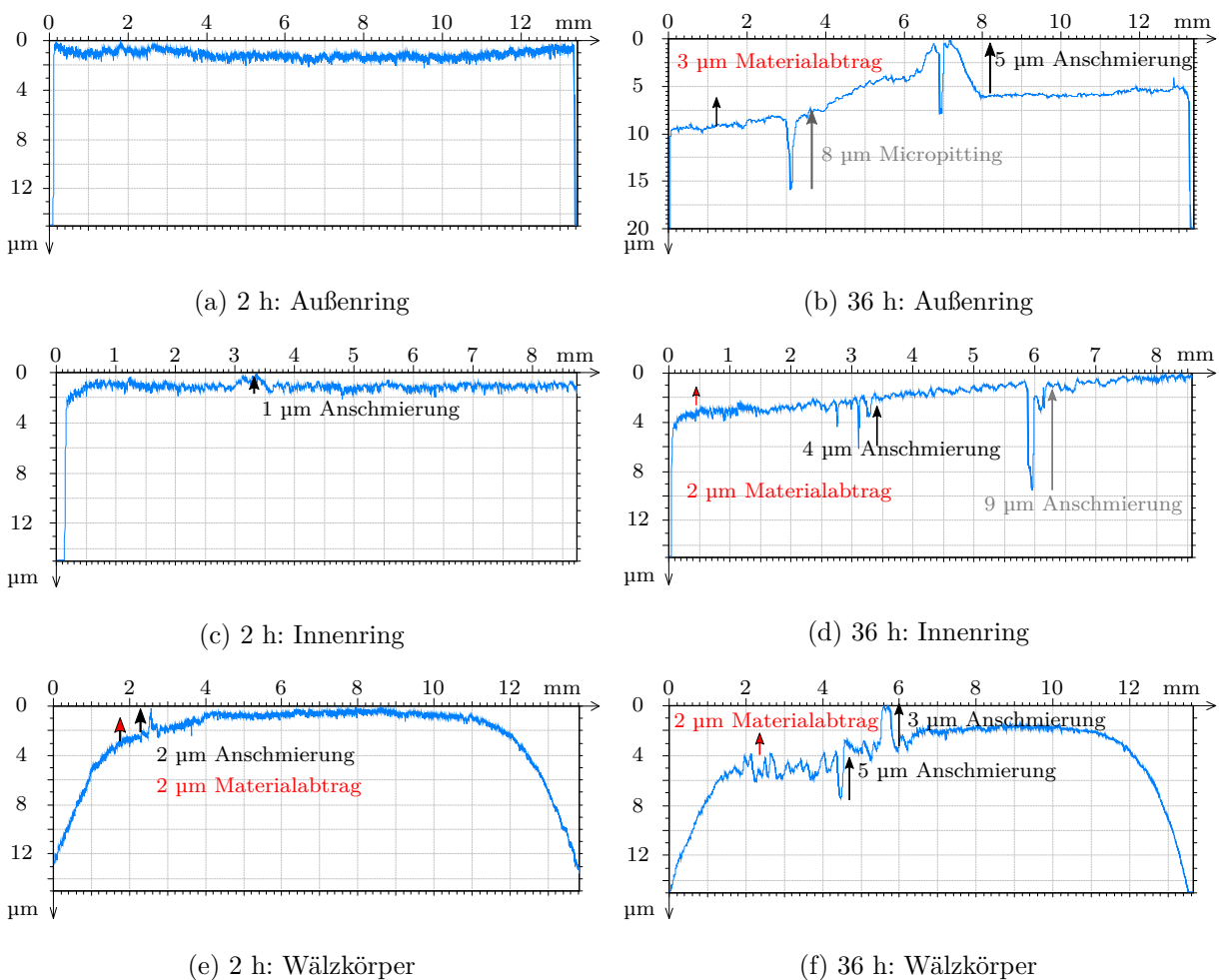


Abb. 47: Laufbahnprofile für 2 h und 36 h Laufzeit mit $F_{rad} = 30$ kN, $F_{ax} = 2,3 \pm 0,9$ kN, $n = 1800$ min⁻¹ und $T_{\text{Öl,start}} = 25^\circ\text{C}$ [1]

Beide Ringe zeigen geringfügige Gefügeänderungen durch die von der Mischreibung hervorgerufene Wärmeentwicklung. Diese sind deutlich schwächer ausgeprägt als an den Wälzkörpern. Da die vorwiegenden Gefügeänderungen als auch Materialübertragungen an den Rollen stattfinden, muss innerhalb der ersten zwei Stunden der dominante Ansmierprozess zwischen den Rollen stattfinden. Dies bestätigt sich auch in den Schlupfmessungen in Abbildung 50, welche abgesehen von den ersten 60 s der Versuchszeit bei einer vergleichbaren, aber statischen Belastung nahezu konstant 0 % maximalen Rollenschlupf vorweist. Die Profilmessungen in Abbildung 47 fassen den Schadensfortschritt von 2 h auf der linken Seite zu 36 h auf der rechten Seite zusammen. Während Ringe und Rollen nach 2 h lediglich geringe topographische Änderung aufzeigen, sind nach 36 h bereits eine signifikante Veränderung des Rollenprofils, Micropittings sowie deutliche Ansmiermarken zu erkennen. Die Entstehung von Ansmierungen auch auf den Ringen ist auf den zunehmenden Schlupf zurückzuführen, welcher nachweislich im nachfolgenden Kapitel für ein stark beschädigtes Lager aufgrund der höheren Wälzkörper-Wälzkörper-Reibung entsteht.

Die auf Wälzkörpern entstehenden Neuhärtungen wirken aufgrund ihrer Härte und Erhöhung wie Feilen auf benachbarte Rollen und beide Ringe [67]. Zusätzlich führen die Materialübertragungen, die Neuhärtungen sowie die Micropittings zu Materialverlust und hieraus folgender beschleunigter Oberflächenermüdung.

Die Wälzkörper des Lagers in Abbildung 49 mit 36 h Laufzeit zeigen vergleichbare Schäden und Gefügeänderungen wie diejenigen mit 2 h Laufzeit. Allerdings wächst die Schädigung axial an und erstreckt sich zu diesem Zeitpunkt bereits über die Hälfte der in Kontakt stehenden Rollenlänge.

Am Außenring ist eine eindeutige Unterteilung in Last- und Kinematikzonen ersichtlich. In der Mitte der Lastzone, dem Bereich der höchsten Pressungen, entstehen starke Risse in Laufrichtung mit einer Tiefe von bis zu 300 μm (d). Makroskopisch (c) spiegelt sich dies in Form von startenden Materialausbrüchen und Oberflächenermüdung wider. Zu Beginn der Lastzone ist die Beschleunigungszone der Wälzkörper (e) erkennbar. Makroskopisch zeigt sich dies in einer starken Aufrauung sowie der stärksten Oberflächenverfärbung. Das Schliffbild (f) zeigt Micropittings über die vollständige Breite, welche ebenfalls zum Materialverlust beitragen. Durch den anhaltenden Verschleiß kann angenommen werden, dass die Entstehung und der Abtrag von Micropittings als auch Ansmierungen zu diesem Zeitpunkt parallele Prozesse sind. Dies untermauert unter anderem Abbildung 47 (b): Auf der Wälzkörperseite der initialen Schädigung treten signifikanter Materialverlust und Micropittings auf. Am Übergang zwischen beschädigter und unbeschädigter Oberfläche sind im Profil als auch mikroskopisch eindeutige Ansmierungen zu erkennen. Nicht dargestellt ist die lastfreie Zone des Außenrings, welche lediglich eine Mattierung durch eingedrückte Partikel und die aufgerauten Rollen erfährt.

Zusätzlich zu der plastischen Deformation und topographischen Veränderungen nach 2 h Laufzeit besitzt der Innenring einzelne, kleine Materialausbrüche nach 36 h Laufzeit (a). Das dazu angefertigte Schliffbild (b) zeigt eine Rissbildung von 170 μm Tiefe in Laufrichtung, die im weiteren Betrieb zu deutlich größeren Materialausbrüchen führen würde.



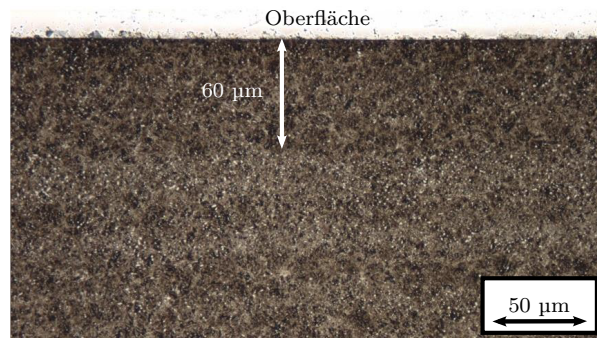
(a) Innenring: Umlaufender Verschleiß



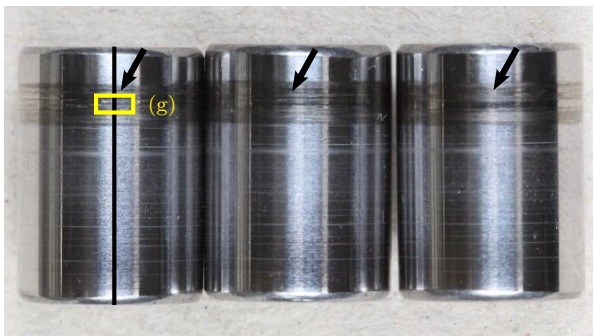
(b) Innenring: 15 µm tiefe, schwarz ätzende Wärmeinflusszone



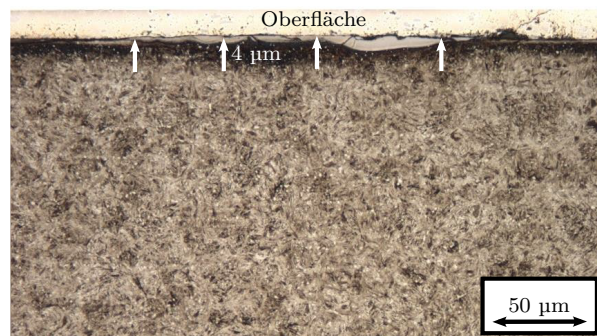
(c) Außenring: umfänglich, unregelmäßig starker Verschleiß



(d) Außenring: 60 µm tiefe, schwarz ätzende Wärmeinflusszone



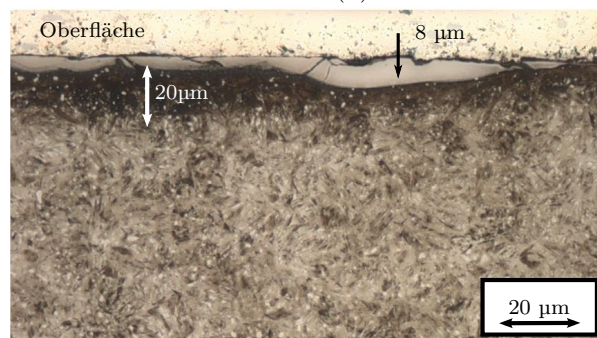
(e) Wälzkörper: Ansmierungen und startender Materialausbruch



(f) Wälzkörper: bis zu 4 µm Materialauftragung und (h)

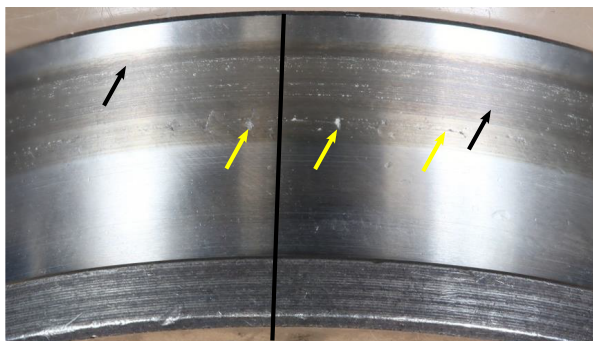


(g) Wälzkörper: Ansmierungen und startender Materialausbruch

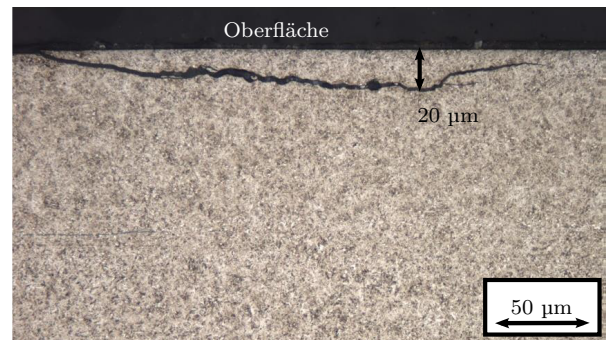


(h) Wälzkörper: 8 µm tiefe, weiß ätzende Wärmeinflusszone: Neuhärtung mit Rissen und Materialausbrüchen; darunterliegende 20 µm tiefe Wärmeinflusszone

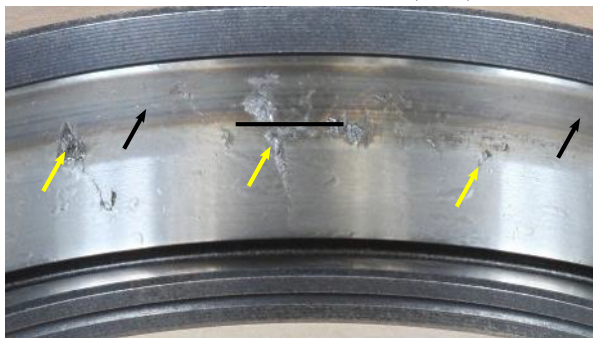
Abb. 48: Ansmierschäden nach 2 h Laufzeit mit $F_{rad} = 30 \text{ kN}$, $F_{ax} = 2,3 \pm 0,9 \text{ kN}$, $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ und $T_{\text{Öl,start}} = 25^\circ\text{C}$ [1]



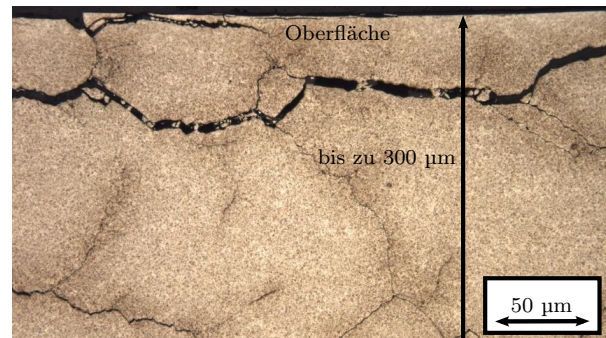
(a) Innenring: umfänglicher Verschleiß und Ansmierungen (schwarz) mit beginnenden Materialausbrüchen (gelb)



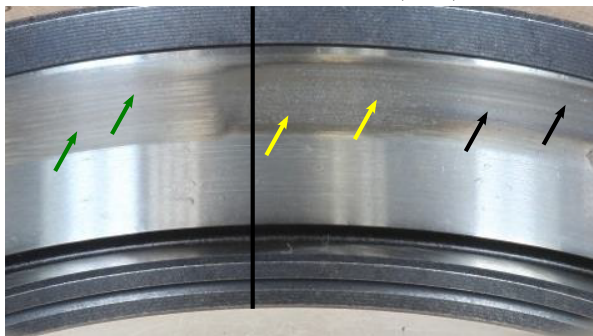
(b) Innenring: einzelner Riss durch startende Oberflächenermüdung



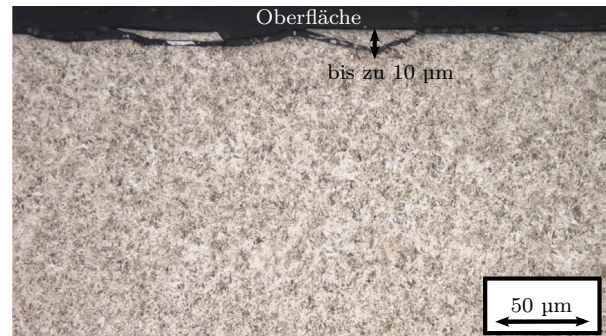
(c) Außenring - Lastzone: hoher Verschleiß (schwarz) und fortgeschrittener Materialausbruch (gelb)



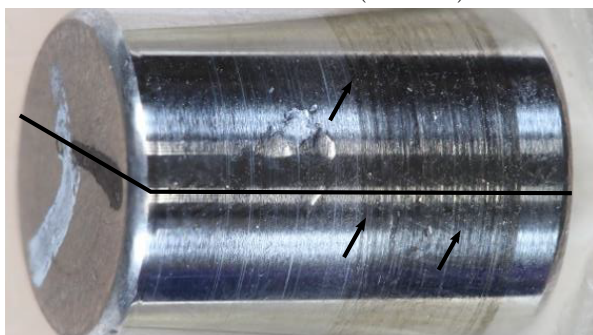
(d) Außenring - Lastzone: Ausgebreitetes Rissnetzwerk durch fortgeschrittene Oberflächenermüdung



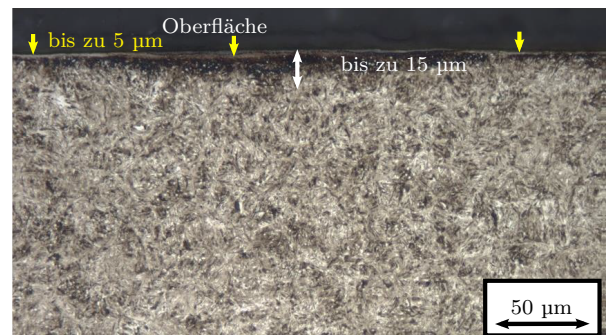
(e) Außenring - Beschleunigungszone: Kratzer (grün), Micropittings (gelb), Ansmierungen und Verschleiß (schwarz)



(f) Außenring - Beschleunigungszone: bis zu 10 µm tiefe Micropittings, Risse und Materialausbrüche



(g) Wälzkörper: Ansmierungen mit Verschleiß und Materialausbruch



(h) Wälzkörper: bis zu 5 µm tiefe, weiß ätzende Neuhärtungen (gelb) und 15 µm tiefe, dunkel ätzende Wärmeeinflusszone (weiß)

Abb. 49: Anschmierschäden und startende Oberflächenermüdung nach 36 h Laufzeit mit $F_{rad} = 30 \text{ kN}$, $F_{ax} = 2,3 \pm 0,9 \text{ kN}$, $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ und $T_{\text{Öl,start}} = 25^\circ\text{C}$ [1]

6.4.2 Ansmierzeitpunkt für hochbelasteten, statischen Lastpunkt

Grundsätzlich ist anzunehmen, dass dynamische Betriebsbedingungen [19, 20, 22] wie steile Drehzahl- oder Lastrampen zu einem höheren Ansmierrisiko führen. Nachfolgend werden dennoch statische Versuchsbedingungen verwendet, um zum einen die Anzahl der Versuchsparameter zu reduzieren und zum anderen die Schadensentstehung zu einem eindeutigen Lastpunkt zuordnen zu können. Darüber hinaus ist im Anschluss an die vorliegende Arbeit eine Weiterverwendung der experimentellen Ergebnisse für Simulationen mit statischen Versuchsbedingungen geplant.

Sechs Versuche mit identischen Bedingungen und Laufzeiten zwischen 16 min und 90 h zeigen vollständig reproduzierbare Ansmierungen mit $T_{\text{Öl,start}} = 20^\circ\text{C}$, $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $F_{ax} = 2,7 \text{ kN}$ und $F_{rad} = 30 \text{ kN}$. Dies entspricht den maximalen Kräften in den bekannten dynamischen Versuchsbedingungen des vorausgehenden Kapitels, die zu Ansmierungen führen, aber im Gegensatz zu den hier statischen Belastungen keine vollständige Reproduzierbarkeit vorweisen. Folglich kann hierdurch bereits die in Kapitel 5 aufgestellte These bekräftigt werden, welche ein höheres Ansmierrisiko durch verkippte Kontakte vorsieht. Diese liegen vorwiegend bei hoher axialer und radialer Belastung vor. Die auftretende Schädigung durch statische Versuchsbedingungen ist vergleichbar mit denen der dynamischen Belastung (siehe Abbildung 48 und 49) und breitet sich mit zunehmender Laufzeit ebenfalls axial über die Laufbahnbreite aus.

Einer dieser Referenztests wird mit einer zusätzlichen Schlupfmessung durchgeführt. Aufgrund der hohen Abtastrate und folglich großen Datenmenge wird der Schlupf diskontinuierlich gemessen. Ein Fenster von 2 s mit gemittelt 24 Wälzkörpersatzumdrehungen wird alle 8 s für die ersten 16 min aufgenommen. Die anschließende Langzeitmessung erfolgt mit einem Zeitabstand von 300 s. Der Rollensatz- und der minimale Wälzkörperschlupf innerhalb der Lastzone liegen konstant bei nahezu 0 %. Zu Beginn liegt der maximale Wälzkörperschlupf für 60 s bei 95 % und im Anschluss für 15 min bei nahezu 0 % (siehe Abbildung 50 (a)). Nach 16 min wird dieser Versuch für die Schadensbefundung in Abbildung 52 unterbrochen.

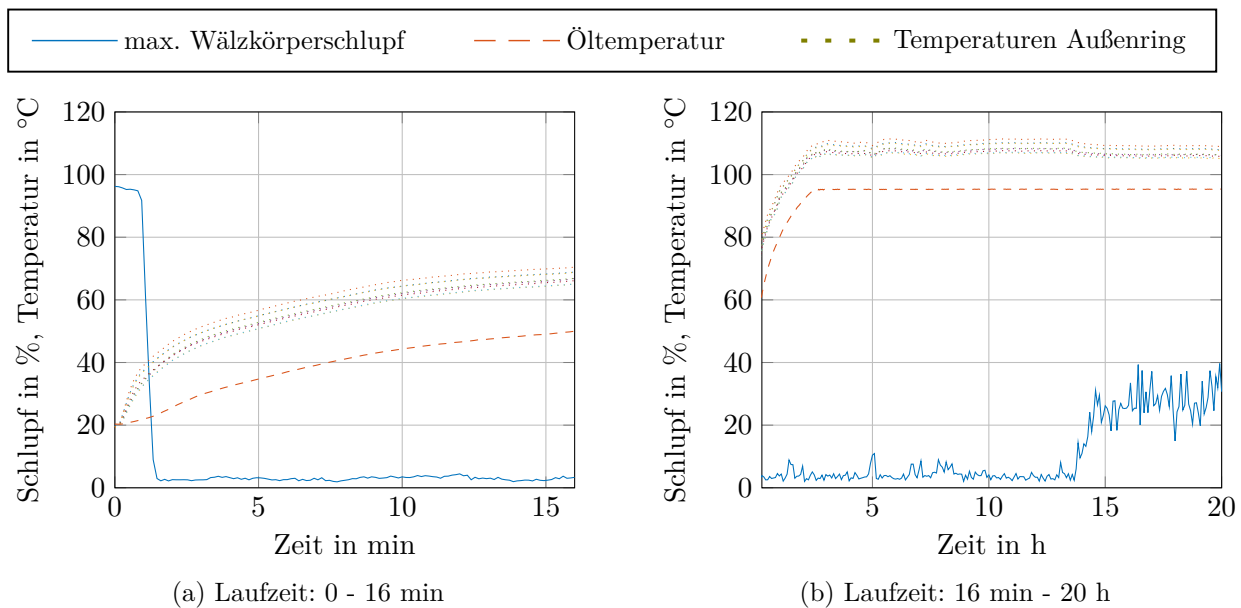


Abb. 50: Maximaler Wälzkörperschlupf, Öltemperatur und Außenringtemperaturen mit Ansmierungen bei $F_{rad} = 30 \text{ kN}$, $F_{ax} = 2,7 \text{ kN}$, $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ und $T_{\text{Öl,start}} = 20^\circ\text{C}$

Die Wälzkörper besitzen stellenweise eine mattierte Oberfläche (a) am Übergang der Profilierung. Der Außenring besitzt den makroskopisch selben Schaden an der axial identischen Position (a). Am Außenring ist der Bereich, in welchem hoher Schlupf auftritt und dort vor allem die Beschleunigungszone von der Ansmierschädigung betroffen (siehe Abbildung 51 (a)). Während der thermischen Betriebsspiel- und Schlupfreduzierung, welche sich auch in der schnellen Erwärmung der acht Außenringmessstellen widerspiegelt, schrumpft die lastfreie Zone. Hierbei verschiebt sich die Beschleunigungszone von 280° zu 210° und der Schlupf sinkt nach 90 s auf nahezu 0 % (siehe Abbildung 50). Mikroskopisch zeigen die Oberflächen Schlupfschäden und Aufrauungen (b-f). Topographisch zeigen die Wälzkörper (d) und der Außenring kleine Materialübertragungen von bis zu $0,4 \mu\text{m}$ Höhe und Tiefe.

Zusammengefasst lässt sich hierdurch schlussfolgern, dass der initiale Ansmierschaden durch den hohen Wälzkörperschlupf zwischen Rollen und Außenring hervorgerufen wird. Die anschließende Langzeitmessung ist in Abbildung 50 (b) ab der 16. Minute dargestellt. Die Wälzkörper besitzen keinen signifikanten Schlupf für 13 h. Dies bestätigt die in der Schadensanalyse im vorangehenden Kapitel aufgestellte These, welche bei vergleichbaren Bedingungen nach 2 h vorwiegend Ansmierungen zwischen den Rollen postuliert. Ursache hierfür ist der ausbleibende Schlupf, wodurch keine Ansmierungen zu den Ringen stattfinden können. Nach 13 h ohne signifikanten Schlupf steigt dieser auf bis zu 40 %. Verantwortlich hierfür ist der zunehmende Verschleiß, welcher zu einer erhöhten Reibung zwischen den Rollen und zunehmendem Betriebsspiel führt. Eine kontinuierliche Messung für 90 h Laufzeit ist aufgrund der freien Verschleißpartikel nicht möglich, da diese am Magnet haften und das Magnetfeld stören. Aus diesem Grund wird ein Lager nach 90 h Laufzeit bei denselben Lastbedingungen und einer zu Abbildung 49 vergleichbaren Schädigung nachträglich mit der Schlupfmesstechnik ausgestattet. Ausschließlich zwischen Minute 10 und 25 sinkt der Schlupf kurzzeitig auf 10 % durch die starke thermische Betriebsspielreduzierung, welche zu Beginn aufgrund des langsam erwärmenden Gehäuses am stärksten ist. Den Rest der 90 min Laufzeit liegt der maximale Wälzkörperschlupf nahezu konstant bei 95 %.

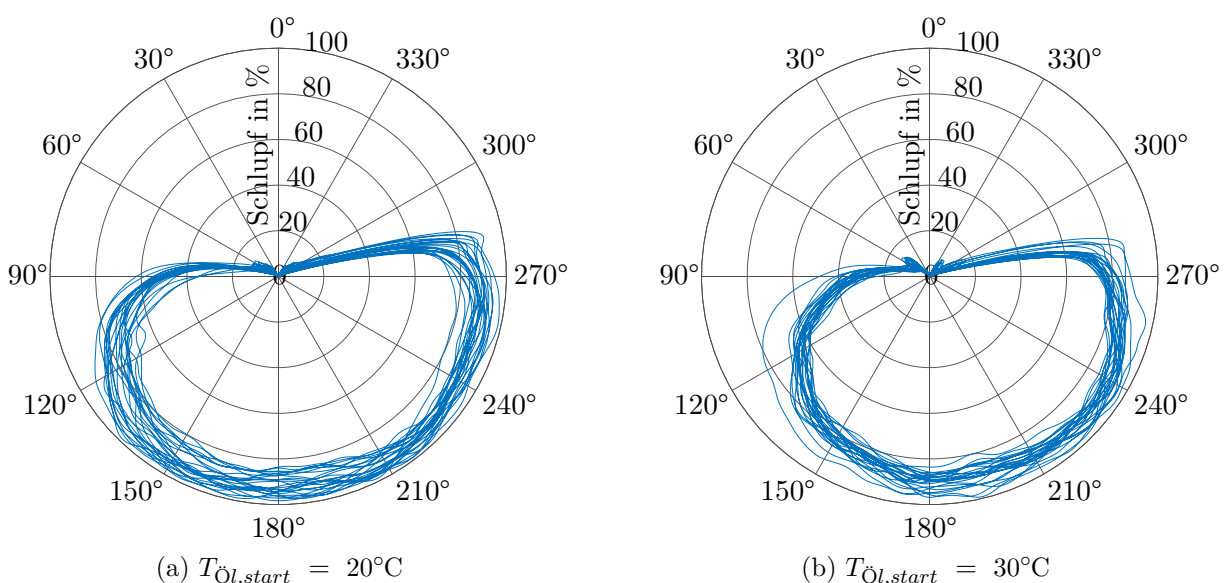
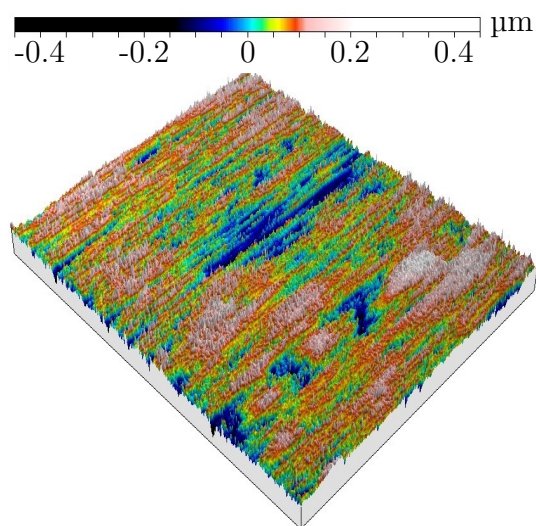


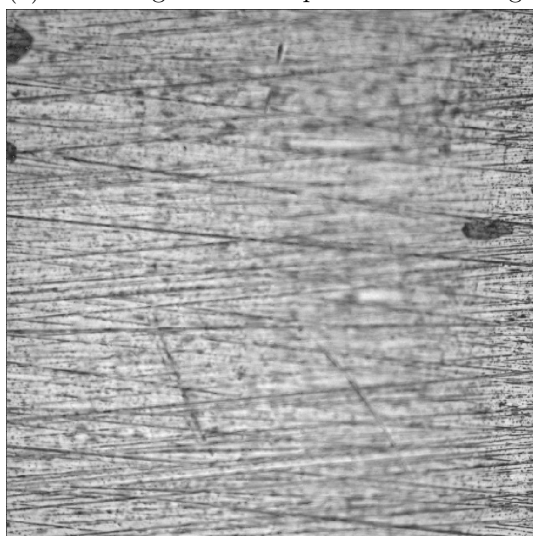
Abb. 51: Maximaler Wälzkörperschlupf zu Versuchsstart bei $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $F_{\text{rad}} = 30 \text{ kN}$, $F_{\text{ax}} = 2,7 \text{ kN}$ (Rollensatz rotiert entgegen Uhrzeigersinn)



(a) Beschädigter Wälzkörper und Außenring



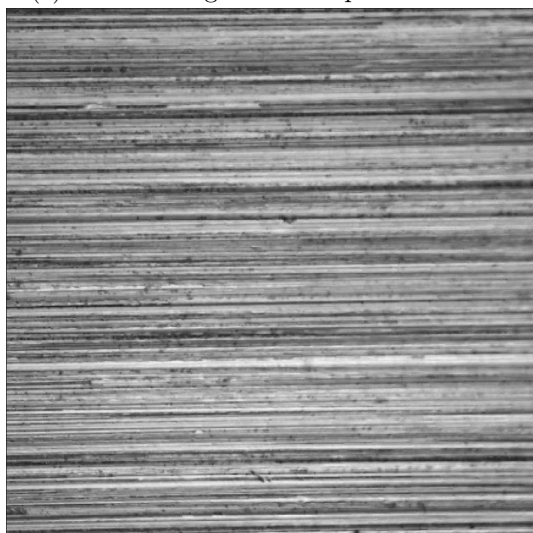
(b) Topografie: Beschädigter Wälzkörper (d)



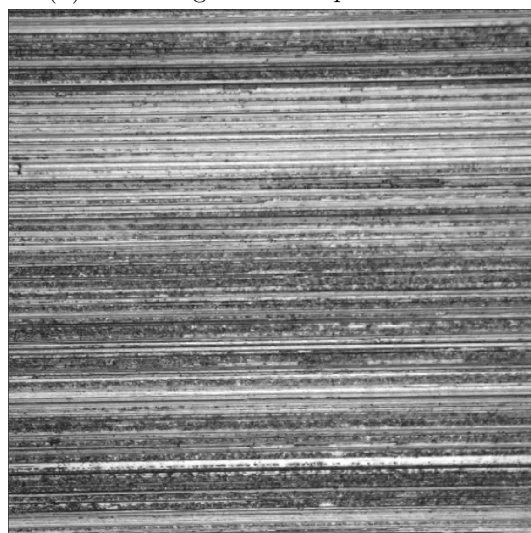
(c) Unbeschädigte Wälzkörperoberfläche



(d) Beschädigte Wälzkörperoberfläche



(e) Unbeschädigte Außenringoberfläche



(f) Beschädigte Außenringoberfläche

Abb. 52: Initiale Ansmierung mit Mattierung, Aufrauung und geringem Materialtransfer von bis zu $0,4 \mu\text{m}$ zwischen Wälzkörper und Außenring innerhalb der Schlupf- und Beschleunigungszone (siehe Abbildung 51 (a)) nach 16 min Laufzeit mit $F_{rad} = 30 \text{ kN}$, $F_a = 2,7 \text{ kN}$, $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ und $T_{\text{Öl,start}} = 20^\circ\text{C}$. Bildausschnitte (b) bis (f) mit $300 \times 300 \mu\text{m}$

6.4.3 Einzelparametervariation zu hochbelastetem, statischen Lastpunkt

Die vollständige Reproduzierbarkeit der sechs Versuche mit $F_{rad} = 30$ kN, $F_{ax} = 2,7$ kN, $n = 1800$ min⁻¹ und $T_{\text{Öl,start}} = 20^\circ\text{C}$ im vorangegangenen Kapitel ermöglicht es, diese als Referenztest für eine Einzelparametervariation zu verwenden. Hierdurch können die maßgeblich verantwortlichen Faktoren für die Anschmierungen bei diesem Betriebspunkt identifiziert werden [81]. Der Versuchsplan sowie dessen Ergebnisse sind in Tabelle 7 zusammengefasst. Für die verwendeten Lager liegt die radiale Lagerluft vor Einbau bei 29 bis 32 μm und die axiale Lagerluft am Außenring bei 94 bis 100 μm . Die folgenden Faktoren werden unter ansonsten konstanten Bedingungen variiert:

- Axialkraft
- Radialkraft
- Radiale Lastrichtung
- Drehzahl
- Startöltemperatur
- vorheriger Einlauf

Innerhalb der Einzelparametervariation sind die maximale Axialkraft von 2,7 kN sowie die niedrigste Öltemperatur von 20°C beim Start ausschlaggebend. Keine Anschmierungen können generiert werden für eine Änderung der beiden Parameter. Bereits eine Erhöhung der Öltemperatur beim Start um 11°C verhindert die Entstehung von Anschmierungen. Die Axialkraft führt, wie in Kapitel 5 detailliert beschrieben, zum Kippen und Schränken der Wälzkörper. Dies ist besonders stark im Bereich der Beschleunigungszone ausgeprägt, da hierbei ausreichend radiales Spiel vorliegt, um die Verkippung des Wälzkörpers zu ermöglichen. Durch die Neigung entstehen ungleichmäßige und erhöhte Kontaktpressungen, welche zu einem erhöhten Energieeintrag in einer kleineren Fläche während des Beschleunigungsvorgangs führen.

Tabelle 7: Versuchsdaten der Einzelparametervariation

Versuchsbedingungen	Wert	Einheit	Anschmierung
Sechs Referenzversuche mit:			x
Drehzahl: Mittel	1800	min ⁻¹	
Radialkraft: Mittel	30	kN	
Axialkraft: Hoch	2,7	kN	
Start-Öltemperatur: Niedrig	20	°C	
Drehzahl: Hoch	2700	min ⁻¹	x
Drehzahl: Niedrig	900	min ⁻¹	
Axialkraft: Niedrig	0,5	kN	
Axialkraft: Mittel	1,8	kN	
Radialkraft: Niedrig	5	kN	
Radialkraft: Hoch	50	kN	x
Start-Öltemperatur: Mittel*	31	°C	
Start-Öltemperatur: Hoch	80	°C	
Radialkraft: Negativ	-30	kN	x
Nach Einlauf:	Einlauf bei *	-	

Anschmierungen entstehen ausschließlich für mittlere bis sehr hohe Radialkräfte. Zum einen liegt hierbei eine schärfer abgetrennte Lastzone vor. Dies führt zu höheren Laufbahnkräften noch innerhalb der Beschleunigungszone und verkürzt diese. Zum anderen entsteht eine stärkere Wellendurchbiegung und eine stärkere relative Verkipfung von Innenring zu Außenring und den Wälzkörpern. Durch beide Effekte folgt analog zur Axialkraft ein stärkerer Energieeintrag in eine kleinere Kontaktfläche zwischen Wälzkörpern und Ringen, wodurch das Ansmierrisiko erhöht wird. Die schnellere Beschleunigung bei höheren Radialkräften spiegelt sich beispielsweise auch im Vergleich der beiden Polardiagramme 39 bei $F_{rad} = 5 \text{ kN}$ (a) und $F_{rad} = 40 \text{ kN}$ (b) wider.

Die Drehzahl führt ebenfalls nur für mittlere bis hohe Werte zu Anschmierungen. Das Kriterium hierfür ist die erforderliche Gleitgeschwindigkeit, um Anschmierungen und Fressen zu generieren [13, 14, 16, 17, 21]. Versuche mit hoher Laufzeit bei hoher Radialkraft und Drehzahl zeigen ein deutlich schnelleren Ermüdungsschaden des Lagers. Zum einen führen beide zu größeren Anschmierungen und hierdurch zu einer stärker wirkenden Vorschädigung. Zum anderen kommt die höhere auftretende Pressung sowie die zunehmende Zyklenzahl in derselben Zeit hinzu.

Die Einzelparametervariation der Startöltemperatur mit 31°C unterscheidet sich lediglich kurz zu Beginn mit der erhöhten Temperatur von dem ursprünglichen Referenztest. Anschließend werden dieselben Temperaturen durchlaufen. Die ausbleibenden Anschmierungen bestätigen die zuvor getroffene Annahme, dass die initialen Anschmierungen im Referenztest zu Beginn bei niedrigster Öltemperatur entstehen. Der zeitliche Verlauf des maximalen Wälzkörperschlupfs ist identisch zu dem in Abbildung 50 für das beschädigte Lager mit vollständigen Referenzbedingungen in Abbildung 52. Lediglich der auf den Lagerumfang bezogene Verlauf des maximalen Rollenschlupfs unterscheidet sich. Für $T_{\text{Öl,start}} = 20^\circ\text{C}$ zeigt das direkt zu Beginn des Prüflaufs aufgezeichnete Polardiagramm (a) in Abbildung 51 eine deutlich steilere Schlupfzunahme und auch schnellere Beschleunigung als bei $T_{\text{Öl,start}} = 31^\circ\text{C}$ in Polardiagramm (b).

Bei $T_{\text{Öl,start}} = 20^\circ\text{C}$ sinkt der maximale Wälzkörperschlupf kurz vor der Beschleunigungszone bereits von 96 % auf 87 % ab. Für $T_{\text{Öl,start}} = 31^\circ\text{C}$ liegt der maximale Wälzkörperschlupf dahingegen nur noch bei 78 % direkt vor Eintritt in die eigentliche Beschleunigungszone. Dieser Unterschied ist voraussichtlich die Ursache, dass trotz dünnerem Schmierfilm und vergleichbarem maximalen Wälzkörperschlupf ausschließlich Anschmierungen bei $T_{\text{Öl,start}} = 20^\circ\text{C}$ entstehen. Dies bestätigen unter anderem auch Versuche an 3-Scheiben-Prüfständen [16, 20], bei welchen unabhängig von der Höhe der Gleitgeschwindigkeit keine Anschmierungen bei Schlupf unter 80 % entstehen. Verantwortlich hierfür ist die verbesserte Ausbildung des Schmierfilms. Dies resultiert zum einen aus der höheren hydrodynamisch wirkenden Rollgeschwindigkeit. Zum anderen führt die vorhandene Eigenrotation des Wälzkörpers zu einer geringeren Erwärmung und folglich niedrigeren Viskositätsreduzierung im Wälzkontakt-Eingang im Vergleich zu einem nicht rotierenden Wälzkörper.

Im Anschluss an diesen Versuch mit $T_{\text{Öl,start}} = 31^\circ\text{C}$ wird das hierbei nicht angeschmierte Lager für den ursprünglichen Referenzversuch mit $T_{\text{Öl,start}} = 20^\circ\text{C}$ verwendet. Aufgrund des stattgefundenen Einlaufs können die hierbei für ein sonst neuwertiges Lager entstehenden Anschmierungen verhindert werden. Um die topographischen Einlauferscheinungen erfassen zu können, werden zehn Neulager sowie das verwendete Lager nach dem Einlauf an jeweils drei Rollen und drei Messstellen an Innen- und Außenring vermessen. Die Außenringmessung in Laufrichtung ist aufgrund der eingeschränkten Zugänglichkeit nicht möglich. Die eingelaufenen Rauigkeiten in axialer Richtung in Tabelle 8 und in Laufrichtung

in Tabelle 9 zeigen sowohl Glättungen als auch Aufrauungen von Rollen und Ringen. Diese Veränderungen müssen zu einer verbesserten Schmierfilmbildung und einer Reduzierung der Kontakte der Rauheitsspitze führen, was eine Verhinderung der Anschmierungen zur Folge hat. Vor allem der Außenring, welcher im vorliegenden Lastpunkt verantwortlich für die initiale Entstehung der Anschmierungen in Abbildung 52 ist, zeigt eine deutliche Glättung der Oberfläche. Zusätzlich führen beim Einlauf auch eine Abnahme der Krümmung und Steigung der Rauigkeiten, welche innerhalb der klassischen 2D-Rauigkeitsmessung nicht zwangsläufig zu Änderungen führen, zu verbesserten Schmierungsbedingungen [82]. Zudem können schützende Reaktionsschichten auch bei Verwendung von additivfreiem Öl entstehen [83]. Eine weitere mögliche Ursache für eine Reduzierung des Anschmierrisikos durch Einlauf ist die Bildung einer kohlenstofffreien Oberflächenschicht, welche zu einer Verringerung des Adhäsions- und folglich des Reibfaktors führt [17].

Tabelle 8: Rauheit in μm in axialer Richtung von 10 Neulagern und einem eingelaufenen Lager

		R_a	R_q	R_z	R_{max}	R_k	R_{pk}	R_{vk}
Innenring	Neu	0,06	0,09	0,81	1,40	0,15	0,07	0,14
	Einlauf	0,09	0,14	0,85	1,78	0,22	0,13	0,27
	Delta in %	59	55	4	27	46	91	92
Außenring	Neu	0,12	0,15	1,19	1,43	0,35	0,18	0,19
	Einlauf	0,07	0,09	0,57	0,76	0,22	0,05	0,13
	Delta in %	-40	-42	-52	-47	-38	-70	-31
Wälzkörper	Neu	0,05	0,09	0,56	1,05	0,15	0,07	0,15
	Einlauf	0,08	0,10	0,57	0,80	0,24	0,10	0,14
	Delta in %	43	16	1	-24	66	47	-4

Tabelle 9: Rauheit in μm in Laufrichtung von 10 Neulagern und einem eingelaufenen Lager

		R_a	R_q	R_z	R_{max}	R_k	R_{pk}	R_{vk}
Innenring	Neu	0,03	0,04	0,19	0,31	0,09	0,05	0,07
	Einlauf	0,02	0,03	0,16	0,20	0,07	0,03	0,04
	Delta in %	-25	-28	-19	-36	-19	-37	-35
Wälzkörper	Neu	0,05	0,06	0,29	0,40	0,16	0,05	0,11
	Einlauf	0,05	0,07	0,30	0,48	0,15	0,04	0,12
	Delta in %	9	12	6	22	-7	-11	11

6.4.4 Zentral zusammengesetzter Versuchsplan

6.4.4.1 Versuchsplan

Ziel der nachfolgend beschriebenen systematischen Untersuchung ist die Ermittlung der Haupteffekte sowie der Zwei-Faktor-Wechselwirkungen auf das Anschmierverhalten ohne vorherigen Einlauf. Hierbei steht neben den üblichen Stellgrößen vor allem der zeitliche Schlupfverlauf im Fokus, anhand dessen untersucht werden soll, ob eine Abgrenzung kritischer Schlupfwerte unter gleichzeitiger Betrachtung des Betriebspunkts möglich ist. Als Ausblick soll mit Hilfe der vorliegenden Arbeit außerdem eine umfangreiche Datengrundlage geschaffen werden, um aufbauend hierauf aussagekräftige Mehrkörpersimulationen durchzuführen. Hierbei dienen vor allem die ermittelten Schlupfkurven als Abgleich der Simulationsgüte. Als Ergebnis sollen geeignete Anschmierkriterien und deren Grenzwerte der in Tabelle 1 vorgestellten tribologischen Fress- und Anschmierkennwerte resultieren. Um sowohl eine realisierbare Versuchsanzahl, die Ermittlung von Haupteffekten und Zwei-Faktor-Wechselwirkungen sowie die Berücksichtigung der zahlreichen nicht linearen Einflussfaktoren zu ermöglichen, wird ein halber, zentral zusammengesetzter Versuchsplan gewählt. Dieser ist für die Reduzierung auf 27 Versuche teilfaktoriell mit 1/2-Fraktion aufgebaut. Abbildung 53 zeigt beispielhaft einen zentral zusammengesetzten Versuchsplan basierend auf einer vollfaktoriellen Auslegung mit drei Faktoren. Zusätzlich ist dieser um Zentral- und Sternpunkte erweitert. Hierdurch können nicht lineare Zusammenhänge zwischen Stellgröße und binärer Schadensantwort in einem quadratischen Regressionsmodell berücksichtigt werden [84].

Empfohlen ist die Stufenweite α_{st} der Sternpunkte so zu wählen, dass alle Terme des Versuchsplans orthogonal zueinander sind. Hierdurch sind die Schätzwerte voneinander unabhängig und besitzen einen schmalen Vertrauensbereich [84, 85]. Aufgrund der Literaturrecherche in Kapitel 2 sowie der als Screening-Versuche einzuordnenden Einzelparametervariation in 6.4.3 ist allerdings anzunehmen, dass speziell die Kombination der Extremwerte der Faktoren zu Anschmierungen führen. Wird der Versuchsraum durch die Sternpunkte abgegrenzt, sind diese Kombinationen von Maxima und Minima nicht möglich. Zudem ist auch eine Unterteilung der Radialluft in fünf Stufen aufgrund der geringen Spreizung nicht sinnvoll. Da Radialkraft und Axialkraft vor allem auch bei niedriger Ausprägung untersucht werden sollen, würde eine Verwendung von Sternpunkten zur Änderung der Lastrichtung und folglich einem zusätzlich zu berücksichtigenden Faktor führen. Aus diesen Gründen wird der Versuchsplan flächenzentriert durchgeführt. Das heißt, die Sternpunkte besitzen die Extrema von vier der untersuchten Faktoren und den Mittelwert des fünften Faktors. Auch hierdurch ist eine bessere Berücksichtigung der nicht linearen Einflussfaktoren möglich als in einem standardmäßigen faktoriellen Versuchsplan [84]. Für jeden der untersuchten Faktoren ergeben sich drei Stufen, welche in Tabelle 10 dargestellt sind. Zur Faktorreduzierung werden Gleitlagerspiel, axiale Luft am Außenring sowie die Toleranzbreite der Wälzkörperlängen konstant gehalten.

Die Erstellung inklusive der Randomisierung, welche eine systematische Verfälschung durch unbekannte oder nicht kontrollierbare Einflüsse verhindert, sowie die statistische Auswertung erfolgen mittels der Statistik-Software ®Minitab 18 Statistical Software.

Tabelle 10: Untersuchte Einflussfaktoren und deren Stufenwerte im zentral zusammengesetzten Versuchsplan

Variable Einflussfaktoren	normierte Stufenwerte	-1	0	1
	Radialkraft in kN	10	22,5	35
	Axialkraft in kN	0,9	1,6	2,3
	Drehzahl in min^{-1}	1350	1800	2250
	Öltemperatur in $^{\circ}\text{C}$	30	50	70
	Radiale Luft in μm	16	22	28
Konstante Einflussfaktoren	Gleitlagerspiel in μm	95 ± 5		
	Toleranzbreite Wälzkörperlänge in μm	± 3		
	Axiale Luft am Außenring in μm	90 ± 3		

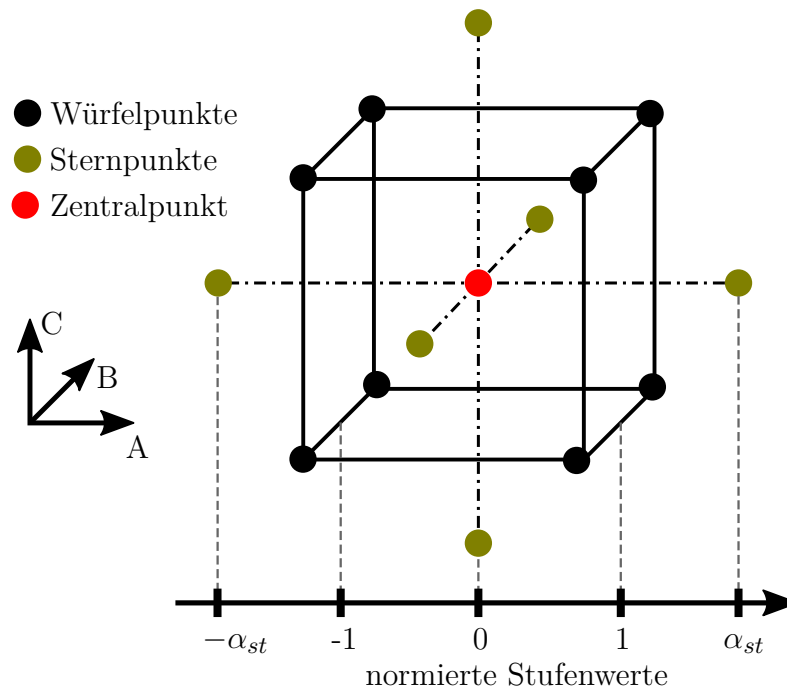


Abb. 53: Zentral zusammengesetzter Versuchsplan mit drei Faktoren A, B, C und normierter Stufenweite der Faktorstufen [86]

6.4.4.2 Messdaten- und Schadensanalyse

Der im vorangehenden Kapitel vorgestellte zentral zusammengesetzte Versuchsplan sowie dessen Ergebnisse sind in Tabelle 11 zusammengefasst. Neben der Erfassung des Schadens sind darin das zeitliche Maximum und Minimum des maximalen Wälzkörperschlupfs sowie dessen Wert zu Beginn und Ende dokumentiert. Im Gegensatz zu den Kennfeldern in Kapitel 6.3, welche eine Mittelung der Maximalwerte mehrerer Satzumdrehungen vornehmen, handelt es sich hierbei um den maximal auftretenden Schlupf innerhalb des 2 s Messfensters. Die zeitliche Betrachtung der Schlupf- und Temperaturkurven unterstreicht für die Mehrzahl der Versuche erneut das äußerst sensibel auf thermische Änderungen reagierende Schlupfverhalten. Dies stellt eine weitere Erklärung für das als sporadisch und rein zufällig wahrzunehmende Auftreten von Anschmierungen in realen Produkten aber auch an Prüfständen dar. Die zeitlichen Schlupfkurven lassen sich in vier wiederkehrende Merkmale unterteilen:

- Sehr hoher Schlupf zu Beginn, der analog zu Abbildung 50 und 54 bereits nach den ersten Minuten durch die thermische Betriebsspielreduzierung auf nahezu 0 % einbricht und
 - anschließend aufgrund des geringen Betriebsspiels keinen signifikanten Schlupf besitzt
 - oder sich anschließend aufgrund des wieder zunehmenden Betriebsspiels bei Angleich der Bauteiltemperaturen bei mittleren Schlupfwerten stabilisiert
- Nahezu konstanter Schlupf unabhängig dessen Absolutwert
- Zyklisches Schwanken des maximalen Wälzkörperschlupfs abhängig der Prüfstandsthermik durch abwechselndes Heizen und Kühlen, um Zieltemperatur einzuhalten oder schwankende Eigenerwärmung des Lagers (siehe Abbildung 54: Schwanken der Öltemperatur um 2°C verursacht um bis zu 40 % schwankenden Schlupf)

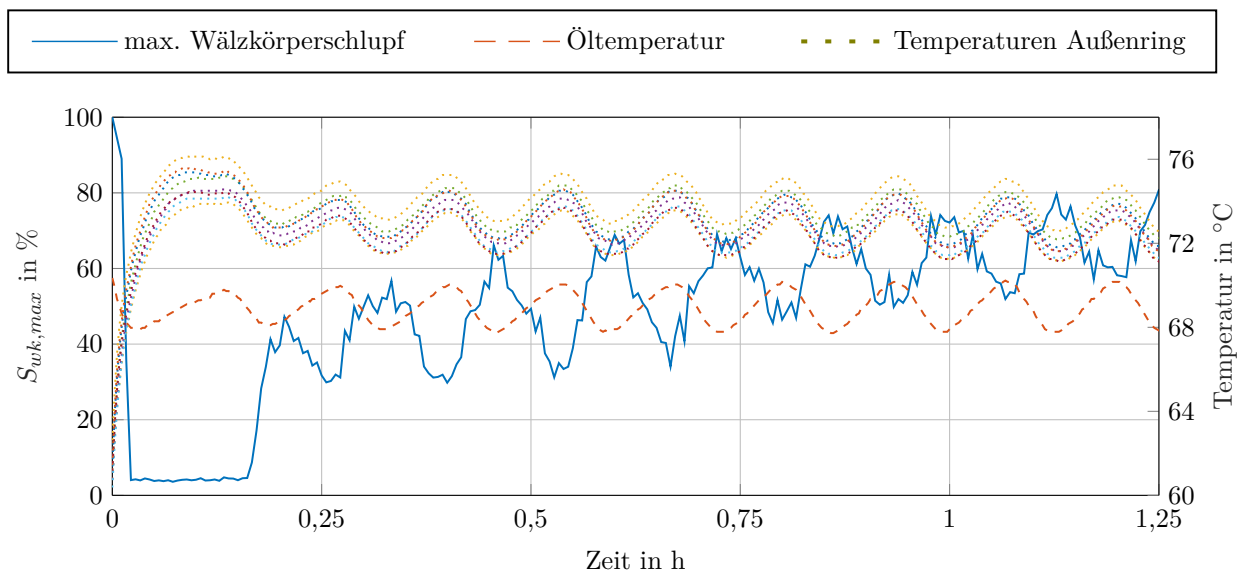


Abb. 54: Maximaler Wälzkörperschlupf, Öltemperatur und Außenringtemperaturen mit Anschmierungen für Versuch Nr. 15 bei $F_{rad} = 10 \text{ kN}$, $F_{ax} = 0,9 \text{ kN}$, $n = 1350 \text{ min}^{-1}$, $T_{Öl} = 70^\circ\text{C}$ und $s_{rad} = 16 \text{ }\mu\text{m}$

Tabelle 11: Ergebnisse des zentral zusammengesetzten Versuchsplans

Nr.	Schadens- klasse	n in min^{-1}	F_{rad} in kN	F_{ax} in kN	$T_{\text{Öl}}$ in °C	s_{rad} in μm	$t=0\text{h}$	$S_{wk,max}(t)$ in %		
								$t=1,25\text{h}$	max.(t)	min.(t)
1	1	1800	35	1,6	50	22	100	96	100	3
2	1	2250	10	2,3	30	26	100	11	100	3
3	2	2250	35	2,3	30	17	100	34	100	3
4	1	2250	10	0,9	70	27		Magnet abgerissen		
5	1	1800	22,5	1,6	50	28	100	94	100	45
6	1	1350	10	0,9	30	28	100	65	100	2
7	1	2250	10	2,3	70	16	3	3	6	2
8	1	2250	10	0,9	30	15	100	95	100	2
9	3	1350	35	2,3	30	27	100	100	100	63
10	2	2250	35	2,3	70	27	15	49	100	3
11	1	2250	22,5	1,6	50	22	80	3	80	3
12	1	1800	22,5	1,6	50	16	74	24	74	13
13	3	1350	10	2,3	70	27	3	14	17	2
14	3	2250	35	0,9	30	27	100	45	100	25
15	3	1350	10	0,9	70	16	100	81	100	4
16	2	1800	10	1,6	50	23	100	6	100	3
17	1	2250	35	0,9	70	16	85	49	85	32
18	3	1350	35	2,3	70	18	95	8	95	4
19	1	1350	35	0,9	70	27	100	100	100	95
20	1	1800	22,5	1,6	30	23	100	100	100	35
21	3	1350	10	2,3	30	17	100	4	100	3
22	1	1350	35	0,9	30	17	100	95	100	89
23	1	1800	22,5	1,6	50	23	95	60	95	3
24	1	1800	22,5	2,3	50	22	93	59	66	4
25	1	1350	22,5	1,6	50	22	100	95	100	70
26	1	1800	22,5	0,9	50	22	100	90	100	76
27	1	1800	22,5	1,6	70	22	96	51	100	4

Die Betrachtung der Schlupfmessung zeigt für nahezu alle Versuche 100 % Schlupf zu Beginn. Ebenfalls für nahezu alle Versuche bricht der Schlupf bereits nach weniger als 60 s deutlich ein. Eine Differenzierung oder Korrelation der Ansmierungen zur Kinematik sind nicht möglich, da sowohl Versuche mit als auch ohne Ansmierungen hohe als auch niedrige Schlupfwerte während des Versuchs besitzen und zudem erheblichen Schwankungen im Kinematikverhalten unterliegen. Der maximal auftretende Schlupf zum Ende der Versuche, welcher nahezu den thermisch eingeschwungen Zustand widerspiegelt, zeigt dieselben Zusammenhänge, die bereits in Kapitel 6.3 erläutert werden.

Die Analyse der Temperaturverläufe zeigt keine Zusammenhänge zwischen Versuchen mit und ohne Ansmierungen. Häufig ist kurz nach Beginn die maximale Temperatur zu beobachten, wenn aufgrund der kurzzeitig extremen Betriebsspielreduzierung eine erhöhte Belastung der Wälzkörper im Lager vorliegt. Die maximale und minimale Temperatur liegen erwartungsgemäß mittig der Lastzone und der lastfreien Zone. Temperaturspitzen, welche auf Ansmierungen zwischen Wälzkörpern und Außenring hindeuten, sind nicht festzustellen. Betrachtet wurde hierbei vor allem die Beschleunigungszone, in welcher die initialen Ansmierungen vermutet werden. Das Ausbleiben einer dort signifikanten Temperaturerhöhung ist vor allem darauf zurückzuführen, dass die Beschleunigungszone aufgrund der thermischen Schwankung und der damit verbundenen Betriebsspieländerung wandert.

Analog der vorangegangenen Einzelparametervariation in Kapitel 6.4.3 gehen die Ansmierungen von den Profilen der Rollen aus (siehe Abbildung 55 und 56). Diese liegen für hohe Radialkräfte, wie es auch in der Einzelparametervariation der Fall ist, auf der Seite der losen Bordscheibe und für niedrige radiale Last auf der Seite des festen Innenringbords. Lediglich Versuch 9 zeigt an beiden Profilen Ansmierungen.

Durch die Axialkraft wird den Wälzkörpern ein Kippwinkel zu den Ringen sowie ein Schräkwinkel in die stets selbe Richtung aufgeprägt [31]. Die zur Erzeugung von initialen Ansmierungen erforderliche Kraft zwischen den Wälzkörpern ist vor allem zum Ende der Lastzone zwischen letztem belasteten und erstem unbelasteten Wälzkörper zu suchen. Hierbei muss der letzte Wälzkörper alle in der lastfreien Zone befindlichen Wälzkörper vor sich zurück in die Lastzone schieben. Der Schräkwinkel besitzt am Ende der Lastzone sein Maximum [31]. Durch die antreibende Wirkung zieht der Innenringbord den letzten Wälzkörper der Lastzone in Drehrichtung, so dass eine Kontaktierung zwischen den Wälzkörpern seitens des festen Innenringbords erfolgt (siehe Abbildung 32). Initiale Ansmierungen, hervorgerufen zwischen den Wälzkörpern, sind deshalb auf Seiten des festen Innenringbords zu suchen, wie diese für niedrige Radialkräfte auftreten.

Aufgrund der Axialkraft kontaktiert der Innenring den verkippten Wälzkörper ebenfalls auf Seite des festen Innenringbords. Folglich müssen mindestens die Ansmierungen auf der anderen axialen Seite für hohe Radialkräfte analog der Beobachtung in der Einzelparametervariation in Kapitel 6.4.3 zwischen Wälzkörpern und dem Außenring entstehen. Diese resultieren nachweislich lediglich für hohen Schlupf [16, 20]. Dieser liegt für den Großteil der Versuche ausschließlich innerhalb der ersten 60 s vor. Lediglich für Versuch 9 liegt über den gesamten Zeitraum und für Versuch 10 zur Mitte der Laufzeit der erforderliche Schlupf vor, um zu einem anderen Zeitpunkt die initialen Ansmierungen zu den Ringen hervorrufen zu können. In Kapitel 6.4.3 besitzen die Wälzkörper ebenfalls nur zu Beginn 100 % Schlupf. Diese kurze Zeitdauer reicht allerdings nachweislich aus, um Ansmierungen im Außenring-Kontakt im Bereich der Beschleunigungszone zu erzeugen.

Trotz niedriger Schlupfwerte bei nahezu 0 % führt diese Vorschädigung der Wälzkörperoberfläche anschließend aufgrund der Beeinträchtigung der Schmierfilmbildung zu weiteren Anschmierungen zwischen den Rollen.

Die theoretische Betrachtung des Lagerverhaltens in Kapitel 5 stellt unter anderem schematisch das Wälzkörper-Kippverhalten dar (siehe Abbildung 33). Unabhängig der Wellendurchbiegung oder der Lastzonengröße führt das Kippen des Wälzkörpers bei vorhandener Axialkraft stets zu einem exzentrischen Laufbahnkontakt am Innenring auf Seite des festen Bords und am Außenring auf der axial gegenüberliegenden Seite. Übereinstimmend hierzu liegen in der Einzelparametervariation in Kapitel 6.4.3 die Anschmierungen zwischen Außenring und Rolle auf der axial gegenüberliegenden Seite des festen Innenringbords. Die Anschmierungen bei niedriger Radialkraft, welche auf Seite des festen Innenringbords auftreten, entstehen also entweder am Kontakt zum Innenring oder zwischen den Wälzkörpern.

Für Letzteres spricht, dass Versuch Nummer 13 zu keinem Zeitpunkt mehr als 27 % Schlupf besitzt. Folglich können mit Ausnahme der nicht aufgezeichneten Anfahrrampe keine Anschmierungen in den Laufbahnkontakten zum Innenring entstehen. Hervorzuheben ist außerdem Versuch Nummer 9, welcher als einziger Materialübertragungen an beiden Rollenenden besitzt. Ebenfalls besitzt dieser unter den angeschmierten Versuchen als einziger nahezu dauerhaft 100 % Schlupf. Hierdurch liegen über den zeitlichen Verlauf betrachtet deutlich unterschiedliche Lastzonengrößen und folglich veränderte Winkellagen der Beschleunigungszone vor. Für hohe Radialkräfte liegt die schlupfbehaftete Zone direkt zu Versuchsbeginn knapp größer als die untere Lagerhälfte analog zu Abbildung 51 vor. Durch die thermische Betriebsspielreduzierung beschränkt sich diese für Versuch 9 allerdings zu einem späteren Zeitpunkt auf nur noch knapp die Hälfte der unteren Lagerhälfte. Der Schlupfverlauf ist vergleichbar mit dem Polardiagramm (b) in Abbildung 41. Dies entspricht zu Versuchsbeginn, während noch keine thermische Betriebsspielreduzierung vorliegt, der Aufteilung der Kinematikzonen für niedrige Radialkräfte. Entweder führt die Verschiebung der Beschleunigungszone zum Wechsel des kritischen Anschmierorts hin zum Innenring oder die Schädigung entstehen dann zwischen den Wälzkörpern. Beide Möglichkeiten führen auf Basis des theoretischen Lagerverhaltens zu den beobachteten Anschmierungen auf der Seite des festen Innenringbords.

Ein höheres Risiko für ein Generieren von Anschmierungen zwischen den Wälzkörpern in der unteren Lagerhälfte ist erklärbar durch das dort höhere radiale Spiel zu den Ringen und folglich dem größeren Freiheitsgrad der Rollen, welcher ein stärkeres Schränken ermöglicht. Ohne Simulationen ist allerdings nicht validierbar, dass innere Lagerzwänge nicht auch an einem anderen Ort aufgrund der Schiefstellungen zu kritischen Kontakten zwischen den Wälzkörpern führen können. Denkbar ist zum Beispiel, dass durch negatives oder sehr geringes Betriebsspiel aufgrund der antreibenden Kontakte zu den Ringen zwar wenig Schlupf vorliegt, gleichzeitig der geringe Platz die Schiefstellung der Wälzkörper hemmt und diese stärker miteinander kontaktieren und aneinander reiben.

Unabhängig des kritischen Kontakts ist anzunehmen, dass das höchste Anschmierisiko zeitlich zu Beginn vorliegt, wenn für nahezu jeden Versuch 100 % Schlupf herrschen. Das höchste Risiko für die Laufbahnkontakte zu beiden Ringen liegt hier in der Beschleunigungszone, da dort die erforderliche Beschleunigungsenergie übertragen wird. Zwischen den Wälzkörpern liegt zu diesem Zeitpunkt das höchste Risiko am Ende der Lastzone vor, da hier das gegenseitige Anlaufen der Wälzkörper am stärksten ausgeprägt ist.

Kurz nach Beginn liegt die höchste Lagertemperatur vor. Durch die damit verbundene starke thermische Reduzierung des Betriebsspiels sind innere Lagerzwänge möglich, welche gleichzeitig antreibende Kontakte zu den Ringen, aber auch bremsende Kontakte zwischen den Wälzkörpern fördern. Letzteres erhöht das dortige Risiko von Anschmierungen. Es ist anzunehmen, dass sowohl der hohe Schlupf als auch ein mögliches, zu kleines Lagerspiel durch ein langsames Anfahren des Betriebspunkts verhindert werden kann. Hierdurch wird zum einen der thermischen Betriebsspielreduzierung Zeit gegeben, um die Lastzone aufzuweiten. Zum anderen wird dem Gehäuse Zeit gegeben, der Erwärmung des Innenrings zu folgen, so dass ein Temperaturgleichgewicht erreicht und eine zu starke Betriebsspielreduzierung ausgeschlossen wird.

Für die im anschließenden Kapitel durchgeführte statistische Auswertung werden die Anschmierungen zunächst in drei Schadensklassen unterteilt. Hierdurch ist eine bessere Regressionsanalyse als mit der binären Antwort "Schaden" und "kein Schaden" möglich [84]. Die Lagerringe besitzen vor allem an den Profilen den Materialabtrag aufgrund von Mischreibung. Auf Anschmierungen hindeutende Materialübertragungen sind nur in deutlich geringerem Ausmaß als an den Rollen vorzufinden. Deshalb erfolgt die Unterteilung anhand der Wälzkörper. Hierzu werden makroskopische, mikroskopische sowie topographische Analysen mittels tastender Profilmessungen und Konfokalmikroskopie angewendet:

- Klasse 3 in Abbildung 55: Materialübertragungen über 3 μm auf allen Rollen über den gesamten Rollenumfang
- Klasse 2 in Abbildung 56: Vorwiegend plastische Materialdeformation sowie Materialübertragungen unter 2 μm , von welchen nicht alle Rollen sowie nicht der gesamte Rollenumfang betroffen sind
- Klasse 1: Eingelaufenes Lager

Die topographische Vermessung zeigt auf Wälzkörpern der Schadensklasse 3 Materialauf- und Materialabtrag von bis zu 15 μm . Optisch ist bereits ohne Mikroskop ein deutlicher Unterschied zwischen den Schadensklassen zu erkennen. Klasse 2 besitzt eine matte Oberfläche ohne erkennbare Überträge. Zudem sind nicht alle Rollen und auch nicht der vollständige Rollenumfang von den Anschmierungen betroffen. Dahingegen besitzt die höhere Schadensklasse eine Mischung aus glänzender und matter Oberfläche sowie eine erkennbar durch Materialübertragung aufgerissene Topographie an allen Rollen über die gesamte Mantelfläche. Die Gefügeuntersuchungen mittels Querschnitt und anschließender Ätzung zeigen vergleichbare Ergebnisse zu denen in Abbildung 48 und 64. Entsprechend der Einteilung in die Schadensklassen zeigen auch die geätzten Querschnitte geringere Veränderungen für die niedrigere Schadensklasse. Die stärksten Gefügeänderungen besitzen erneut die Wälzkörper, welche sowohl nicht ätzende, weiße Neuhärtungen als auch schwarz ätzende Wärmeeinflusszonen zeigen. Die Wärmeeinflusszonen an den Lagerringen sind allgemein niedriger und speziell für Schadensklasse 2 nur gering ausgeprägt. Innerhalb der Schadensklasse 3 sind sowohl Neuhärtungen als auch tiefe Wärmeeinflusszonen an den Ringen auffindbar. Aus den Beschädigungen kann der initiale Kontakt, der zu den Anschmierungen führt, nicht lokalisiert werden. Speziell an den Ringen ist aufgrund der Mischreibung erhöhter Verschleiß festzustellen, welcher es erschwert, mögliche Materialübertragungen festzustellen. Dahingegen liegen an den Wälzkörpern aller Versuche eindeutige Materialauf- und abträge vor. Dies deutet bezogen auf die Versuchsdauer auf einen dominanten Anschmiermechanismus zwischen den Wälzkörpern hin, welcher allerdings nicht für das initiale Anschmierereignis verantwortlich sein muss.

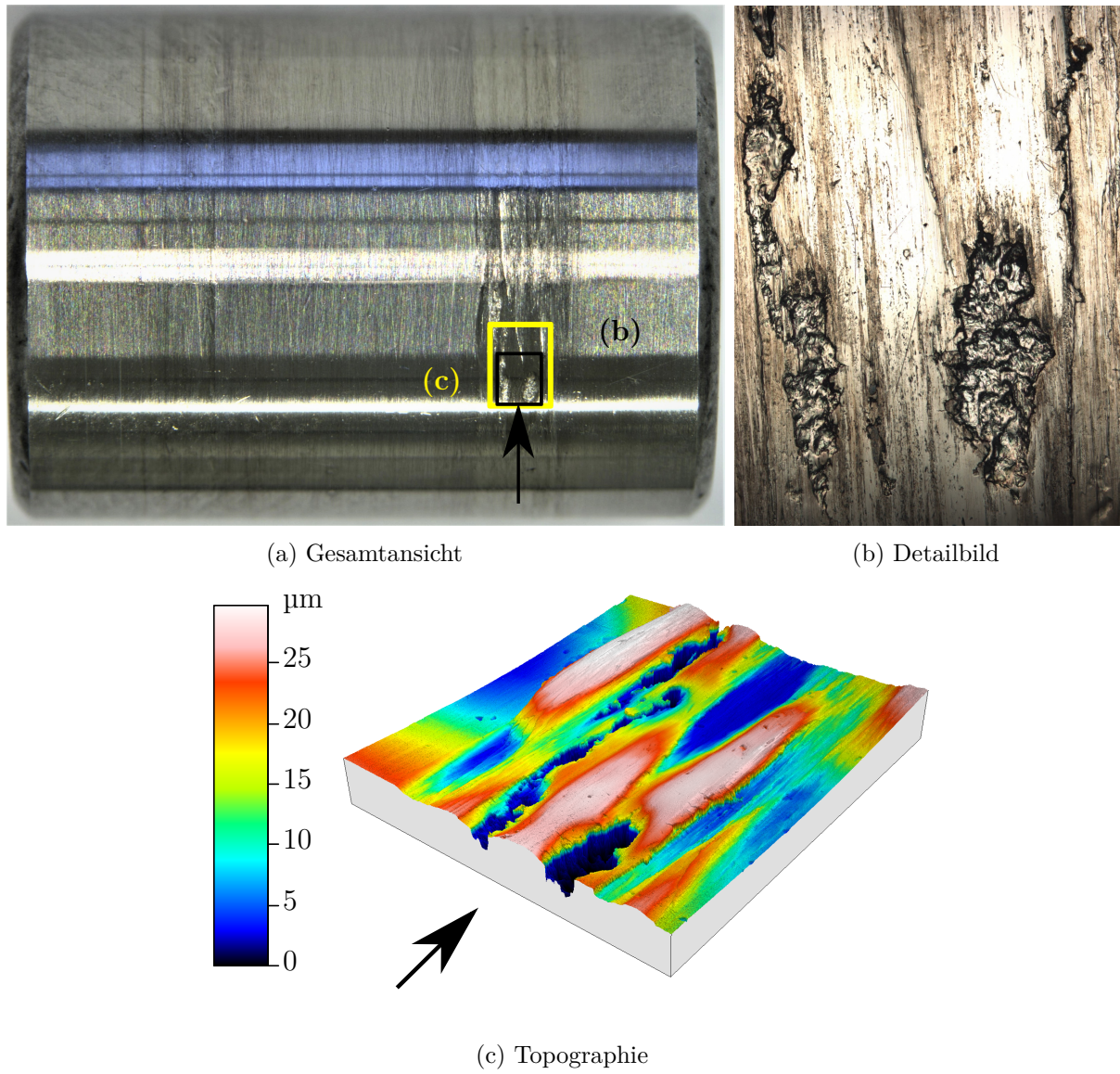


Abb. 55: Ausprägung der Anschmierschäden bei Schadensklasse 3 am Beispiel von Versuch Nr. 9 aus Tabelle 11

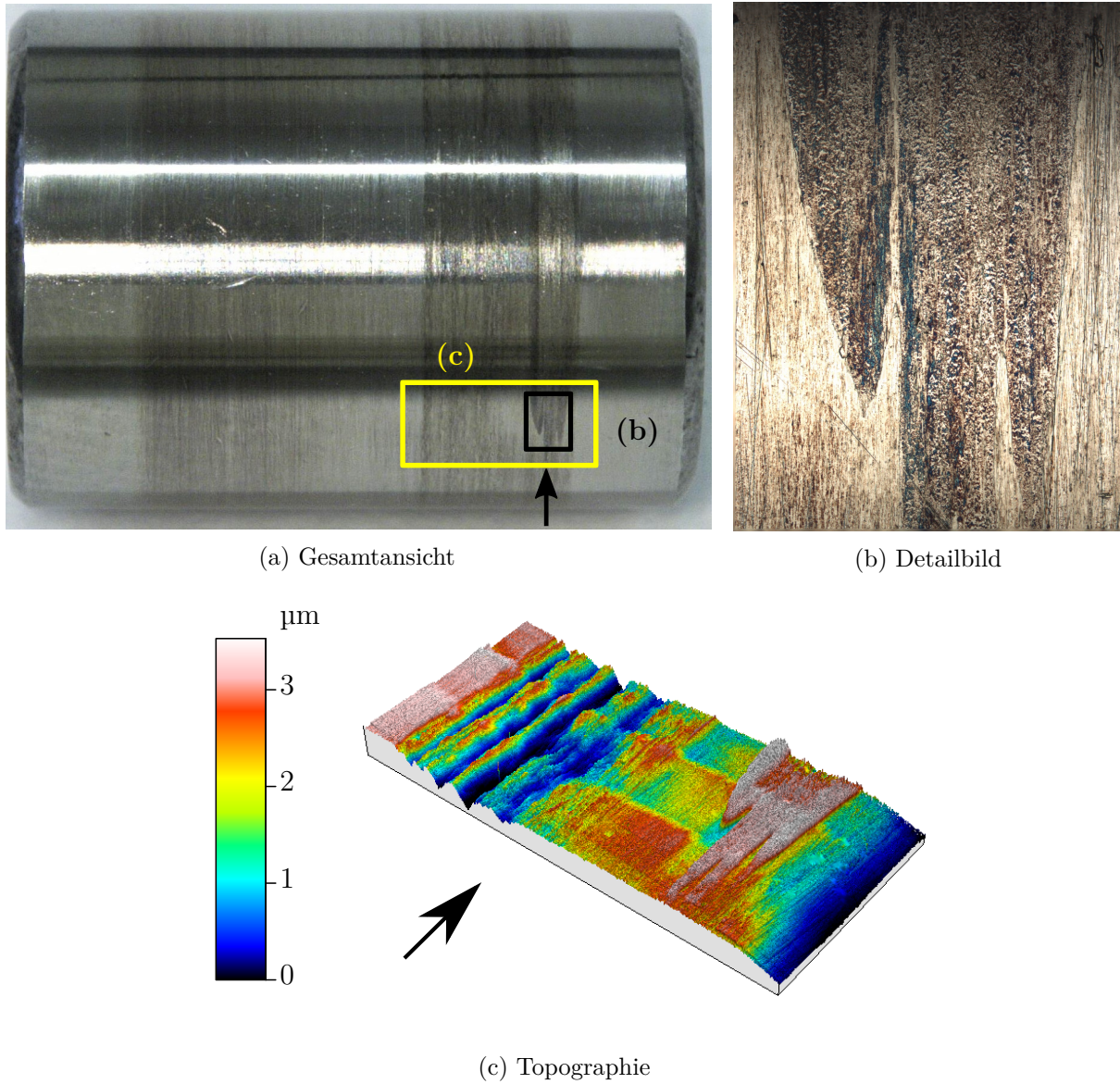


Abb. 56: Ausprägung der Ansmierschäden bei Schadensklasse 2 am Beispiel von Versuch Nr. 10 aus Tabelle 11

6.4.4.3 *Statistische Auswertung*

Die nachfolgend beschriebenen Berechnungen und Auswertungen werden nach Eingabe der Versuchsdaten mit Hilfe des statistischen Programms @Minitab und der dort integrierten Berechnungsfunktionen durchgeführt. Zur Beschreibung des Zusammenhangs zwischen Schadensklasse und untersuchten Faktoren verwendet @Minitab das nachfolgende quadratische Regressionsmodell. Die Schadensklasse als Regressand y wird hierbei durch die Regressoren x_i angenähert, welche sich aus den linearen und quadratischen Termen der einzelnen Faktoren sowie der Zwei-Faktor-Wechselwirkungen zusammensetzen. Der üblicherweise auftretende Fehler innerhalb dieser quadratischen Modellbildung wird mit dem Residuum ε berücksichtigt. [84]

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{i=1}^{k-1} \sum_{j>i}^k b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^{k-1} b_{ii} x_{ii}^2 + \varepsilon \quad (12)$$

Der t-Wert beschreibt den standardisierten, absoluten Effekt der im Modell betrachteten Terme. Dieser wird anhand des Koeffizienten b und der zugeordneten Standardabweichung σ berechnet [87, 88]:

$$t_e = \frac{|b|}{\sigma(b)} \quad (13)$$

Statistisch signifikante t-Werte sind größer als der kritische t-Wert. Letzterer wird anhand der t-Verteilung, der im Regressionsmodell vorliegenden Freiheitsgrade sowie des gewünschten Signifikanzniveaus bestimmt. Die Freiheitsgrade Fr berechnen sich anhand der Anzahl der Versuche n_v sowie der im Modell berücksichtigten Terme p_r [87, 88]:

$$Fr = n_v - p_r - 1 \quad (14)$$

Für Versuchsreihen mit mehr als 30 Versuchen kann die t-Verteilung als Normalverteilung angenommen werden. Darunter kann der kritische t-Wert vorhandenen Tabellen entnommen werden. Der Wert lässt sich entsprechend der vorliegenden Freiheitsgrade sowie des Vertrauensintervalls P bestimmen, welches sich anhand des gewünschten Signifikanzniveaus zu $P = 1 - \frac{\alpha}{2}$ berechnet. Im vorliegenden Regressionsmodell werden die im Pareto-Diagramm in Abbildung 57 (a) dargestellten neun Terme berücksichtigt. Folglich liegen bei 27 durchgeführten Versuchen 17 Freiheitsgrade vor. Ein Ausschnitt der kritischen t-Werte für unterschiedliche Vertrauensintervalle ist in Tabelle 12 dargestellt. [87, 88]

Tabelle 12: t-Verteilung abhängig der Freiheitsgrade Fr und der Vertrauensintervalle $P = 1 - \frac{\alpha}{2}$

$Fr \backslash P$	0,6	0,8	0,9	0,95	0,975	0,99	0,995	0,999	0,9995
16	0.2576	0.8647	1.3368	1.7459	2.1199	2.5835	2.9208	3.6862	4.0150
17	0.2573	0.8633	1.3334	1.739	2.1098	2.5669	2.8982	3.6458	3.9651
18	0.2571	0.8620	1.3304	1.7341	2.1009	2.5524	2.8784	3.6105	3.9216

Das Bestimmtheitsmaß B , welches sich anhand der quadratischen Summe der Residuen ε berechnet, entspricht dem Prozentteil der Varianz der Schadensklasse, welcher durch das Modell beschrieben wird und liegt folglich stets zwischen 0 und 1. Höhere Werte weisen auf eine bessere Modellgüte hin. Allerdings nimmt B durch die Hinzunahme von Prädikatoren stetig zu, ohne dass dies zwangsläufig eine Verbesserung des Modells bedeutet. [89]

Inwiefern dieser Fall, der eine Überanpassung beschreibt, auf das Modell zutrifft, kann mit dem korrigierten Bestimmtheitsmaß B_{korrr} überprüft werden. Dieses gibt ebenfalls den Prozentsatz der erklärbaren Streuung an, berücksichtigt hierbei aber die Anzahl der Prädikatoren relativ der Anzahl der Beobachtungen. [85, 89, 90]

Zur Verhinderung einer Überanpassung sowie nach dem Prinzip, dass das einfachste Modell zur Beschreibung der Datenlage das beste Modell ist (Ockhams Rasiermesser [91]), wird eine schrittweise Rückwärtselimination innerhalb der Regressionsanalyse durchgeführt. Hierbei wird zunächst eine quadratische Regression durchgeführt, welche alle möglichen Haupteffekte, quadratischen Effekte und Wechselwirkungen beinhaltet. Anschließend werden alle nicht signifikanten Terme ausgehend vom niedrigsten t-Wert schrittweise aus dem Modell entfernt. [85, 86, 92]

Das Pareto-Diagramm der standardisierten Effekte in Abbildung 57 fasst die im quadratischen Regressionsmodell berücksichtigten Terme geordnet nach deren Effektstärke zusammen. Die Strichlinien zeigen das Signifikanzniveau der einzelnen Effekte. Das Pareto-Diagramm zeigt lediglich die Absolutwerte der Effekte an, aber nicht, ob diese Anschmierungen begünstigen oder vermeiden. Hierzu dienen die Multi-Vari-Diagramme in Abbildung 58 bis 62. Diese spiegeln den Mittelwert der Schadensklassen bezüglich der Stufenkombination der betrachteten Faktoren wider. Im Fall einer Wechselwirkung stellt das Diagramm den Mittelwert der jeweiligen Stufe des ersten Faktors für alle Stufen des zweiten Faktors als rote Linie dar. Die Mittelwerte des zweiten Faktors werden mit einer blauen Linie und den entsprechenden Symbolen der Legende für die einzelnen Stufen des ersten Faktors widerspiegelt. Der Mittelwert bei der Schadensklasse 1 bedeutet, dass keine Anschmierungen für Stufenkombinationen dieser Faktoren in den durchgeführten Versuchen entstehen. Im Gegenzug bedeutet der Mittelwert bei Schadensklasse 3, dass alle Versuche bei dieser Stufenkombination Anschmierungen zur Folge haben.

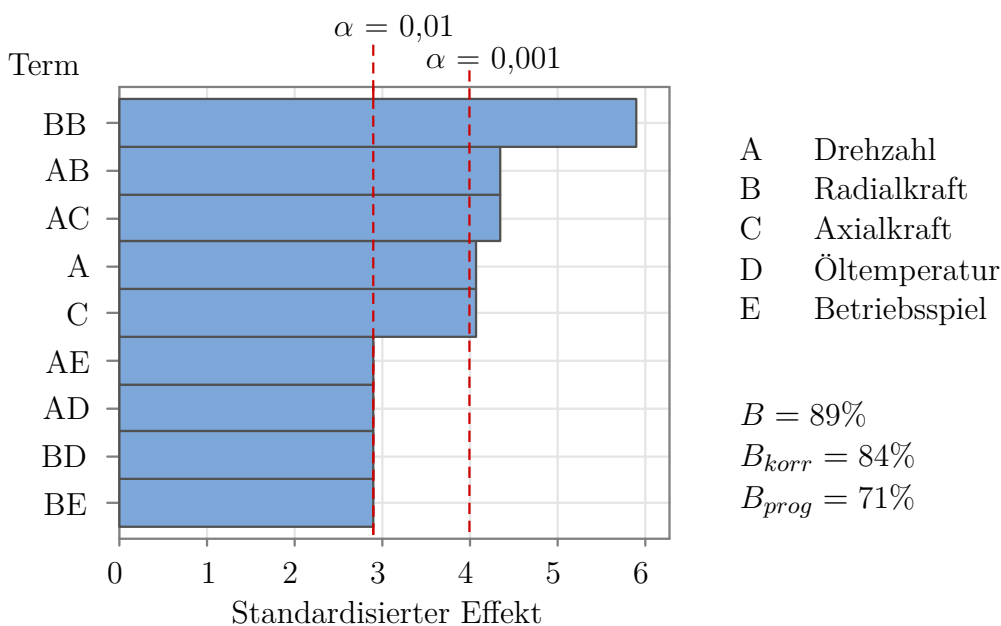


Abb. 57: Pareto-Diagramm und Bestimmtheitsmaße für quadratisches Regressionsmodell

Das hohe Bestimmtheitsmaß von 89 % zeigt, dass der maßgebliche Anteil der Streuung der Schadensklasse abgebildet wird. Das korrigierte Bestimmtheitsmaß ist mit 84 % nur geringfügig kleiner. Hierdurch kann eine Überanpassung des Modells ausgeschlossen werden. Die hohe Modellgüte unterstreicht, dass die maßgeblichen, das Anschmieren beeinflussenden, Faktoren innerhalb der Versuchsreihe berücksichtigt oder konstant gehalten sind. Hierdurch sind die nachfolgenden, aussagekräftigen Schlussfolgerungen möglich. Dabei ist anzumerken, dass diese als noch zu beweisende Thesen zu interpretieren sind, welche auf Basis der Literaturrecherche, der Zusammenhänge der Kinematikbetrachtung und dem theoretischen Lagerverhalten basieren. Ein Nachweis dieser Thesen soll durch Anwendung der Mehrkörpersimulation inklusive der Berechnung üblicher Ansmierkennwerte im Anschluss an die vorliegende Arbeit erfolgen.

Die Radialkraft besitzt den stärksten Einfluss auf das Auftreten von Anschmierungen. Die diesbezügliche Multi-Vari-Darstellung in Abbildung 58 (b) spiegelt den quadratischen Effekt aus dem Pareto-Diagramm wider. Niedrige sowie hohe Radialkräfte fördern Anschmierungen. Eine Parameterkombination mit mittlerer Radialkraft hat in den Versuchen keinen Schaden zur Folge. An die Höhe der Radialkraft ist zudem auch die axiale Lage der Anschmierungen gekoppelt. Der hierfür zugrundeliegende Mechanismus basierend auf der Wellenverkipfung und Ausbildung der Lastzone ist im vorangehenden Kapitel erläutert. Die ausbleibenden Anschmierungen bei mittlerer Radialkraft sind gegenüber niedriger Radialkraft mit der stärkeren Verkipfung des Innenrings zu erklären. Hierdurch schrumpft die axiale und folglich die radiale Lastzone, so dass eine lastfreie Zone größer als die untere Lagerhälfte entsteht. Die Beschleunigungszone besitzt hierbei weniger radiales Spiel, als wenn diese auf der unteren Lagerhälfte vorliegt. Dies führt zu geringeren Verkipfungen der Wälzkörper und einer Reduzierung des Ansmierrisikos. Ein weiteres Ansteigen der Radialkraft hat zwar keine wesentliche Veränderung der Lage der Beschleunigungszone zur Folge, führt allerdings nachweislich zur schnelleren Beschleunigung der Rolle aufgrund des höheren Lastgradienten. Stichprobenartige Versuche mit dem neu entwickelten Wälzkörperprüfstand in Kapitel 6.4.6 zeigen, dass der Lastgradient während der Beschleunigung maßgeblichen Einfluss auf das Ansmierrisiko besitzt. Eine mittlere Radialkraft scheint eine optimale Größe der Lastzone bei gleichzeitig noch geringer Verkipfung zwischen Innen- und Außenring zu liefern und hierdurch Anschmierungen zu verhindern.

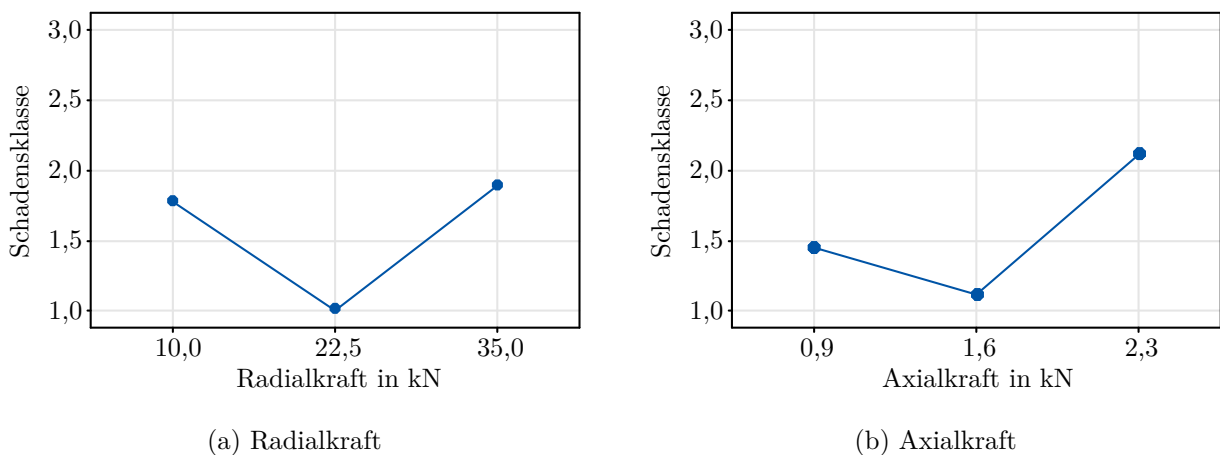


Abb. 58: Multi-Vari für die Haupteffekte Radial- und Axialkraft

Die Betrachtung der Axialkraft in Abbildung 58 (b) spiegelt die bereits beobachtete Tatsache wider, dass hohe Axialkräfte Anschmierungen begünstigen. Hierzu führt die durch die Bordkontakte hervorgerufene Verschränkung als auch Verkippung der Wälzkörper untereinander sowie zu den Lagerringen. Die verkippten Kontakte führen zu einer geringeren Kontaktfläche und folglich zu einer erhöhten Reibenergie dichte innerhalb dieser.

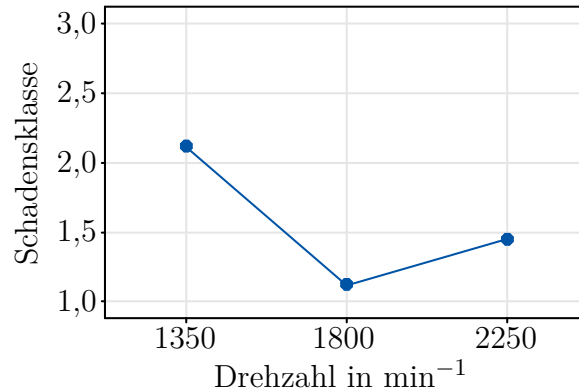


Abb. 59: Multi-Vari für den Haupteffekt Drehzahl

Als Haupteffekt wird die Drehzahl nach dem Pareto-Diagramm als linearer Effekt ausgewertet. Das Multi-Vari-Bild der Drehzahl in Abbildung 59 zeigt eine geringe quadratische Wirkung, welcher im quadratischen Regressionsmodell durch Einbezug der Wechselwirkungen Rechnung getragen wird. Das höchste Risiko einer Anschmierung resultiert bei kleinen Drehzahlen. Hierzu können mehrere Mechanismen führen. Zunächst bilden sich geringere hydrodynamische Schmierfilme aufgrund der geringeren wirkenden Wälzgeschwindigkeit aus. Diese These bekräftigt, dass die niedrigste Drehzahl bei höchster Öltemperatur, welche allgemein zu dünnen Schmierfilmen führt, den höchsten Schadensmittelwert besitzt (siehe Abbildung 61 (a)). Durch die längere Verweilzeit innerhalb der lastfreien Zone können die Wälzkörper stärker abbremesen. Es entsteht stärkerer Schlupf, der allgemein das Anschmierisiko zu den Ringen, aber auch zwischen den Wälzkörpern erhöht. Verantwortlich hierfür sind zum einen die sinkende hydrodynamisch wirkende Geschwindigkeit und zum anderen steigende Kräfte zwischen den Wälzkörpern. Zuletzt steigt durch die sinkende Drehzahl die Kontaktzeit, welche ein Punkt zum Durchlaufen der Hertzschen Pressung benötigt. Unter einer Kontaktzeit von 20 bis 30 μs wird bei Fresstragfähigkeits-Untersuchungen [33, 34] an Zahnrädern eine zunehmende Fresslastgrenze festgestellt. Ursächlich hierfür sind Reaktionsgeschwindigkeiten beim Zerstören von Grenzschichten, welche in geringerer Ausprägung auch bei additivfreiem Öl zu erwarten sind, sowie der Ausbildung von Adhäsionsbrücken. Derselbe Zusammenhang wird bei ausbleibenden Anschmierungen im 3-Scheiben-Prüfstand ab 10 m/s Gleitgeschwindigkeit vermutet [21].

Die Wechselwirkung in Abbildung 60 (a) aus Drehzahl und Radialkraft zeigt, dass vor allem die niedrigste Drehzahl kombiniert mit der niedrigsten radialen Belastung zu Anschmierungen führt. Eine zunehmende Drehzahl senkt hierbei das Anschmierrisiko linear ab. Aufgrund der geringen Wellenverkipfung resultiert eine größere axiale Lastzone, welche bis in die untere, eigentlich radialkraftfreie Lastzone ragt. Durch das dort in der Beschleunigungszone vorliegende radiale Spiel kippen die Wälzkörper durch den von der Axialkraft hervorgerufenen Bordkontakt stärker. Dies unterstreicht auch die Wechselwirkung (b) von Drehzahl zu Axialkraft. Hierbei zeigt die Kombination aus niedrigster Drehzahl und höchster Axialkraft einen Betriebspunkt, der unabhängig der anderen Faktoren in jedem Versuch Anschmierungen zeigt. Dies stellt insgesamt betrachtet die statistisch kritischste Parameterkombination dar.

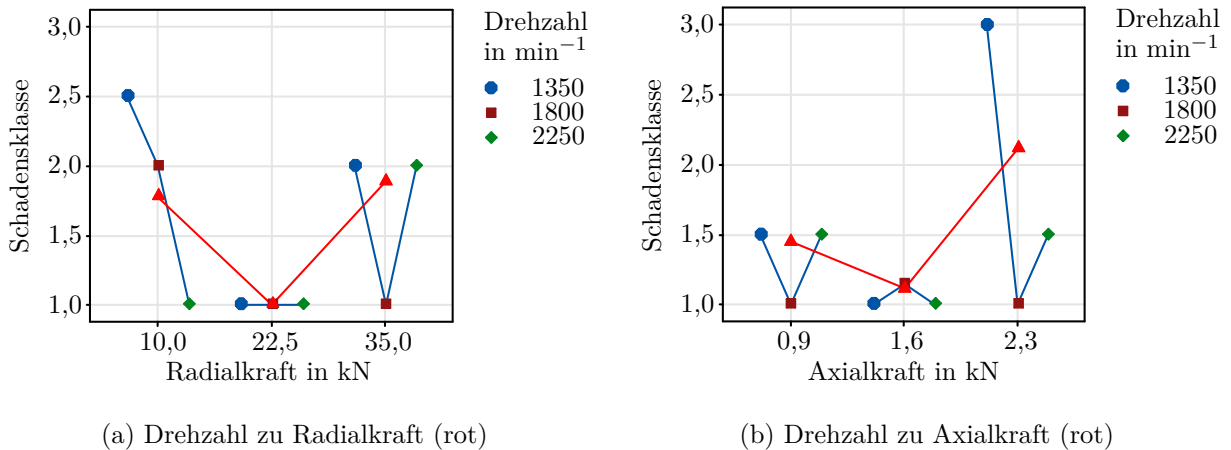


Abb. 60: Multi-Vari zur Wechselwirkung der Drehzahl mit Axial- und Radialkraft

Die Öltemperatur besitzt eine Zwei-Faktor-Wechselwirkung mit den bereits beschriebenen Haupteffekten Radialkraft und Drehzahl. Einzeln betrachtet liegt eine quadratische Beeinflussung der Schadensklasse vor: Niedrige und hohe Temperaturen begünstigen das Anschmierrisiko. Eine mögliche Erklärung hierfür liefert das gegenläufige Verhalten aus Planschverlusten, welche bei höherer Viskosität zu zunehmenden Widerstandskräften am Wälzkörper führen, und der Tragfähigkeit des Schmierfilms, welche für dünnere Öle abnimmt. Entsprechend der Statistik sind für diese Wechselwirkung die geringste Drehzahl und Radialkraft kombiniert mit der höchsten Öltemperatur als kritischste Parameterkombination hinsichtlich des Auftretens von Anschmierungen einzustufen.

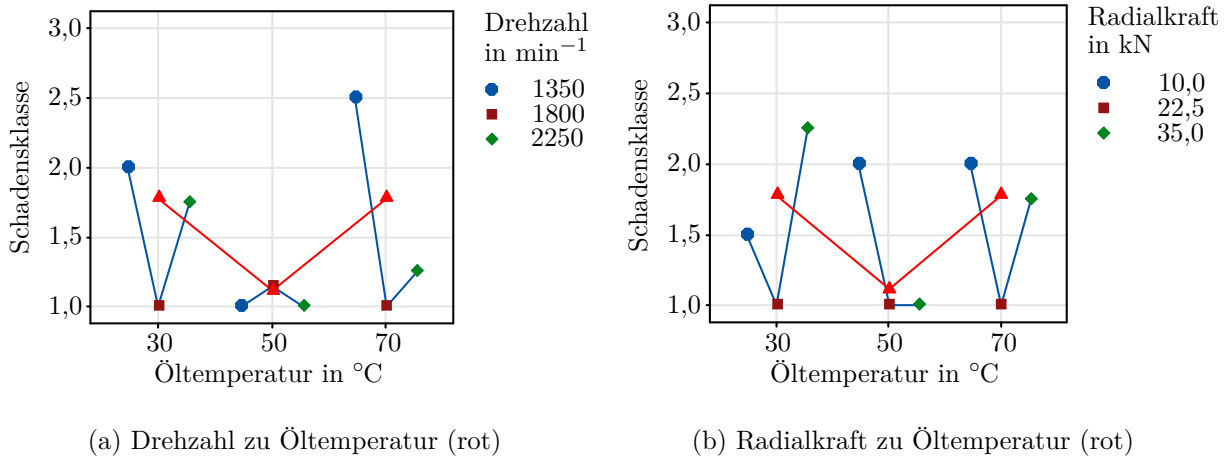


Abb. 61: Multi-Vari zur Wechselwirkung der Öltemperatur mit Drehzahl und Radialkraft

Analog zur Öltemperatur zeigt auch das Betriebsspiel eine Wechselwirkung zu Drehzahl und Radialkraft. Identisch ist ebenfalls das geringste Anschmierisiko bei der mittleren Stufe. Niedriges Betriebsspiel kann auf der einen Seite den Schlupf durch eine größere Lastzone verringern. Auf der anderen Seite kann hierbei eine im Betrieb stattfindende thermische Betriebsspielreduzierung auch zum stärkeren gegenseitigen Anlaufen der Wälzkörper führen. In der vorliegenden Anwendung scheint vor allem bei sehr niedrigem Betriebsspiel zweiteres zu einem erhöhten Anschmierisiko zu führen. Auf der anderen Seite entstehen durch hohes Betriebsspiel größere Kipp- und auch Schräkwinkel der Wälzkörper sowie eine kleinere Lastzone.

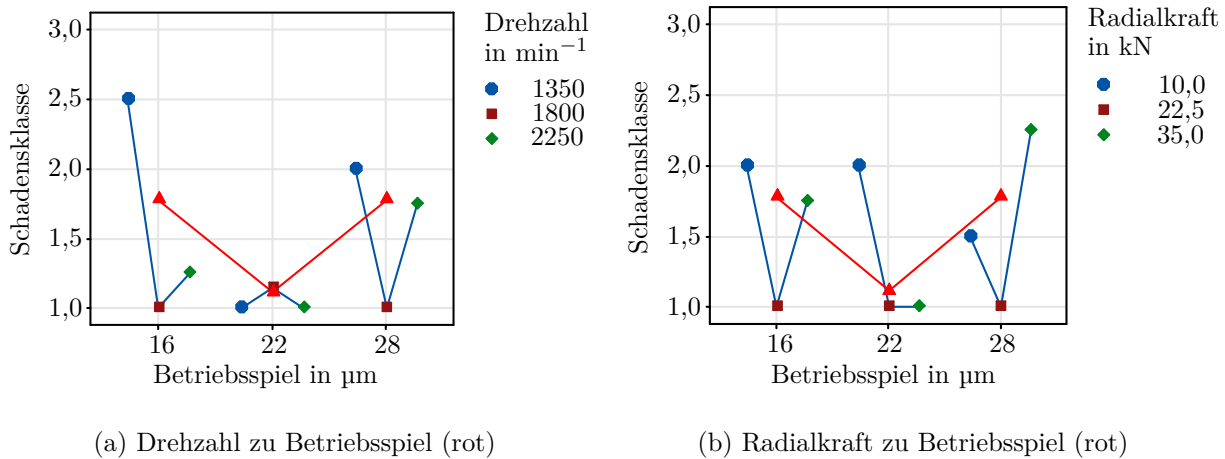


Abb. 62: Multi-Vari zur Wechselwirkung von Betriebsspiel mit Drehzahl und Radialkraft

6.4.4.4 Stichprobenartige Zusatzversuche: Einlauf, axiale Luft und Additivierung

Ziel der nachfolgenden stichprobenartigen Versuche ist zu zeigen, ob eine vollständige Verhinderung von Anschmierungen durch reduzierte axiale Luft am Außenring oder einen zusätzlichen Einlauf möglich ist. Hierzu werden die aus dem zentral zusammengesetzten Versuchsplan verwendeten Versuchspunkte mit Anschmierungen und gleichzeitig den kritischsten Parameterkombinationen entsprechend der statistischen Auswertung herangezogen.

Die Schlupfuntersuchungen in Kapitel 6.3.5 zeigen eine erhebliche Reduzierung des maximal auftretenden Wälzkörperschlupfs durch geringere axiale Luft am Außenring. Hierdurch sinkt zuallererst das Risiko für Vorschädigungen oder auch Anschmierungen zu den Lagerringen. Da die lastfreie Zone schrumpft, sinkt auch die Kontaktkraft und folglich das Ansmierrisiko zwischen den Wälzkörpern, welche nun weniger Rollen vor sich zurück in die Lastzone schieben müssen. Darüber hinaus zeigen die theoretischen Grundlagenuntersuchungen in Kapitel 5, dass durch geringe axiale Luft am Außenring außerdem mit geringeren Kipp- und auch Schräkwinkeln der Rollen wie auch des Innen- zu Außenrings zu rechnen ist. Der überwiegende Teil der bisher beobachteten Anschmierungen entstehen am Ende der Rollenprofile. Diese stellen bei Verkippungen den äußersten Auflage- und Kippunkt dar. Durch eine reduzierte Verkippung und Schräkung wandert der Kontakt zwischen den Wälzkörpern als auch zu den Ringen zur Mitte des Laufbahnprofils. Insgesamt entstehen hierdurch größere Kontaktflächen. Dies hat eine geringere Reibenergiedichte bezogen auf die Kontaktfläche zur Folge. Folglich ist von einem sinkenden Ansmierrisiko auszugehen.

Um diese These zu untersuchen, werden nachfolgend fünf angeschmierte Versuche aus Tabelle 11 bei um gemittelt $21\ \mu\text{m}$ niedrigerer axialer Luft durchgeführt. Die Versuchsdaten hierzu sind in Tabelle 13 zusammengefasst. Bei drei der fünf Versuche entstehen keine Anschmierungen. Eine vollständige Vermeidung durch Reduzierung der Axialluft ist folglich nicht möglich. Inwiefern bei den drei Versuchen ohne Anschmierungen die reduzierte Axialluft verantwortlich ist, kann ohne weitere Versuche zur statistischen Absicherung nicht nachgewiesen werden. Bezogen auf die statistische Auswertung im vorangehenden Kapitel zeigen exakt die beiden Versuche erneut Anschmierungen, welche auch entsprechend der Abbildungen 57 bis 62 die beiden anschmierkritischsten Versuchspunkt besitzen.

Tabelle 13: Zusatzversuche zu zentral zusammengesetztem Versuchsplan mit den Faktoren in Tabelle 10 und Ergebnissen in Tabelle 11. Hierzu um durchschnittlich $21\ \mu\text{m}$ reduzierte axiale Luft am Außenring bei $s_{ax,ar} = 69 \pm 1\ \mu\text{m}$

Nr. in Tabelle 11	Schadens- klasse	n in min	F_{rad} in kN	F_{ax} in kN	$T_{\text{Öl}}$ in °C	s_{rad} in μm
9	1	1350	35	2,3	30	27
15	1	1350	10	0,9	70	16
16	1	1800	10	1,6	50	23
18	3	1350	35	2,3	70	18
21	3	1350	10	2,3	30	17

Hierbei handelt es sich zum einen um die Kombination aus hoher Temperatur, Radial- und Axialkraft sowie niedriger Drehzahl bei Versuch 18. Zum anderen betrifft dies Versuch 21, der niedrige Temperatur, Radialkraft und Drehzahl mit hoher Axialkraft kombiniert. Dahingegen ist Versuch 16, der keine Ansmierungen zeigt, abgesehen von der niedrigen Radialkraft ein Zentralpunkt des Versuchsplans, der keine dieser statistisch extrem kritischen Faktoren besitzt. Versuch 15 besitzt - abgesehen von der niedrigen Axialkraft - eine kritische Kombination. Das Ausbleiben von Ansmierungen verstärkt den statistisch zuvor festgestellten Fakt, dass Ansmierungen bei niedriger Axialkraft unwahrscheinlicher sind. Lediglich Versuch 9 besitzt trotz ausbleibender Ansmierungen ebenfalls eine statistisch kritische Parameterkombination. Dieser zeigt im ursprünglichen Versuch als einziger Ansmierungen an beiden Profildenden der Laufbahn. Dies deutet auf stark verkippte und geschränkte Rollen hin. Deshalb ist davon auszugehen, dass die axiale Luft zu einem reduzierten Schränken und Kippen der Wälzkörper wie auch des Innenrings führt und dies folglich die Ansmierungen verhindert. Dass hierbei die Reduzierung der axialen Luft im Gegensatz zu Versuch 18 und 21 Wirkung zeigt, ist womöglich auf die in diesem Fall höhere radiale Luft zurückzuführen, welche bei einer ursprünglich hohen axialen Luft die starken Neigungen der Rollen zulässt.

In Kapitel 6.4.3 verhindert ein Einlauf bei $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $F_{rad} = 30 \text{ kN}$, $F_{ax} = 0,45 \text{ kN}$ bei $T_{\text{Öl},start} = 31^\circ\text{C}$ erfolgreich sowohl die zu Beginn entstehende Vorschädigung im Laufbahnkontakt zum Außenring als auch anschließende Ansmierungen zwischen den Wälzkörpern. Kombiniert mit der reduzierten Axialluft werden die beiden Versuche 18 und 21 aus Tabelle 13, welche weiterhin Ansmierungen zeigen, mit diesem zusätzlichen Einlauf wiederholt. Die Versuche sind zusammengefasst in Tabelle 14. Zunächst findet der Einlauf für 15 Minuten statt. Hierbei zeigt lediglich Versuch 18 Ansmierungen, welche allerdings eine deutlich geringere Breite als auch Höhe im Vergleich zu dem vorangehenden Versuch 18 in Tabelle 11 und 13 besitzen. Inwiefern ein längerer Einlauf schützt, wird durch Wiederholung der beiden Versuche mit 60 min Einlaufdauer untersucht. Während Versuch 21 in Tabelle 13 hiernach erneut keinerlei Ansmierungen zeigt, weist der Versuchspunkt 18 Ansmierungen derselben Ausprägung wie in den Versuchen in Tabelle 11 und 13 auf.

Tabelle 14: Zusatzversuche zu zentral zusammengesetztem Versuchsplan mit den Faktoren in Tabelle 10 und Ergebnissen in Tabelle 11. Hierzu um durchschnittlich $21 \mu\text{m}$ reduzierte axiale Luft am Außenring bei $s_{ax,ar} = 69 \pm 1 \mu\text{m}$. Einlauf bei $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $F_{rad} = 30 \text{ kN}$, $F_{ax} = 0,45 \text{ kN}$ bei $T_{\text{Öl},start} = 31^\circ\text{C}$

Nr. in Tabelle 11	Einlauf in min	Schadens- klasse	n in min^{-1}	F_{rad} in kN	F_{ax} in kN	$T_{\text{Öl}}$ in $^\circ\text{C}$	s_{rad} in μm
18	15	2	1350	35	2,3	70	18
21	15	1	1350	10	2,3	30	17
18	60	3	1350	35	2,3	70	18
21	60	1	1350	10	2,3	30	17

Die Ursache für den höheren Schadensgrad trotz längeren Einlaufs ist ohne weitere Versuche sowie eine statistische Absicherung nicht endgültig aufzuklären. Ursächlich können nicht vollständig beherrschbare thermische Schwankungen oder Montageeinflüsse am Prüfstand sein. Darüber hinaus wurde bisher nicht untersucht, wie sich die Verteilung unterschiedlicher Rollenlängen im Lager auf die Anschmierneigung auswirkt. Lediglich ein erheblicher Einfluss auf die Kinematik ist anhand der Versuche in Kapitel 6.3.6 für kürzere und längere Wälzkörper bekannt. Darüber hinaus können auch unterschiedliche Rauigkeiten der Lager zu signifikanten Unterschieden im Einlauf sowie dem anschließenden Anschmierrisiko führen. Eine mögliche weitere Erklärung lautet, dass ein zu Beginn einmaliges, starkes Anschmierereignis zu einer stärkeren und schnelleren Ausbreitung führt. Dieser Zusammenhang ist in der Literatur als lawinenartiger Effekt für Anschmierungen mit signifikantem Materialübertrag beschrieben [12, 16, 18, 20].

Wenn auch nicht vollständig erklärbar, welcher Einfluss zu geringeren Anschmierungen bei kürzerem Einlauf führt, wurde das eigentliche Ziel der Versuche dennoch erreicht. Dieses betrifft die Aussage, ob eine vollständige Verhinderung durch Reduzierung der Axialluft und einen zusätzlichen Einlauf möglich ist. Während grundsätzlich durch beide Maßnahmen eine Reduzierung der Versuchspunkte mit Anschmierungen oder auch des Schadensgrads erreicht wird, können Anschmierungen dennoch nicht vollständig verhindert werden. Inwiefern sich die beobachtete Reduzierung als Ergebnis von Störgrößen oder als signifikante Verbesserung darstellt oder auch nur eine Verschiebung des Anschmierrisikos zu anderen Lastkombinationen zur Folge hat, ist in zukünftigen Testreihen zu untersuchen. Speziell der Einlauf zeigt hier Potenzial, da dieser statistisch abgesichert für einen mehrfach reproduzierbaren Versuch mit Anschmierungen in Kapitel 6.4.3 sowie auch in den Literaturquellen [17, 29] als erfolgreiche Abhilfemaßnahme dient.

33 % der Versuche im zentral zusammengesetzten Versuchsplan in Tabelle 11 zeigen Anschmierungen. Trotz der gezielten Durchführung ohne Einlauf sowie durchaus kritischen Lastkombinationen, welche zum Teil über den realen Anwendungsbereich hinausgehen, stellt dies eine nicht erwartete, hohe Anzahl an Schadensfällen dar. In der realen Anwendung sowie der Literatur sind keine derart hohen Anschmierrisiken bekannt. Die These hierzu lautet, dass das unadditivierte Öl sein Ziel in den Untersuchungen erfüllt und das Anschmierrisiko zur einfacheren Untersuchung kritischer Parameterkombinationen erhöht. Der Nachweis hierfür erfolgt durch die Wiederholung der neun angeschmierten Versuche in Tabelle 11. Die gewählten Toleranzen des Prüflagers und des Gleitlagers sind vergleichbar. Einziger Unterschied ist die Beimischung von einem Liter des standardmäßig additivierten Öls zu den 60 l Öl im Schmierstoffkreislauf mit nahezu additivfreier Zusammensetzung. Abgesehen hiervon sind beide Öle identisch. Entsprechend der Erwartung zeigt sich eine fast vollständige Verhinderung der adhäsiven Verschleißform in den neun wiederholten Versuchen. Lediglich Versuchspunkt 18 zeigt weiterhin Anschmierungen, welche dasselbe Ausmaß des ursprünglichen Versuchs besitzen.

Tabelle 15: Additivzusammensetzung des standardmäßig und niedrig additivierten Hydrauliköl

Additiv	geringe Additivierung in mg/kg	Standard-Additivierung in mg/kg
Zink	-	358
Phosphor	29	334
Schwefel	489	2975
Kalzium	14	34

Tabelle 15 zeigt die Zusammensetzung der Additive beider verwendeter Öle. Hauptbestandteil der standardmäßigen Additivierung ist Zinkdithiophosphat (ZDTP), welches eine Verbindung aus Zink (Zn), Phosphor und Schwefel (S) darstellt. Diesem ist vorwiegend der deutlich verbesserte Schutz gegen Anreicherungen zuzuschreiben. Für tiefer gehende Analysen des Wirkungsmechanismus wird auf die Vielzahl an Veröffentlichungen, z.B. [93–96], verwiesen. ZDTP führt zu einer zähen und harten, zum Teil glasartigen Reaktionsschicht, welche dazu beiträgt unter starken Belastungen vor Verschleiß zu schützen. Allerdings ist hierfür eine darauf abgelagerte, weiche Adsorptionsschicht erforderlich, um die Belastung gleichmäßig zu verteilen. Diese entsteht aus Ablagerungen des ZDTP selbst, aber vor allem aus Oxidation und Polymerisation des Grundöls. Der Aufbau einer verschleißschützenden ZDTP-Reaktionsschicht ist schematisch in Abbildung 63 dargestellt. Insofern der Aufbau der Reaktionsschicht schneller als deren Abbau ist und gleichzeitig aber nicht derart schnell, dass Korrosion entsteht, kann eine schützende Wirkung erzielt werden. Allerdings ist die Wirksamkeit stark abhängig von der Thermik, dem Werkstoff, Grundöl und auch der Wasserkontamination, welche alle den Reaktionsablauf verändern. [96] Dies zeigt sich beispielsweise in Versuchen an Modell-Prüfständen [17], in denen mit ZDTP keine Veränderung im Anreicherungsverhalten festgestellt wird.

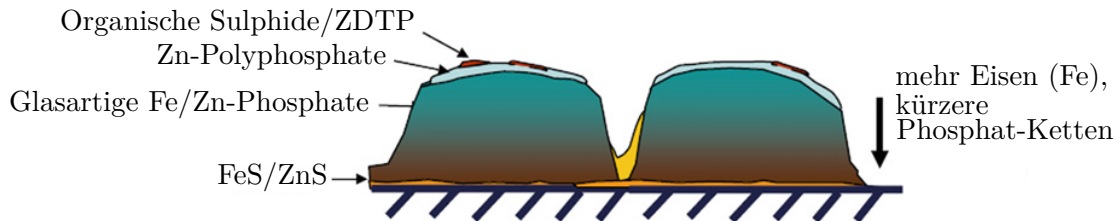


Abb. 63: Schematische Zusammensetzung einer ZDTP-Grenzschicht [93, 94]

6.4.5 Anreicherungen in vollfaktorieller Schlupfmessung

Innerhalb der vollfaktoriellen Schlupfmessungen in Kapitel 6.3.3 sind geringe Anreicherungen und Sekundärschäden für das Lager mit hoher radialer Luft $s_{rad} = 28 \mu\text{m}$ festzustellen. Aufgrund der geringen Schädigung ist von einem untergeordneten Einfluss auf das Schlupfverhalten auszugehen. Ein erhöhter Schlupf aufgrund stärkerer Reibung zwischen den Rollen und zunehmendem Betriebsspiel entsteht erst bei großer Schadensausbreitung. Dies zeigt sich beispielsweise in der Schlupfmessung in Abbildung 50 (b). Das ebenfalls in Kapitel 6.3.3 untersuchte Lager mit geringer radialer Luft $s_{rad} = 16 \mu\text{m}$ zeigt dahingegen keine Schädigung. Deshalb werden zur Untersuchung des Toleranzeinflusses auf das Anreicherungsverhalten weitere vollfaktorielle Versuche analog der Schlupfmessungen durchgeführt. Hierdurch wird gleichzeitig auch die Reproduzierbarkeit der vollfaktoriellen Schlupferfassung nachgewiesen. Vorrangig wird hierbei die radiale Luft untersucht. Die axiale Luft wird aufgrund einer geringen Anzahl von Lagern mit geeigneten Toleranzgrößen lediglich stichprobenartig getestet. Die Versuche beinhalten die in Tabelle 5 zusammengefassten 16 Radialkraftstufen, 7 Axialkraftstufen sowie 5 Drehzahlstufen und werden analog zu der Beschreibung in Kapitel 6.3 durchgeführt. Dies beinhaltet unter anderem auch den Einlauf von 2 h. Die untersuchten Temperaturstufen sowie die Ergebnisse sind Tabelle 16 zu entnehmen.

Tabelle 16: Anschmierungen in vollfaktoriellen Versuchen abhängig von radialer Luft und axialer Luft am Außenring

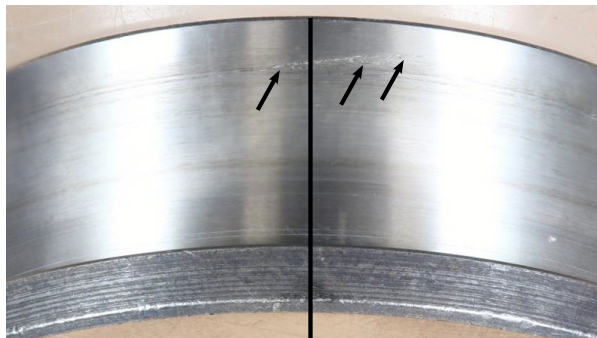
$T_{\text{Öl}}$ in °C	s_{rad} in μm	$s_{ar,ax}$ in μm	Schaden
50	31	93	x
50, 70	30	99	x
50	30	95	x
30, 50, 70, 90	30	66	
50, 70	29	95	x
30, 50, 70, 90	28	100	x
30, 50, 70	26	74	
50, 70	24	76	
50, 70	24	92	
50, 70	18	94	
50, 70	17	95	
30, 50, 70, 90	16	97	

Es zeigt sich eine eindeutige Grenze bei hoher radialer Luft von $s_{rad} = 28 \mu\text{m}$, unter welcher bei gleichbleibender axialer Luft von $s_{ax} = 96 \pm 4 \mu\text{m}$ keine Anschmierungen entstehen. Für die stichprobenartige Untersuchung bei hoher radialer Luft von $s_{rad} = 30 \mu\text{m}$ und geringer axialer Luft von $s_{ax} = 66 \mu\text{m}$ entstehen keine Anschmierungen. Letzteres ist zurückzuführen auf den Schlupf und Verkippungen mindernden Effekt sinkender axialer Luft am Außenring.

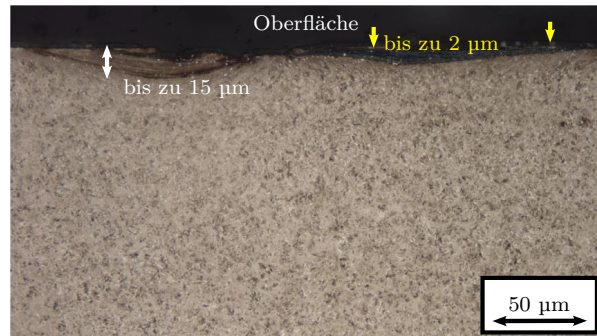
Die angeschmierten Lager werden durch den zuvor stattgefundenen Einlauf nicht geschützt. Die Schädigung beläuft sich auf maximal ein Viertel der axialen Breite. Der Schadensgrad ist abgesehen von startenden Micropittings am Außenring innerhalb der Lastzone vergleichbar mit dem analysierten Versuch in Abbildung 48. Aufgrund des schnellen Durchlaufs der einzelnen Laststufen liegen anschmierkritische Betriebsbedingungen lediglich kurzzeitig vor. Folglich resultiert eine langsamere Ausbreitung als unter dauerhaft kritischen Versuchsbedingungen.

Verantwortlich für die Anschmierungen in der vollfaktoriellen Schlupfmessung sind wahrscheinlich die hohen Schlupfwerte bei hoher Axialkraft, welche sich für Lager mit hoher radialer Luft (siehe Abbildung 36) bei niedriger Radialkraft einstellen. Dieses Schlupfverhalten stellt den markantesten Unterschied zwischen niedriger und hoher Radialluft dar. Darüber hinaus zeigt sich in den durchgeführten Versuchen in Kapitel 6.4.3, dass eine hohe Axialkraft bereits bei kurzzeitig hohem Schlupf Anschmierungen zwischen Wälzkörpern und Außenring hervorruft.

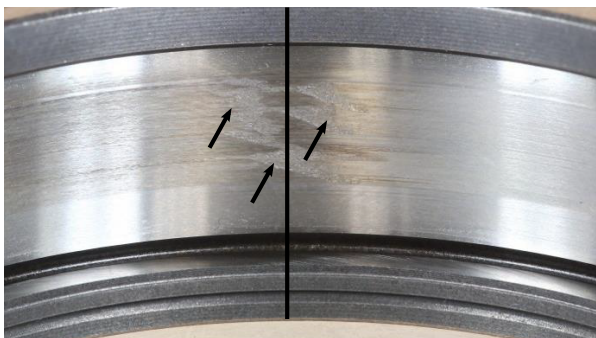
Dies zeigt sich unter anderem auch in stichprobenartigen Versuchen bei hohem Betriebspiel, hoher Drehzahl $n = 3000 \text{ min}^{-1}$, niedriger Radialkraft zwischen 5 und 15 kN und hoher Axialkraft bei 2,7 kN. Das dabei entstehende Schadensbild in Abbildung 64 verdeutlicht den durch den hohen Schlupf hervorgerufenen Anschmiermechanismus, welcher in der Beschleunigungszone zu den stärksten beobachteten Materialübertragungen zwischen Wälzkörper und Außenring führt. Aufgrund des dauerhaft vorliegenden hohen Schlupfs für diesen Versuchspunkt breiten sich die Anschmierungen hierbei bereits nach 24 h Laufzeit nahezu über die vollständige Laufbahnbreite aus. Ohne weitere Versuche ist allerdings nicht auszuschließen, dass auch andere Versuchspunkte durch die höhere radiale Luft und den hieraus folgend erhöhten Schlupf ein größeres Ansmierrisiko besitzen.



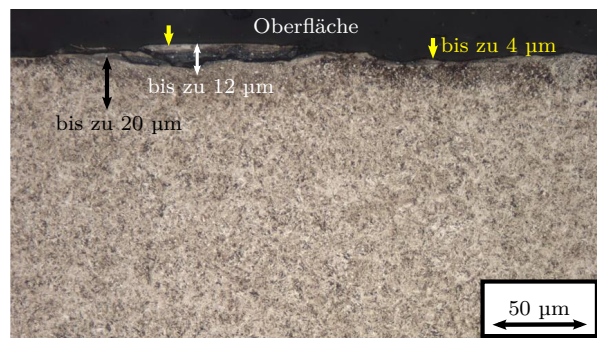
(a) Innenring: Kratzer und vereinzelte, starke Anschmierungen (schwarz)



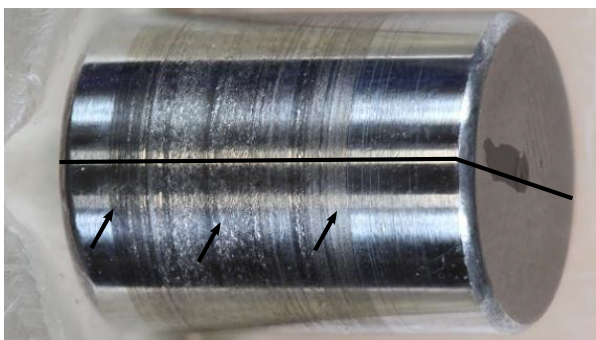
(b) Innenring: Materialausriss (weiß), Neuhärtung (gelb)



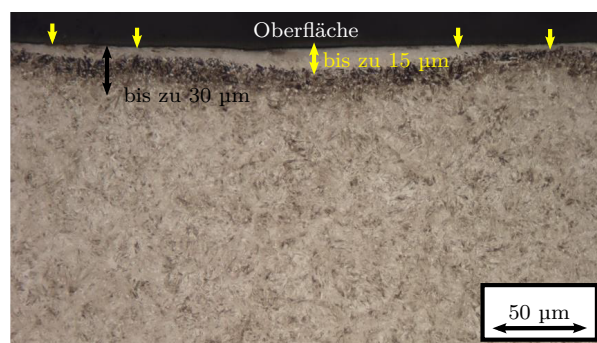
(c) Außenring - Beschleunigungszone: Starke Anschmierungen



(d) Außenring - Beschleunigungszone: Materialausriss (weiß), Neuhärtung (gelb), dunkel ätzende Wärmeinflusszone (schwarz)



(e) Wälzkörper: Axial ausbreitende Anschmierungen



(f) Wälzkörper: Neuhärtung (gelb) und dunkel ätzende Wärmeinflusszone (schwarz)

Abb. 64: Starke Anschmierungen zwischen Wälzkörpern und Ringen nach 24 h Laufzeit bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$, $F_{rad} = 5 \text{ kN}$, $F_{ax} = 2,7 \text{ kN}$, $s_{ax,ar} = 96 \text{ μm}$, $s_{rad} = 31 \text{ μm}$ und $T_{\text{Öl}} = 40^\circ\text{C}$

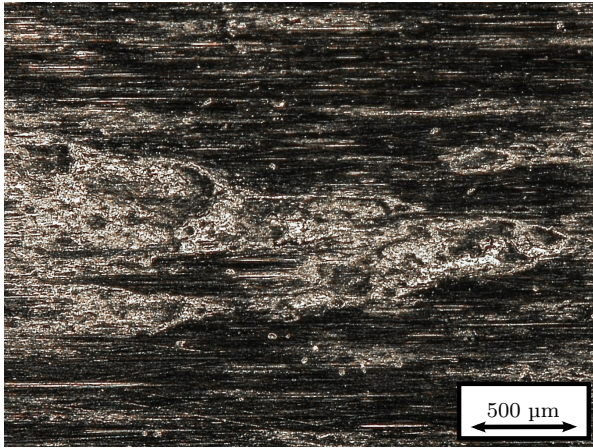
6.4.6 Wälzkörperprüfstand

Die nachfolgenden stichprobenartigen Versuche finden im Rahmen der Inbetriebnahme des in Kapitel 4.3 vorgestellten Prüfstands statt. Die Versuche dienen dem erfolgreichen Nachweis, mit Hilfe des neuen Prüfstandskonzepts Ansmierungen zwischen Wälzkörper und Innenring herstellen zu können. Zusätzlich wird die Funktionsweise des speziell angefertigten Wälzkörperdrehzahlsensors verifiziert. Die Inbetriebnahme erfolgt zunächst mithilfe einer 1-Komponenten-Kraftmessdose. Durch Erweiterung um eine 3-Komponenten-Kraftmessdose können zusätzlich auch die Reibfaktoren während des Ansmierprozesses ermittelt werden.

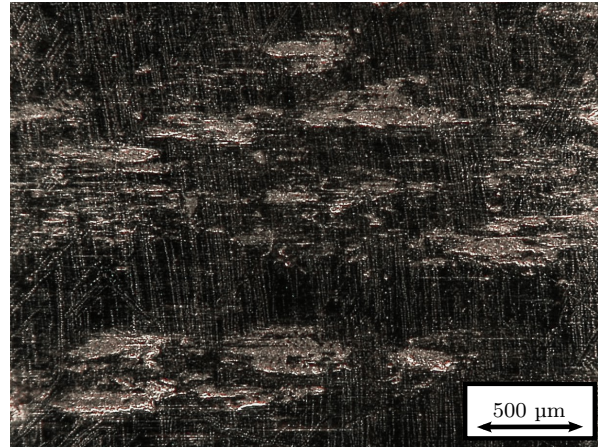
Wenn auch der dominierende Ansmiermechanismus mit starken Materialübertragungen in der vorliegenden Arbeit zwischen den Wälzkörpern stattfindet, so zeigen die Untersuchungen, dass häufig geringe Ansmierungen oder Vorschädigungen im Rolle-Laufbahn-Kontakt zuvor erforderlich sind, um diese hervorzurufen (siehe Kapitel 6.4.3 und 6.4.4). Mit Hilfe des neuen Prüfstands wird aufbauend auf dieser Arbeit untersucht, unter welchen Bedingungen diese Vorschädigungen entstehen. Zudem können gezielt Wälzkörper in Versuche am vollständigen Lager eingebracht werden. Dies dient der Beurteilung, welches Maß einer Vorschädigung nötig ist, um weitere Ansmierungen im Rolle-Rolle-Kontakt hervorzurufen. Im Anschluss daran sollen unter anderem das Einlaufverhalten sowie der Einfluss verschiedener Wälzkörperprofilierungen und Öle auf das Ansmierverhalten untersucht werden. Hierzu können Kipp- und Schrägkinkel, Drehzahl, Lastgradient und Bremskraft variiert werden.

Abbildung 65 zeigt reproduzierbar hervorgerufene Ansmierungen. Sowohl die Wälzkörper als auch der Innenring zeigen im Versuch am neuen Wälzkörperprüfstand eindeutige Materialübertragungen sowie Neuhärtungen und auch Wärmeeinflusszonen. Hervorzuheben ist der optische Unterschied zwischen den Ansmierungen an Wälzkörpern und Innenring. Da die Ansmierungen vor allem zu Beginn der Beschleunigungsphase stattfinden [18], legt die Oberfläche des Wälzkörpers hierbei deutlich weniger Weg als die des Innenrings zurück. Dies führt zu kurzen, hiebartigen Ansmierungen am Wälzkörper und den typischen länglichen und pfeilförmigen Ansmierungen [16, 17] an den Innenringen. Die Schädigung ist vergleichbar zu dem in Abbildung 64 dargestellten Versuch, welcher eindeutige Ansmierungen zwischen Wälzkörpern und beiden Lagerringen zeigt.

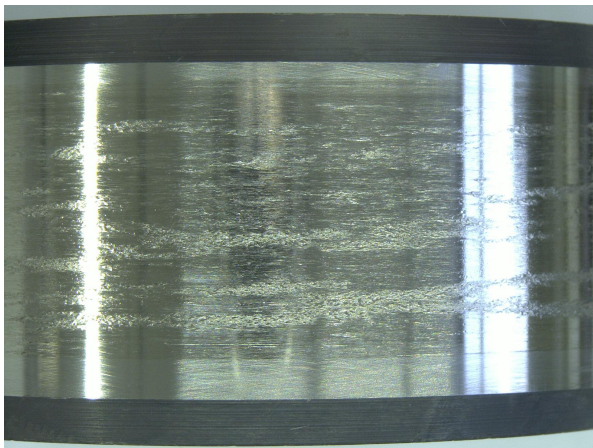
Die Einstellungen für diesen Versuch lauten: Wälzkörperkippwinkel von 15° , Innenringdrehzahl $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, Bremskraft von 450 N unter Verwendung von Teflon-Bremsscheiben sowie einem radialen Lastgradient während der Beschleunigung von 20 N/ms bei einer maximalen Last von 1 kN. Versuche, bei denen Kippwinkel, Bremskraft, Lastgradient oder die Innenringdrehzahl niedriger gewählt sind, führen zu keinen Ansmierungen.



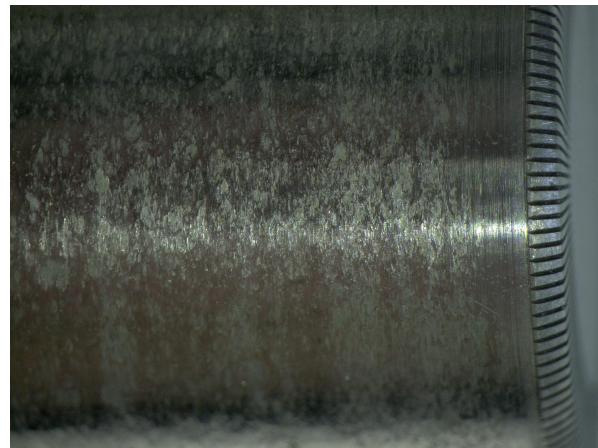
(a) Innenring: pfeilförmige, vereinzelte Ansmierungen nach 10 min Laufzeit



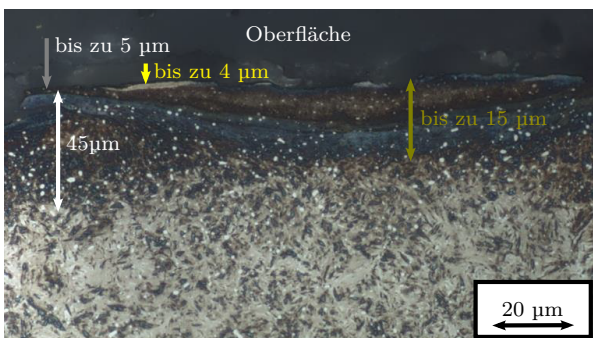
(b) Wälzkörper: vereinzelte, hiebartige Ansmierungen nach 10 min Laufzeit



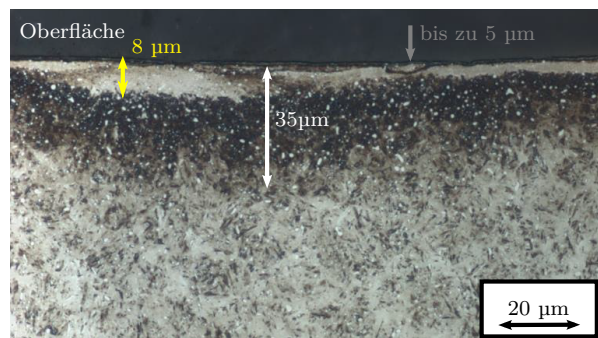
(c) Innenring: mehrfache, längliche und pfeilförmige Ansmierungen nach 45 min Laufzeit



(d) Wälzkörper: mehrfache, hiebartige Ansmierungen nach 45 min Laufzeit



(e) Innenring: Neuhärtung (gelb), Wärmeinflusszone (weiß), feine Anrisse (grau) sowie Materialauf- und abtrag (grün) nach 15 min Laufzeit



(f) Wälzkörper: Neuhärtung (gelb), Wärmeinflusszone (weiß) sowie feine Anrisse (grau) nach 15 min Laufzeit

Abb. 65: Ansmierungen am Wälzkörperprüfstand nach 15 min und 45 min Laufzeit

Die Licht emittierende und absorbierende Glasfaser sowie die nachgeschaltete Elektronik liefern in Kombination mit dem Strichraster ein sinusförmiges Spannungssignal zwischen 0 und 10 V. Dieses wird inkrementell anhand der Maxima, Minima und Nulldurchgänge zur in Abbildung 66 dargestellten Drehzahl umgerechnet. Die Beschleunigungsdauer liegt bei unter 3 ms und ist vergleichbar zu den Schlupfmessungen an vollständigen Lagern, in welchen nachweislich Ansmierungen im Rolle-Ring-Kontakt auftreten. Bereits bei 24 N wird die maximale Wälzkörperdrehzahl erreicht, was 95 % der kinematischen Soll-drehzahl entspricht. Aufgrund des einseitig antreibenden Kontakts und der Reibung im hydrostatischen Lager verbleibt ein vernachlässigbarer Schlupf innerhalb der Lastphase. Im Vergleich zu Versuchen ohne Ansmierungen, zeigen sich keine signifikanten Sprünge oder Unterschiede im Beschleunigungs- oder Drehzahlverhalten.

Es ist anzunehmen, dass die Ansmierungen bereits bei Erreichen von 5 % bis 8 % der Sollgeschwindigkeit entstehen [18]. In diesem Zeitfenster entsteht nahezu keine Rotation, so dass die Auflösung der Drehzahl aufgrund der begrenzten Strichanzahl zu gering ist, um mögliche geringe Unterschiede und Auffälligkeiten zu detektieren. Die Beschleunigungsdauer nimmt erwartungsgemäß für höhere Lastgradienten oder niedrigere Bremskräfte und Drehzahlen ab. Zur Erkennung des Ansmierzeitpunkts, welcher die Datengrundlage für zukünftige thermo-elastohydrodynamische Simulationen liefert, ist für zukünftige Versuche die zusätzliche Messung der Reibkraft sowie der akustischen Emission geplant. Hinsichtlich letzterer sind adhäsive Verschleißmechanismen im Bereich von 70 kHz bis 1 MHz zu suchen [97–99].

Die jeweils zwei oberhalb des Innenrings und unterhalb des Wälzkörpers angebrachten Abstandssensoren messen gemeinsam den sich zeitlich verändernden Kippwinkel zwischen Wälzkörper und Innenring. Während der Beschleunigungsphase reduziert sich der Kippwinkel weniger als 2°. Allerdings schwankt während eines Versuchs mit kurzer Laufzeit der zu Beginn der einzelnen Beschleunigungsphasen vorliegende Kippwinkel durch Reibung und Spiel in der Aufhängung und unvollständiges Zurückstellen um bis zu 3°. Eine lange Laufzeit führt zum Trockenlaufen der bis hierhin als Radialführung eingesetzten Gleitlagerbuchsen und folglich zu fortschreitend reduzierten Kippwinkeln. Dies hat eine axiale Ausbreitung der zu Beginn an den Profilen festzustellenden Ansmierungen auf die gesamte Mantelfläche zur Folge. Dies ist auch in den Versuchen der vollständigen Lager zu beobachten. Durch die bereits bestehenden Ansmierungen reicht ein niedrigerer Kippwinkel aus, um weitere Ansmierungen hervorzurufen. Durch zukünftigen Einsatz von vorgespannten und lebensdauer geschmierten Kugelbuchsen statt der offenen Messingsinterbuchsen soll diese Schwankung reduziert und die Reproduzierbarkeit erhöht werden.

Zusammengefasst liefern die stichprobenartig durchgeführten Versuche den Nachweis für die Entstehung von Ansmierungen im Wälzkörper-Ring-Kontakt. Speziell die geringe Schwankung des Kippwinkels zu Beginn des Versuchs und hierbei allen voran innerhalb der Beschleunigungsphase lässt bereits reproduzierbare Ansmierversuche für kurze Laufzeiten zu. Die durchgeführten Versuche zeigen bereits, dass Ansmierungen im Rolle-Ring-Kontakt ausschließlich für sehr kritische Bedingungen entstehen. In diesem Fall sind das maximaler Schlupf, hohe Bremskraft und starke Verkippung. Die erfolgreiche Herstellung von Ansmierungen mit Hilfe des neu entwickelten Modellprüfstands ermöglicht zukünftige Versuche, um sowohl das grundlegende Verständnis über Ansmierungen zu erweitern als auch Einflüsse von Öl, Profilen und vor allem der bisher nur wenig untersuchten Schiefstellungen zu analysieren.

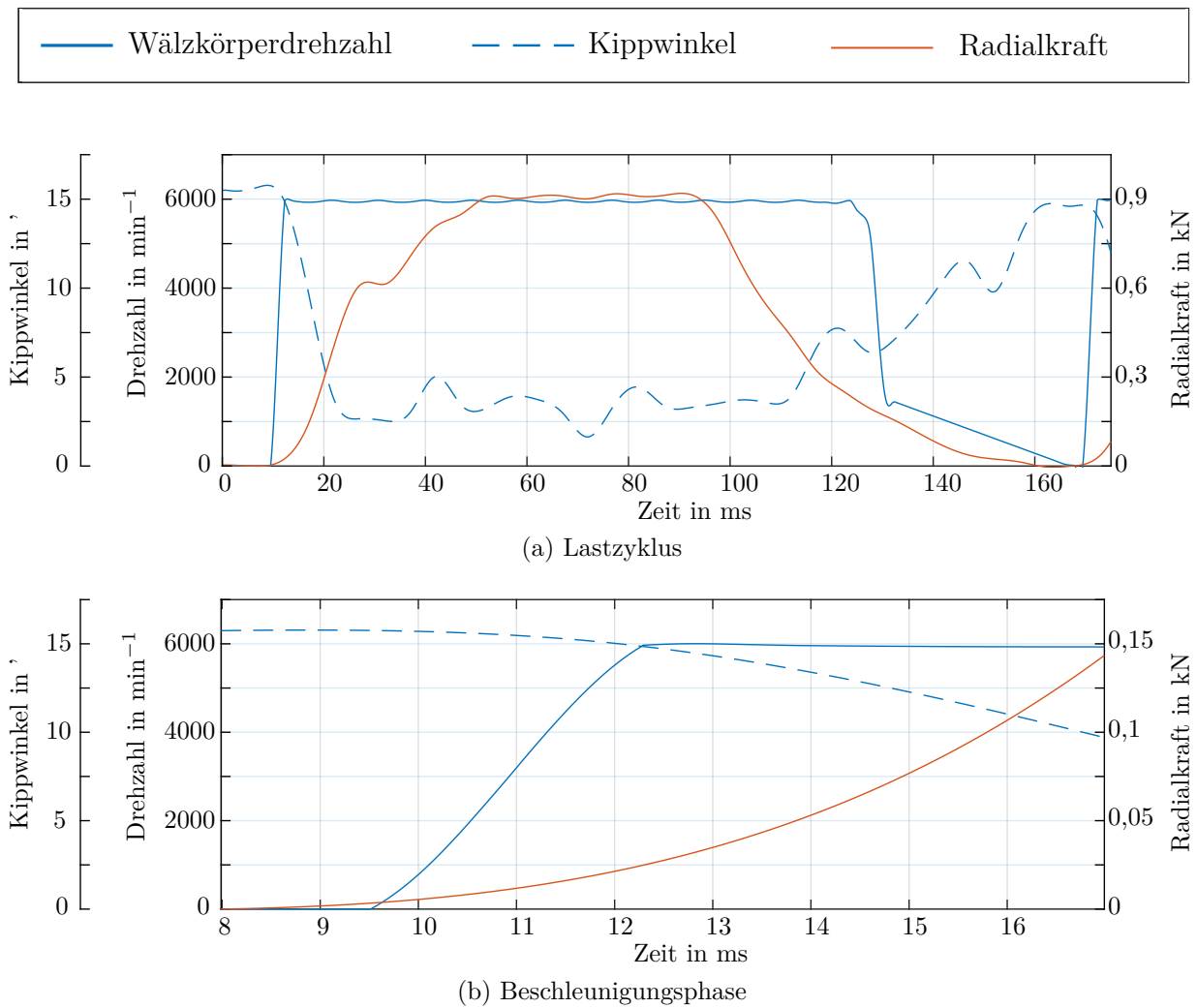


Abb. 66: Verlauf der Wälzkörperdrehzahl, des Kippwinkels und der Radialkraft am Wälzkörperprüfstand innerhalb des Lastzyklus und der Beschleunigungsphase

SCHLUSSFOLGERUNG

Die vorliegende Arbeit behandelt das Schlupf- und Anschmierverhalten vollrolliger Zylinderrollenlager unter kombinierter Belastung aus Axialkraft und exzentrischer Radialkraft. Das untersuchte Lager befindet sich hierbei vollständig in Öl getaucht. Anschmierungen reichen von plastischen Deformationen, Aufrauung der Oberfläche bis hin zu Materialübertragungen. Ursächlich hierfür sind hohe Gleitgeschwindigkeiten bei ausreichend hoher Pressung sowie unzureichender Schmierung des Kontakts.

Nach aktuellem Stand gibt es hierfür keine ausreichende Wissensgrundlage, unter welchen Parameterkombinationen bei einer kombinierten Belastung aus exzentrischer Radialkraft sowie einer zusätzlichen Axialkraft erhöhtes Ansmierrisiko vorliegt. Die vorliegende Arbeit dient dazu, die Mechanismen sowie die Stärke der einzelnen Einflussfaktoren auf das Anschmierverhalten unter diesem Belastungsprofil besser nachvollziehen zu können. Die abgeleiteten Verallgemeinerungen sowie die grundlegende Methodik fungieren langfristig als Basis für eine zuverlässigere Entwicklungs- aber auch Validierungsphase. Der Fokus der Untersuchungen liegt auf kleinen Lagerbaugrößen, welche allgemein in der Literatur nur selten mit Anschmierungen in Verbindung gebracht werden.

Dem entgegen wird in der Literatur vor allem ein erhöhtes Ansmierrisiko bei großen Wälzlagern gesehen, wie sie beispielsweise in Windturbinen eingesetzt werden. Die zum Anschmieren veröffentlichten Untersuchungen behandeln ausnahmslos zentrisch, radial belastete Lager oder finden an Tribometern mit einzelnen Rollen und Innenringen statt. Vor allem der Einfluss einer zusätzlichen Axialkraft ist ungeklärt. Abgeleitet aus diesen Veröffentlichungen ergibt sich ein zunehmendes Ansmierrisiko für:

- hohe Schlupfwerte
- große Lager durch hohe Massenträgheit der Wälzkörper
- vollrollige Lager
- hochdynamische Wellendrehzahl
- mangelhafte Schmierung
- ungünstigen oder verunreinigten Schmierstoff
- Schiefstellung der Wälzkörper
- fehlenden Einlauf

Hoher Schlupf, welcher hohe Gleitgeschwindigkeiten im Laufbahnkontakt zwischen Rollen und Ringen sowie stärkere Kräfte zwischen den Wälzkörpern zur Folge hat, wird in der Literatur eindeutig mit einem erhöhten Ansmierrisiko in Verbindung gebracht. Die Lagerkinematik ergibt sich durch die vorliegenden Kräfte, Reibfaktoren sowie die Ausrichtung und Lage der Wälzkörper innerhalb des Lagers, welche allesamt umgekehrt auch wiederum von der Kinematik abhängen. Folglich haben alle Stellgrößen und Toleranzen mit signifikantem Einfluss auf die Kinematik auch Auswirkungen auf das Ansmierrisiko.

Die Kinematik lässt sich innerhalb des vollrolligen Lagers mittels des Wälzkörper- und des Wälzkörpersatzschlupfs beschreiben. Für eine ganzheitliche Systembetrachtung werden vollfaktorielle Schlupfmessungen zu Stellgrößen am Prüfstand sowie Toleranzgrößen des Welle-Lager-Systems durchgeführt. Dies beinhaltet über 20.000 durchgeführte Schlupfmessungen. Innerhalb der vorliegenden Arbeit charakterisieren 3.192 Versuchspunkte in Form von Kennfeldern alle signifikanten Einflussfaktoren auf das Schlupfverhalten. Anhand einzelner Lager werden dessen Schlupfverhalten für bis zu 2.240 Punkte innerhalb eines vierteiligen Versuchs aufgezeichnet. Hierzu wird der Prüfstand mit der ermittelten Einschwingdauer der Wälzkörperkinematik und der darauf angepassten automatisierten Lastgrößenregelung angesteuert. Im Vergleich zu reinen Anschmierversuchen, welche in diesem Umfang aufgrund des Rüstaufwands des Prüfstands nicht möglich sind, kann hierdurch das auf multiplen, nicht linearen Effekten beruhende Verhalten der Lager analysiert und verstanden werden.

Für die Drehzahlerfassung des Wälzkörpers wird eine koaxial zum Wälzkörpersatz liegende Kupferspule sowie ein diametral geteilter Magnet verwendet. Für die Auswertung des sinusförmigen Spulensignals, welches die Drehzahlinformation des Wälzkörpers enthält, wird eine auf der Amplitudenproportionalität basierende, vollautomatisierte und neue Auswertemethode entwickelt. Entgegen der in der Literatur beschriebenen frequenzbasierten Auswertung des Spulensignals überzeugt diese durch geringere Schlupfüberschätzung bei hochdynamischen Beschleunigungen sowie höhere Robustheit gegenüber Rauschen. Hierdurch kann auf eine aufwendige Filterung und Glättung des Signals verzichtet werden, welche verzerrende Effekte des Drehzahlverlaufs hervorrufen können.

Als Grundlage für die durchgeführten Schlupfmessungen wird zunächst die Einschwingdauer eines Lastpunkts ermittelt, ab welchem ein konstantes Schlupfverhalten vorliegt. Das thermische Einschwingen, welches den Schlupf vor allem über Änderung des Betriebsspiels beeinflusst, benötigt abhängig des Lastpunkts 10 bis 60 s. Zusammen mit der nachgewiesenen Reproduzierbarkeit bei vollständiger Neumontage des Prüfstands ermöglicht dies die anschließend durchgeführte, aussagekräftige Parameterstudie zum Schlupfverhalten. Die untersuchten Parameter zeigen alle mit Ausnahme der axialen Luft am Innenring Einfluss auf das Schlupfverhalten. Zunehmende Schlupfwerte entstehen zusammengefasst für:

- abnehmende Drehzahl aufgrund der erhöhten Verweilzeit in der lastfreien Zone
- abnehmende Radial- und Axialkraft aufgrund der schrumpfenden und voneinander abhängigen radialen und axialen Lastzone
- abnehmende Öltemperatur durch höhere Planschverluste
- zunehmendes Betriebsspiel durch hohe Lagerluft oder geringe thermische Betriebsspielreduzierung
- äußerst geringes oder negatives Betriebsspiel durch stärkeres gegenseitiges Bremsen der Wälzkörper
- höhere axiale Luft aufgrund kleinerer axialer Lastzone
- kürzere Wälzkörper relativ zum Wälzkörpersatz durch geringeren Bordkontakt
- höheres Gleitlagerspiel und folglich stärkeres Wellenkippen durch kleinere axiale Lastzone

Wälzkörpersatzschlupf entsteht in keinem der Versuchspunkte, da die radiale Belastung stets ausreicht, um den Wälzkörpersatz in der Lastzone vollständig anzutreiben. Die Untersuchungen zeigen für einen Großteil der Betriebsbedingungen hohe Schlupfwerte des Wälzkörpers über der in der Literatur genannten kritischen Grenze von 80 %, ab welcher unter den richtigen Rahmenbedingungen Ansmierungen auftreten können. Eine Differenzierung kritischer und unkritischer Betriebsbedingungen in der vorliegenden Anwendung allein anhand des Schlupfs ist deshalb nicht möglich.

Allerdings zeigen vollfaktorielle Schlupfmessungen mit hoher radialer und axialer Luft nach Abschluss den Beginn von Ansmierungen am Profilende der Rollen. Eine jeweilige Reduzierung führt für beide Parameter zum Verhindern der Schädigung. Ursächlich hierfür sind deutlich reduzierte Schlupfwerte und Schiefstellungen der Wälzkörper. Am größten fällt dieser Effekt bei niedrigen Radialkräften, hohen Drehzahlen und hohen Axialkräften aus, welche - wie die weiteren systematischen Versuchsreihen zeigen - nachweislich einzeln oder zusammen das Ansmierrisiko erhöhen. Dies unterstreichen auch zusätzliche stichprobenartige Ansmierversuche, welche an diesen aus den Schlupf-Kennfeldern abgeleiteten Betriebsbedingungen mit hohem Schlupf durchgeführt werden. Vor allem der Schadensmechanismus ist hierbei hervorzuheben, welcher starke Ansmierungen im Rolle-Ring Kontakt vorweist und folglich den hohen Schlupf als Ursache bestätigt.

Die Schadensanalyse bekannter Validierungsversuche mit überhöhten, dynamischen Lasten zeigt, dass die Ansmierungen am Profilende der Rollen entstehen. Dies deutet darauf hin, dass Schiefstellungen verantwortlich für die Ansmierungen sind. Die theoretischen Betrachtungen zeigen, dass diese speziell für hohe Radial- und Axialkräfte zu erwarten sind. Die anschließenden, statischen Versuche bei den maximalen Lasten des zuvor dynamischen Versuchs bestätigen diese These. Eine Analyse mit zusätzlicher Schlupfmessung zeigt, dass hierbei die initiale Ansmierung in der Beschleunigungszone im Laufbahnkontakt zum Außenring stattfindet. Obwohl bereits nach 60 s der Schlupf auf 0 % zurückgeht, breiten sich die Ansmierungen im weiteren Verlauf deutlich aus. Verantwortlich hierfür ist der Wälzkörper-Wälzkörper-Kontakt, dessen Schmierung aufgrund der Vorschädigung beeinträchtigt ist.

Die hohe Reproduzierbarkeit dieses statischen Versuchs ermöglicht Ansmierversuche in Form einer Einzelparametervariation, bei welcher lediglich ein Parameterwert verändert wird. Noch einmal höher gewählte Kräfte führen durch höhere Verkipnungen und stärkere Pressungen zur noch schnelleren Ausbreitung der Ansmierungen. Dasselbe gilt für die Drehzahl. Niedrigere Kräfte und auch Drehzahlen haben keinen Verschleiß zur Folge. Ein Einlauf vor dem Versuch verhindert jegliche Schädigung vollständig. Die Variation der Temperatur unterstreicht die ungemeine Sensibilität der Entstehung von Ansmierung, da bereits eine 11°C höhere Öltemperatur beim Start die Entstehung von Ansmierungen verhindert.

Unter konstantem Gleitlagerspiel und axialer Luft am Außenring wird ein zentral zusammengesetzter Versuchsplan zur Ermittlung der nicht linearen Effekte von radialer Luft, Drehzahl, Radial- und Axialkraft sowie Öltemperatur durchgeführt. Die Schadensanalyse zeigt erneut dominanten Verschleiß an den Wälzkörpern. Abhängig der Höhe der Radialkraft liegen die Ansmierungen am anderen Profilende der Rollen. Dieser Zusammenhang deutet erneut auf initiale Ansmierungen im Rolle-Ring-Kontakt hin. Die zusätzlichen Schlupfbetrachtungen bestätigen diese These, da für acht der neun angeschmierten Versuche hohe Schlupfwerte entstehen. Für sieben dieser Versuche liegen diese direkt zu Beginn vor. Nachfolgend führt die thermische Betriebsspielreduzierung zum Schlupfeinbruch innerhalb der ersten Minute. Anschließend hat die Vorschädigung im

Laufbahnkontakt zu den Ringen - analog zu dem detailliert betrachteten Fall innerhalb der Einzelparametervariation - eine Beeinträchtigung der Schmierung des Kontakts unter den Wälzkörpern und vorwiegend dort entstehende Ansmierungen zur Folge. Deshalb ist anzunehmen, dass der Großteil der Ansmierungen mit langsamerem Anfahren der kritischen Lastpunkte vermieden werden kann. Der erforderliche Schlupf für die Generierung der Ansmierungen wird hierbei durch die thermische Betriebsspielreduzierung vermieden und die zu diesem Zeitpunkt nicht eingelaufenen Oberflächen geschützt. Trotz ebenfalls hohem Schlupf besitzt ein Großteil der Versuche keine Ansmierungen, so dass eine Differenzierung kritischer Versuchspunkte anhand der Kinematik nicht möglich ist. Als kritisch können Betriebspunkte stattdessen anhand der Ergebnisse der statistischen Betrachtung des zentral zusammengesetzten Versuchsplans eingeordnet werden. Ein statistisch signifikantes, quadratisches Regressionsmodell beschreibt den Zusammenhang der Stellgrößen zum Ansmierverhalten anhand mehrerer Haupteffekte und Zwei-Faktor-Wechselwirkungen. Die Radialkraft geht hierbei quadratisch ein und führt mit höchster und niedrigster Stufe zu Ansmierungen. Dies untermauert die Beobachtung, dass die Lage der Ansmierungen abhängig der Radialkraft das Profilende der Rollen wechselt. Eine hohe Axialkraft fördert aufgrund der Schränkung und Verkipfung der Wälzkörper maßgeblich das Ansmierrisiko. Ebenfalls fördert eine niedrige Drehzahl das Auftreten von Ansmierungen. Dies ist auf die hohen Schlupfwerte und die hierdurch resultierende schlechte Schmierung zu den Lagerringen zurückzuführen. Gemeinsam zeigen die niedrigste Drehzahl und die höchste Axialkraftstufe für jeden dieser Versuche Ansmierungen. Zusammen stellen diese den kritischsten Lastpunkt dar. Darüber hinaus entstehen Wechselwirkungen von Radialkraft und Drehzahl zur Öltemperatur. Vereinfacht beeinflusst die Öltemperatur quadratisch das Ansmierrisiko. Mittlere Stufenwerte haben wenige Ansmierungen zur Folge. Ursächlich hierfür ist das entgegengesetzte Verhalten aus abnehmenden Planschverlusten und verschlechterter Schmierung bei Veränderung der Öltemperatur.

Stichprobenartige Wiederholversuche zum zentral zusammengesetzten Versuchsplan zeigen eine Reduzierung der ansmierenden Versuche, aber keine vollständige Verhinderung durch einen Einlauf sowie reduzierte radiale und axiale Lagerluft. Alle vorangehend zusammengefassten Versuche beinhalten die Verwendung von nahezu additivfreiem Öl, um das Ansmierrisiko zu erhöhen und gezielt den Fokus auf die Untersuchung der Stellgrößen und Toleranzen zu fokussieren. Die gezielte Wiederholung der im zentral zusammengesetzten Versuchsplan angeschmierten Versuche unter Zugabe von einem Liter additiviertem Öl unterstreicht die schützende Wirkung. Lediglich einer der zuvor neun Versuche mit Ansmierungen zeigt diese weiterhin. Es handelt sich um denselben Versuch, der weder durch Einlauf noch durch Reduzierung der axialen und radialen Luft vor Ansmierungen geschützt werden kann. Dieser über die gesamte vorliegende Arbeit hinweg kritischste Punkt liegt bei höchster axialer und radialer Last, maximaler Temperatur sowie minimaler Drehzahl und radialer Luft.

Der Großteil der entstehenden Ansmierungen ist auf eine initiale, geringfügige Ansmierschädigung im Laufbahnkontakt von Rolle zu Ringen zurückzuführen. Im vollständigen Lager sind die Kinematik und Schiefstellungen der Rolle nur schwer mit Hilfe der Toleranzen und Stellgrößen einstellbar. Aus diesem Grund entsteht ein neues Prüfstandskonzept zur modellhaften Nachbildung des Innenring-Wälzkörper-Kontakts. Hierbei wird darauf verzichtet, den Wälzkörper zwischen zwei antreibende Innenringe zu setzen, wie dies bei klassischen 3-Scheiben-Prüfständen zur Untersuchung von Ansmierungen stattfindet. Durch den frei werdenden Bauraum ist es möglich, die Verkipfung des Wälzkörpers präzise

durch zwei darunter liegende Abstandssensoren zu messen. Schränkung und Kippung der Welle können ebenfalls durch jeweils zwei Sensoren gemessen werden. Da der Wälzkörper in seine Hauptlastrichtung nicht mehr durch einen zweiten Ring gestützt wird, muss dieser aufwendiger gelagert werden. Hierfür wird ein hydrostatisches, halbschalenförmiges Lager entwickelt. Die Bremskraft kann über zwei Bremsköpfe variabel auf die Stirnseite der Rolle aufgebracht werden. Die Drehzahl ist optisch messbar über ein graviertes Strichraster und eine gleichzeitig Licht emittierende und absorbierende Glasfaser. Sowohl Kipp- als auch Schränkwinkel des Wälzkörpers können über eine kardanische Aufhängung flexibel eingestellt werden. Die sensorgestützte Positionserfassung ermöglicht eine schnelle und präzise Ausrichtung.

Versuche im Rahmen der Inbetriebnahme weisen nach, dass die reproduzierbare Generierung von Ansmierungen mit Hilfe des neu entwickelten Prüfstands möglich ist. Hierzu sind eine hohe Verkippung, 100 % Schlupf und eine hohe Bremskraft erforderlich. Die Beschleunigungszeit ergibt sich zu 3 ms und ist vergleichbar zu Versuchen mit Ansmierungen innerhalb des vollständigen Lagers. Der einstellbare Drehzahlverlauf ist qualitativ und quantitativ vergleichbar zu dem eines Wälzkörpers im gesamten Lager.

Zusammengefasst zeigen die Untersuchungen den Grund auf, weshalb Ansmierungen nur äußerst schwer vorherzusagen sind und anwendungsabhängig auftreten. Bemerkenswert ist hierbei beispielsweise, dass selbst die auf wenige Mikrometer tolerierte Länge jedes einzelnen Wälzkörpers das Lagerverhalten beeinflusst und die möglichen, innerhalb von Versuchen untersuchbaren Parameterkombinationen exponentiell ansteigen lässt. Außerdem ist auch das ungemein schwankende Kinematik- und Temperaturverhalten des Lagers zu Beginn der Versuche hervorzuheben, welches es deutlich erschwert, den exakten Zeitpunkt zur Entstehung der initialen Ansmierung zuzuordnen. Speziell für die simulative Vorhersage von Ansmierungen stellt dies eine Herausforderung dar. Hierbei wird üblicherweise ein statischer Betriebspunkt berechnet und hieran das Risiko vorhergesagt. Das schwankende Verhalten zeigt, dass wenn auch die Höhe der Kräfte, Drehzahlen und Toleranzen bekannt sind, allein zur Nachbildung des zeitlichen Verhaltens beim Versuchsstart mehrere Simulationen zu unterschiedlichen Temperaturen erforderlich sind.

Dennoch lässt sich als übergeordnetes Ergebnis ableiten, dass speziell die ersten Sekunden unmittelbar nach dem Start als besonders kritisch einzuordnen zu sind, da hierbei nahezu immer höchster Schlupf entsteht. Durch langsames Anfahren können hierbei entstehende Ansmierung aufgrund einer sich währenddessen einstellenden thermischen Betriebspielreduzierung sowie einem fortschreitenden Einlauf vermieden werden. Als potenzielle Abhilfemaßnahmen gegen diese Form des Verschleißes stellen sich außerdem auch eine Reduzierung von axialer oder radialer Luft heraus. Die in der Literatur vorgeschlagene Vermeidung von hohem Schlupf ist grundsätzlich eine richtige Abhilfemaßnahme, allerdings aufgrund der weiten Bereiche mit nahezu 100 % nicht umsetzbar.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden die maßgeblich Einfluss nehmenden, nicht linearen und sich gegenseitig beeinflussenden Effekte auf das Ansmierverhalten kombinierter Zylinderrollenlager ermittelt. Diese bergen aufgrund ihrer starken Einflussnahme auf das Lagerverhalten erhebliches Potenzial, abhängig der Anwendung Abhilfemaßnahmen entsprechend der Ansmierursache zu untersuchen und umzusetzen. Im Rahmen der Schadensanalysen und Ursachenerforschung ist die hierbei festgestellte Tatsache wichtig, dass häufig initiale Ansmierungen im Laufbahnkontakt zu den Ringen entstehen, diese aber anschließend durch Ansmierungen zwischen den Wälzkörpern und fortlaufendem Verschleiß nicht mehr zu identifizieren sind.

ZUSAMMENFASSUNG

Die vorliegende Arbeit untersucht das Schlupf- und Anschmierverhalten vollrolliger Zylinderrollenlager unter kombinierter Belastung aus Axialkraft und exzentrischer Radialkraft. Anschmierungen resultieren durch hohe Gleitgeschwindigkeiten unter gleichzeitiger Pressung und zählen zum adhäsiven Verschleiß. Bis jetzt veröffentlichte Untersuchungen fokussieren sich vorrangig auf große Lager sowie reine radiale Belastung. Nach diesen Veröffentlichungen resultiert erhöhtes Ansmierrisiko für hohe Schlupfwerte, hohe Massenträgheit der Wälzkörper, vollrollige Lager, hochdynamische Wellendrehzahl, mangelhafte Schmierung und Schiefstellungen.

Für die Charakterisierung der Einflussgrößen auf das Lagerverhalten werden umfangreiche Schlupfmessungen durchgeführt. Sinkender Wälzkörperschlupf wird durch Erhöhung der Drehzahl, der Öltemperatur, der Radial- und Axialkraft sowie durch Reduzierung der axialen Luft am Außenring und des radialen Betriebsspiels erreicht. Stark negatives Betriebsspiel kann dahingegen zu erhöhtem Schlupf führen.

Die Schlupfmessungen erfolgen mit Hilfe eines auf einem Wälzkörper befestigten Diametralmagneten, welcher eine Spannung in einer Kupferspule induziert. Die neu entwickelte Auswertungsmethode basiert auf der Proportionalität der Drehzahl zur Spannungsamplitude. Entgegen der in der Literatur beschriebenen frequenzbasierten Auswertung des Spulensignals überzeugt diese durch geringere Schlupfüberschätzung bei hochdynamischen Beschleunigungen sowie höhere Robustheit gegenüber Rauschen. Da keine aufwendige Signalglättung erforderlich ist, kann die hohe Dynamik der Wälzkörper nahezu vollständig aufgelöst werden.

Anhand eines mehrfach wiederholten und reproduzierbarem Versuchs mit hoher kombinierter Belastung wird nachgewiesen, dass in diesem Fall die ersten Anschmierungen zwischen Außenring und Wälzkörpern entstehen. Dies geschieht in weniger als 60 s, da der hierfür erforderliche Schlupf anschließend aufgrund der thermischen Betriebsspielreduzierung von 100 % auf 0 % sinkt. Eine Einzelparametervariation dieses Versuchs zeigt, dass ausschließlich höhere Kräfte und Drehzahlen ebenfalls zu Anschmierungen führen und diese sich zudem schneller ausbreiten. Bereits eine 11°C höhere Öltemperatur, ein Einlauf oder niedrigere Kräfte verhindern die Schädigung.

Ein auf den vorherigen Ergebnissen aufbauender, zentral zusammengesetzter Versuchsplan ermöglicht die Ermittlung der statistischen Zusammenhänge in einem aussagekräftigen quadratischen Regressionsmodell. Die Radialkraft, Betriebsspiel und Öltemperatur gehen hierbei jeweils quadratisch ein und führen bei mittlerer Stufe zum geringsten Ansmierrisiko. Die kritischste Parameterkombination liegt bei hoher Axialkraft und niedriger Drehzahl vor, welche für alle durchgeführten Versuche zu Anschmierungen führt.

Der Großteil der Anschmierungen ist in dieser Versuchsreihe auf sehr hohen Schlupf zurückzuführen, der meist nur kurz zu Versuchsbeginn vorliegt. Verantwortlich hier ist die fehlende thermische Betriebsspielreduzierung sowie der hohe Ölwiderstand. Die in diesem kurzen Zeitfenster entstehenden, geringen Schädigungen im Kontakt zwischen Rollen- und Ringlaufbahn führen im weiteren Versuchsverlauf zu starken Anschmierungen zwischen den Wälzkörpern.

Die Schadensanalysen zeigen, dass die initialen Ansmierungen ausschließlich am Ende der Laufbahnprofile entstehen. Folglich müssen Schiefstellungen im Lager vorliegen, welche zu verkippten Kontakten und folglich erhöhtem Ansmierrisiko führen. Diese resultieren durch die Axialkraft sowie durch die exzentrische Radialkraft.

Durch reduzierte axiale und radiale Luft, die Verwendung eines mit Zinkdithiophosphat additivierten Schmierstoffs sowie einem Einlauf können für nahezu alle Versuchspunkte das Auftreten von Ansmierungen verhindert werden.

Der neu entwickelte Modellprüfstand ermöglicht die Untersuchung von Ansmierungen zwischen jeweils einem Innenring und Wälzkörper für die Variation von Drehzahl, Lastgradient, Schiefstellungen und Bremsmoment des Wälzkörpers. Das innovative Konzept ermöglicht die direkte Messung von Schiefstellungen sowie schnelles, sensorgestütztes Ausrichten des Prüflings. Stichprobenartige Versuche im Rahmen der Inbetriebnahme zeigen bei 100 % Schlupf zunehmendes Ansmierrisiko für hohe Drehzahlen, Lastgradienten, Bremskräfte und Schiefstellungen.

Zusammengefasst erklärt das sensibel auf geringfügige Änderungen reagierende, nicht lineare Kinematik- und auch Ansmierverhalten, weshalb Ansmierungen schwer vorherzusagen sind und häufig als sporadisch oder zufällig wahrgenommen werden. Dennoch bergen die aus den umfangreichen Untersuchungen hervorgehenden, multiplen Einflussfaktoren anhand der neugewonnenen Erkenntnisse erhebliches Potenzial. Hierdurch ist es zukünftig gezielt möglich, die maßgebliche Ursache für Ansmierungen abhängig des Anwendungsfalls zu identifizieren und anschließend einzelne Einflussgrößen entsprechend zu verändern.

AUSBLICK

Vor allem die vollfaktoriellen Schlupfuntersuchungen zeigen erheblichen Einfluss der axialen und radialen Lagerluft. Stichprobenartige Ansmierversuche belegen bereits, dass durch geeignete Toleranzwahl eine Verringerung des Ansmierrisikos möglich ist. Dies kommt vor allem nach einem Einlauf zum Tragen. Hierauf aufbauende Versuche können zeigen, welche Toleranzkombinationen unter welchen Versuchsbedingungen den besten Schutz vor Ansmierungen liefern. Hierbei soll unter anderem auch der Einfluss der Wälzkörperlängen relativ zueinander betrachtet werden, welche nachweislich erheblich das Schlupfverhalten verändern. Dies soll mit und ohne Einlauf untersucht werden. Hinsichtlich letzterem sollen weitere Versuchsreihen ermitteln, welche Effekte dieser hervorruft und wie diese in einer kürzeren Zeit erzielt werden können. Unterschiedliche Additivierungen sollen zeigen, ob ein vollständiger Schutz gegen Ansmierungen möglich ist.

Mit Hilfe des neu konstruierten Wälzkörperprüfstands sollen Einflüsse von Öl, Profilierungen, aber auch der Drehzahlen, Kräfte und Temperatur analysiert werden. Ziel ist zu untersuchen, welche Bedingungen zur Vorschädigungen im Laufbahnkontakt führen. Die untersuchten Rollen können im Anschluss in das vollrollige Lager eingebaut werden. Dies dient der Untersuchung, ob durch die Vorschädigungen Ansmierungen zwischen den Wälzkörpern provoziert werden, welche in der vorliegenden Arbeit als dominanter, aber nicht zwangsläufig initialer Schadensort beobachtet werden.

Für Zahnräder gibt es aufgrund der bekannten Kinematik- und Pressungsverhältnisse Richtlinien, um das Risiko für Fressen zu bestimmen. Für Wälzlager sind hierfür umfangreiche Simulationen erforderlich. Hierzu liefern die ausführlichen Versuche und Messdaten der vorliegenden Arbeit die nötige Grundlage, um darauf aufbauend Mehrkörpersimulationen durchzuführen. Die Kinematikmessungen stellen hierbei ein geeignetes und vor allem erforderliches Gütekriterium dar, um die Simulationen als valide nachweisen zu können. Nur wenn die Kinematik in Versuch und Simulation übereinstimmt, sind die grundlegenden Voraussetzungen gegeben, um signifikante physikalische Ansmierkennwerte zu identifizieren und diese mit sinnvollen Grenzwerten zu belegen.

LITERATUR

- [1] P. Stuhler und N. Nagler. „Adhäsiver Verschleiß in vollrolligen Zylinderrollenlagern: Ansmieren“. In: *Tribologie und Schmierungstechnik* 67.1 (2020), S. 47.
- [2] P. Stuhler und N. Nagler. „Stand der Technik: Ansmierungen in Radial- Zylinderrollenlagern“. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 86.1 (2022), S. 1–20.
- [3] P. Stuhler und N. Nagler. „Smearing in full complement roller bearings: Parameter study and damage analysis“. In: *Proc. Inst. Mech. Eng., Part J* (2022).
- [4] P. Stuhler, M. Wolf, M. Romeser, N. Nagler und A. Fatemi. „Experimental and numerical investigations of slip behavior for combined loaded full-complement cylindrical roller bearings“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 236.12 (2022), S. 2363–2374.
- [5] *ISO 281, Wälzlager – Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer*. Berlin, 2007.
- [6] *ISO/TS 16281, Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer - Berechnung der modifizierten nominellen Referenzlebensdauer für Wälzlager*. Berlin, 2009.
- [7] T. A. Harris und M. N. Kotzalas. *Rolling Bearing Analysis*. Bd. 2. 2006.
- [8] R. Sehgal, O. P. Gandhi und S. Angra. „Reliability evaluation and selection of rolling element bearings“. In: *Reliability Engineering & System Safety* 68.1 (2000), S. 39–52.
- [9] W. J. Bartz. *Schäden an geschmierten Maschinenelementen: Gleitlager, Wälzlager, Zahnräder*. Renningen-Malmsheim: expert verlag, 1999.
- [10] H. D. M. de Azevedo, A. M. Araújo und N. Bouchonneau. „A review of wind turbine bearing condition monitoring: State of the art and challenges“. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 56 (2016), S. 368–379.
- [11] *ISO 15243: Rolling bearings - Damage and failures - Terms, characteristics and causes*. Vernier, Geneva, Schweiz, 2017.
- [12] G. Hiltcher. „Ansmierungen bei Wälzlagern: Ein Beitrag zur theoretischen und experimentellen Lösung des Problems“. Dissertation. FAU Erlangen-Nürnberg, 1989.
- [13] A. Dyson. „Scuffing - a review“. In: *Tribology International* 8.2 (1975), S. 77–87.
- [14] W. F. Bowman und G. W. Stachowiak. „A review of scuffing models“. In: *Tribology Letters* 2.2 (1996).
- [15] NSK. *Wälzlager-Doktor: Wartung von Wälzlagern*. 2015.
- [16] M. Wadewitz. „Ursachen der Ansmierungen im Wälz-Gleitkontakt“. Dissertation. FAU Erlangen-Nürnberg, 1993.
- [17] M. Eglinger. „Einfluss des Schmierstoffes und der Rollenbeschaffenheit auf die Entstehung von Ansmierungen“. Dissertation. FAU Erlangen-Nürnberg, 1995.
- [18] M. Fowell, S. Ioannides und A. Kadiric. „An experimental investigation into the onset of smearing damage in nonconformal contacts with application to roller bearings“. In: *Tribology Transactions* 57.3 (2014), S. 472–488.

- [19] B. Scherb und J. Zech. „A study on the smearing and slip behaviour of radial cylindrical roller bearings“. In: *Georgh-Simon-Ohm-Fachhochschule Nürnberg* 5 (2001).
- [20] C. Hamer. „Smearing in rolling element bearings“. Dissertation. London Imperial College, 1991.
- [21] R. Hambrecht. „Anschmiererscheinungen in Wälzlagern bei Fettschmierung“. Dissertation. FAU Erlangen-Nürnberg, 2000.
- [22] R. D. Evans, T. A. Barr, L. Houpert und S. V. Boyd. „Prevention of smearing damage in cylindrical roller bearings“. In: *Tribology Transactions* 56.5 (2013), S. 703–716.
- [23] P. Bajer. „Einflussgrößen auf das Schlupfverhalten von Wälzlagern in Generatorgetrieben“. Dissertation. Technische Universität Kaiserslautern, 2016.
- [24] S. Sebteini und R. Hudak. *Mindestlast von Wälzlagern*. Forschungsvorhaben Nr. 830 I, Heft 1504. Frankfurt: FVA, 2020.
- [25] W. Weißbach. *Werkstoffkunde: Strukturen, Eigenschaften, Prüfung*. Springer-Verlag, 2010.
- [26] H. van Lier. „Neuhärtungsgefährdung von Radial-Zylinderrollenlagern durch Lastaufschaltungen in Betriebspunkten mit Käfigschlupf“. Dissertation. RWTH Aachen, 2015.
- [27] H. Potthoff. „Anwendungsgrenzen vollrolliger Planetenrad-Wälzlager“. Dissertation. Universität Bochum, 1986.
- [28] G. Hansberg. „Freßtragfähigkeit vollrolliger Planetenrad-Wälzlager“. Dissertation. Universität Bochum, 1991.
- [29] B. Scherb und P. Giese. „Anschmierverhalten vollrolliger Zylinderrollenlager“. In: *Antriebstechnik 33, Nr.12, Mainz: Krausskopf-Verlag für Wirtschaft* (1994).
- [30] P. Bauer. „Theoretische und experimentelle Untersuchungen zu tribologisch relevanten Betriebsgrößen an verkanteten Zylinderrollenlagern“. Dissertation. Technische Hochschule Aachen, 1987.
- [31] O. Koch. „Dreidimensionale Simulation von kombiniert belasteten Radialzylinderrollenlagern“. Dissertation. Universität Bochum, 2008.
- [32] K. Lubenow. *Axialtragfähigkeit und Bordreibung von Zylinderrollenlagern*. Forschungsvorhaben Nr. 305 I, Heft 661. Frankfurt: FVA, 2002.
- [33] H. F. Collenberg. „Untersuchungen zur Fresstragfähigkeit schnelllaufender Stirnradgetriebe“. Dissertation. Technische Universität München, 1990.
- [34] H. Winter, K. Michaelis und H. F. Collenberg. „Kontaktzeit-Methode zur Berechnung der Freßtragfähigkeit von Stirnradgetrieben“. In: *Antriebstechnik* 31.2 (1992), S. 57–65.
- [35] L. Schlenk. „Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit von Großzahnradern“. Dissertation. Technische Universität München, 1994.
- [36] Schaeffler. *Wälzlagerschäden: Schadenserkennung und Begutachtung gelaufener Lager*. 2013.
- [37] SKF. *Bearing damage and failure analysis*. 2017.

- [38] P. Eschmann, L. Hasbargen, K. Weigand und J. Brändlein. *Die Wälzlagerpraxis: Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen*. München: Oldenbourg, 1978.
- [39] A. Palmgren. *Ball and roller bearing engineering*. SKF Industries, 1959.
- [40] Schaeffler. *Wälzlager: Technische Grundlagen und Produktdaten zur Gestaltung von Wälzlagerungen*. 2018.
- [41] SKF. *Wälzlager-Katalog*. 2014.
- [42] M. Wiemer. „Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Betriebsverhalten vollrolliger Zylinderrollenlager“. Dissertation. Leibniz Universität Hannover, 1990.
- [43] P. Giese und B. Scherb. „Wälzkörpersatzschlupf bei Zylinderrollenlagern“. In: *Antriebstechnik* 31 (1992), S. 54–60.
- [44] M. Dawoud. „Slip in Radial Cylindrical Roller Bearings and Its Influence on the Formation of White Etching Cracks“. Dissertation. Technische Universität Clausthal, 2023.
- [45] W. J. Derner. „Misalignment problems in cylindrical roller bearings“. In: *SAE Technical Paper* (1970). DOI: 10.4271/700559.
- [46] M. Marquart, T. Neubauer und J. D. Gerken. *Quantifizierung von Leistungsdichtegrenzen von Wälzlagern zur Vermeidung von Drehzahlschäden*. Forschungsvorhaben Nr. 496 II, Heft 991. Frankfurt: FVA, 2011.
- [47] A. Selvaraj und R. Marappan. „Experimental analysis of factors influencing the cage slip in cylindrical roller bearing“. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 53.5-8 (2011), S. 635–644.
- [48] W. Qian. „Dynamic simulation of cylindrical roller bearings“. Dissertation. Technische Hochschule Aachen, 2013.
- [49] V. Aul, T. Kiebusch und B. Sauer. „Untersuchungen zum Schlupfverhalten von Zylinderrollenlagern“. In: *VDI report* 2257 (2015).
- [50] K. Stadler, M. Volkmuth und R. Heemskerck. „Slippage measurements in roller bearings“. In: *Antriebstechnisches Kolloquium* 13 (2009), S. 161–177.
- [51] R. Böttcher. „Untersuchungen zum Betriebsverhalten radial vorgespannter Zylinderrollenlager“. Dissertation. Leibniz Universität Hannover, 2017.
- [52] A. Keßler. „Schiefstellung und Axialschubverhalten von Zylinderrollenlagern“. Dissertation. Leibniz-Universität Hannover, 2009.
- [53] K. Hahn. „Dynamik-Simulation von Wälzlagerkäfigen“. Dissertation. Technische Universität Kaiserslautern, 2005.
- [54] B. Tarigan. „Entstehung von White Etching Cracks in schlupfbehafteten Zylinderrollenlagern bei torsionaler Drehdynamik“. Dissertation. Technische Universität Clausthal, 2018.
- [55] M. Dawoud, S. Beitler und H. Schwarze. „Slip Characteristics in Cylindrical Roller Bearings—Part II: Influence of Cage Type on Rolling Element Slip“. In: *Journal of Tribology* 145.2 (2023), S. 021204.

- [56] M. Dawoud, S. Beitler und H. Schwarze. „Slip Characteristics in Cylindrical Roller Bearings—Part I: Influence of cage type on rolling set slip“. In: *Journal of Tribology* 145.2 (2023), S. 021203.
- [57] M. Dawoud, S. Beitler und H. Schwarze. „Slip Characteristics in Cylindrical Roller Bearings—Part III: Influence of Bearing Clearance on the Roller and Set Slip“. In: *Journal of Tribology* 145.2 (2023), S. 021205.
- [58] F. Tessenow. „Theoretische und experimentelle Untersuchungen an schnelllaufenden Zylinderrollenlagern“. Dissertation. Technische Universität Braunschweig, 1973.
- [59] R. Stribeck. „Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager“. In: *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure* 46 (1902), S. 1341–1348.
- [60] A. Dyson. „Scuffing - a review: Part 2: The mechanism of scuffing“. In: *Tribology International* 8.3 (1975), S. 117–122.
- [61] H. P. Blok. „Theoretical study of temperature rise at surfaces of actual contact under oiliness lubricating conditions“. In: *Proc. Gen. Discuss. Lubr. Inst. Mech. Eng., Lond.* 2, (1937).
- [62] M. M. Klein. „Zur Fresstragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidgetrieben“. Dissertation. Technische Universität München, 2012.
- [63] *ISO/TS 6336-20: Calculation of load capacity of spur and helical gears: Calculation of scuffing load capacity (also applicable to bevel and hypoid gears) — Flash temperature method.* 2017.
- [64] *ISO/TS 6336-21: Calculation of load capacity of spur and helical gears: Calculation of scuffing load capacity (also applicable to bevel and hypoid gears) - Integral temperature method.* 2017.
- [65] American Gear Manufacturers Association. *ANSI/AGMA 925-A03: Effects of Lubrication on Gear Surface Distress.* Alexandria, Virginia, 2003.
- [66] *DIN 3990 Teil 4, Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Berechnung der Fresstragfähigkeit.* Berlin, 1987.
- [67] K. Michaelis. „Die Integraltemperatur zur Beurteilung der Fresstragfähigkeit von Stirnradgetrieben“. Dissertation. Technische Universität München, 1987.
- [68] P. Hepermann. „Untersuchungen zur Fresstragfähigkeit von Groß-, Schräg- und Hochverzahnungen“. Dissertation. Ruhr-Universität Bochum, 2013.
- [69] S. Mirzaei. „Entwicklung und Erprobung der Bildderotator-Messtechnik am Beispiel der Schlupfmessung von Wälzlager“. Dissertation. Leibniz Universität Hannover, 2012.
- [70] J. von Hollen, S. Fiedler und C. Wolf. *Low Friction Powertrain Teilprojekt M3.6 – Grundlagen reibungsarmer Wälzlager.* Forschungsvorhaben Nr. 979. Frankfurt: FVV, 2013.
- [71] B. Herkert. „Bestimmung des Verschleißes und der Kinematik schnelllaufender Wälzlager mit Hilfe radioaktiver Isotope“. Dissertation. Universität Karlsruhe, 1972.
- [72] W. Hampp. „Bewegungsverhältnisse in Rollenlagern“. In: *Ingenieur-Archiv* 12.1 (1941), S. 6–30.

- [73] T. Kieckbusch und S. John. *Einfluss von Vibrationsanregung auf Wälzlager: Bewertung von Schwingungsanregung hinsichtlich möglicher Schädigung an Wälzlagern unter Einbeziehung der Umgebungsstruktur*. Forschungsvorhaben Nr. 589 I, Heft 1085. Frankfurt: FVA, 2014.
- [74] T. Fingerle, K. Greib und B. Sauer. „An experimental approach on slip behaviour of tapered roller bearings“. In: *Proceedings of the 1st bearing world conference (2016)*, S. 29–47.
- [75] W. Gaag und T. Fruth. *Einfluss von Vibrationsanregung auf Wälzlager: Analyse der Schädigungsmechanismen von Wälzlagern unter externen Vibrationen*. Forschungsvorhaben Nr. 598 II, Heft 1317. Frankfurt: FVA, 2018.
- [76] D. Müller-Wichards. *Transformationen und Signale*. Springer-Verlag, 2013.
- [77] A. Mertins. *Signaltheorie*. Springer-Verlag, 2020.
- [78] M. Zollner. „Anwendungen der Hilbert-Transformation“. In: *researchgate* (2020).
- [79] T. Jurkschat und M. Otto. *Erweiterung von LAGER2 zur Dimensionierung von Wälzlagern in Industriegetrieben: Verlustleistung und Betriebstemperatur*. Forschungsvorhaben Nr. 364 IV, Heft 1145. Frankfurt: FVA, 2015.
- [80] H. Czichos und K. H. Habig. *Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*. 5. Wiesbaden: Springer, 2020.
- [81] D. Shainin und P. Shainin. „Better than Taguchi orthogonal tables“. In: *Quality and Reliability Engineering International* 4.2 (1988), S. 143–149.
- [82] J. Hansen, M. Björling und R. Larsson. „Topography transformations due to running-in of rolling-sliding non-conformal contacts“. In: *Tribology International* 144 (2020), S. 106–126.
- [83] J. Schulz und W. Holweger. *Wechselwirkung von Additiven mit Metalloberflächen; mit 31 Tabellen*. Renningen: expert-Verlag, 2010.
- [84] W. Kleppmann. *Taschenbuch Versuchsplanung: Produkte und Prozesse optimieren*. Bd. 5. Carl Hanser Verlag München, 2008.
- [85] Minitab LLC (2021). *Hilfe und Verfahren*.
- [86] H. Hetzner. „Systematische Entwicklung amorpher Kohlenstoffschichten unter Berücksichtigung der Anforderungen der Blechmassivumformung“. Dissertation. Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, 2014.
- [87] L. Fahrmeir, T. Kneib und S. Lang. *Regression, Modelle, Methoden und Anwendungen*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2009.
- [88] L. Fahrmeir, C. Heumann, R. Künstler, I. Pigeot und G. Tutz. *Statistik: Der Weg zur Datenanalyse*. Springer-Verlag, 2016.
- [89] Y. A. W. Shardt und H. Weiß. *Methoden der Statistik und Prozessanalyse*. Springer, 2021.
- [90] W. Kohn. *Datenanalyse und Wahrscheinlichkeitsrechnung*. Springer, 2005.
- [91] R. Ariew. *Ockham's Razor: A historical and philosophical analysis of ockham's principle of parsimony*. University of Illinois at Urbana-Champaign, 1976.
- [92] P. G. Mathews. *Design of Experiments with MINITAB*. Bd. 446. ASQ Quality Press Milwaukee, WI, USA, 2005.

- [93] H. Spikes. „The history and mechanisms of ZDDP“. In: *Tribology letters* 17.3 (2004), S. 469–489.
- [94] H. Cen, A. Morina, A. Neville, R. Pasaribu und I. Nedelcu. „Effect of water on ZDDP anti-wear performance and related tribochemistry in lubricated steel/steel pure sliding contacts“. In: *Tribology International* 56 (2012), S. 47–57.
- [95] J. M. Martin, C. Grossiord, T. Le Mogne, S. Bec und A. Tonck. „The two-layer structure of Zndtp tribofilms: Part I: AES, XPS and XANES analyses“. In: *Tribology international* 34.8 (2001), S. 523–530.
- [96] S. M. Hsu und R. S. Gates. „Boundary lubricating films: formation and lubrication mechanism“. In: *Tribology international* 38.3 (2005), S. 305–312.
- [97] I.A. Rastegaev, D.L. Merson, A.V. Danyuk, M.A. Afanasyev und A. Vinogradov. „Using acoustic emission signal categorization for reconstruction of wear development timeline in tribosystems: Case studies and application examples“. In: *Wear* 410 (2018), S. 83–92.
- [98] R. B. Sharma und A. Parey. „Modelling of acoustic emission generated in rolling element bearing“. In: *Applied Acoustics* 144 (2019), S. 96–112.
- [99] D. Mba und R. Rao. „Development of acoustic emission technology for condition monitoring and diagnosis of rotating machines: bearings, pumps, gearboxes, engines, and rotating structures“. In: *Shock and Vibration Digest* 38.1 (2006), S. 3–18.

LEBENS LAUF

Persönliche Daten

Patrick Stuhler
geb. am 27.05.1994 in Günzburg

Ausbildung

- 01.2019 - 12.2021 Promotion an der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
- 04.2016 - 10.2018 Masterstudium (M. Sc.) Maschinenbau an der Friedrich-Alexander Universität Erlangen-Nürnberg (FAU)
- 09.2011 - 04.2016 Duales Bachelorstudium (B. Sc.) Maschinenbau an der Fachhochschule Ulm
- 09.2011 - 02.2014 Ausbildung zum Industriemechaniker bei Voith GmbH
- 09.2003 - 08.2011 Dossenberger Gymnasium, Günzburg

Berufserfahrung

- ab 01.2022 Entwicklungsingenieur bei Bosch Rexroth AG:
Wälzlagerexperte in der Vorentwicklung
Mobilhydraulik (Pumpen und Motoren)
- 01.2019 - 12.2021 Doktorand bei Bosch Rexroth AG
- 08.2017 - 01.2018 Wissenschaftliche Hilfskraft am
Lehrstuhl für Strömungslehre (FAU)
- 09.2011 - 04.2016 Duales Bachelorstudium (B. Sc.) Maschinenbau
bei Voith GmbH