

REIBUNG VON KURBELWELLEN-WÄLZLAGERN

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
genehmigte
Dissertation

von
Dipl.-Ing. JAN VON HOLLEN
geboren am 25.06.1980 in Hannover

2013

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. G. Poll
2. Referent: Prof. Dr. F. Dinkelacker
Vorsitzende: Prof. Dr.-Ing. A. Raatz
Tag der Promotion: 17.12.2013

Jan von Hollen: *Reibung von Kurbelwellen-Wälzlagern*, Dissertation, ©
2013

VORWORT

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit am Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie (IMKT) der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover.

Ich danke meinem Doktorvater und dem Leiter des IMKT, Herrn Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll für die fachliche und persönliche Unterstützung meiner Arbeit.

Herrn Prof. Dr. Friedrich Dinkelacker danke ich für die Übernahme des Koreferats.

Frau Prof. Dr.-Ing. Annika Raatz danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Für die finanzielle und fachliche Unterstützung wesentlicher Teile der Forschungsarbeiten sei an dieser Stelle dem Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) sowie der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) und den beteiligten Mitgliedsfirmen gedankt.

Weiterhin danke ich den Mitarbeitern des Instituts und meinen studentischen Hilfskräften sowie Projekt- und Diplomarbeitern. Insbesondere die Arbeiten von Timo Neubauer, Roman Böttcher, Mark Schroeder, Sebastian Heinken und Florian Bartsch haben sehr zum Gelingen dieser Dissertation beigetragen. Die kollegiale Arbeitsatmosphäre wird mir immer in guter Erinnerung bleiben.

Den Mitarbeitern der Werkstatt danke ich für die gute Zusammenarbeit und die Unterstützung bei Fertigung und Aufbau der Prüfstandeinrichtungen.

Hannover, im Januar 2014
Jan von Hollen

ABSTRACT

Given the strong role which internal combustion engines play in the fields of transport and energy supply, increasing the overall efficiency remains the fundamental objective in engine development. One approach is to increase the mechanical efficiency through the reduction of friction losses, for example by substituting the conventional plain bearings of the crankshaft by roller bearings which generate less friction losses due to their working principle. However, in contrast to the main bearings where rolling element bearings have proven their potential, it is arguable if the same holds true for the crankpin bearings. They are subject to centrifugal forces which are becoming increasingly significant with rising engine speed and entrain additional friction losses. These originate mainly from the sliding contacts between rollers and cage bars and between cage and outer raceway in the big end of the connecting rod where a significant portion of the centrifugal forces is transmitted. To a lesser extent, the rolling friction losses rise as well.

In the course of the research work presented in this thesis, a simulation model was developed that allows estimating the friction losses of roller bearings in a crankshaft application, with special emphasis on crankpin bearings. By means of a newly designed test rig, this model could be validated. At the same time, the experimental set up allowed for a comparison of the friction losses of roller bearings versus journal bearings on the crankpin. As a result, neither of the two bearing types is in a general advantage or disadvantage. The ranking depends strongly from the operating conditions. The advantage of rolling element bearings at lower speeds will gradually reduce with increasing speeds and will eventually turn into a disadvantage at higher speeds.

ZUSAMMENFASSUNG

In Anbetracht der wichtigen Rolle, welche Verbrennungsmotoren im Verkehrswesen und in der Energieversorgung spielen, bleibt es das wichtigste Ziel in der Motorenentwicklung, den Gesamtwirkungsgrad weiter zu steigern. Ein Ansatzpunkt ist der mechanische Wirkungsgrad, der sich wiederum durch eine Verminderung der Reibungsverluste verbessern lässt. Hierzu bietet es sich an, die Gleitlager der Kurbelwellenlagerung durch prinzipiell reibungsärmere Wälzlager zu substituieren. Während der Nutzen einer solchen konstruktiven Maßnahme für die Hauptlager als erwiesen gelten kann, gilt dies

für die Pleuellagerung nicht. An dieser Stelle wirken auf die Elemente eines Pleuellagers Fliehkräfte ein, die mit der Motordrehzahl ansteigen und zusätzliche Reibungsverluste hervorrufen. Diese entstehen hauptsächlich in den Gleitkontakten zwischen Pleuellkörpern und Pleuellstegen sowie Pleuellmantelfläche und Pleuellauflage, über die Fliehkräfte abgestützt werden, und zu einem kleineren Teil durch erhöhte Rollreibung in den Pleuellkontakten.

In der vorliegenden Arbeit wurde ein Simulationsmodell entwickelt, mit dem sich die Reibleistung von Pleuellagern in der Anwendung als Pleuellager abschätzen lässt. Den Schwerpunkt bildet dabei die Pleuellagerung. Mit Hilfe eines neu entwickelten Prüfstandes konnte das Berechnungsmodell validiert werden. Außerdem gestattete der Versuchsaufbau den direkten Vergleich zwischen Pleuell- und Gleitlagern am Pleuellzapfen. Im Endergebnis ist in dieser Anwendung keine der beiden Lagerbauformen generell im Vor- oder Nachteil. Bei niedrigen Drehzahlen verringern Pleuelllager die Reibung deutlich, der Abstand zum Gleitlager wird jedoch mit zunehmender Drehzahl stetig kleiner, bis schließlich, abhängig von den Betriebsbedingungen, sich das Gleitlager sogar als reibungsärmer erweisen kann.

Schlagerworte:

Verbrennungsmotor, Pleuellwellenlager, Reibverluste

Internal combustion engine, crankshaft bearings, friction losses

INHALTSVERZEICHNIS

1	EINLEITUNG	1
2	ZIELSETZUNG DER ARBEIT	5
3	VORGEHENSWEISE	7
4	STAND DER FORSCHUNG UND TECHNIK	9
4.1	Tribologie	9
4.2	Der Kurbeltrieb	13
4.2.1	Kinematik des Kurbeltriebs	13
4.2.2	Dynamik des Kurbeltriebs	15
4.3	Lager	20
4.3.1	Gleitlager	20
4.3.2	Wälzlager	25
4.4	Das Wälzlager als Kurbelwellenlager	33
4.4.1	Historische Entwicklung	33
4.4.2	Kinematik und Dynamik der Kurbelwellenlage- rung	37
4.4.3	Schlupfverhalten von Wälzlagern	47
5	MODELLBILDUNG	53
5.1	Modellübergreifende Gleichungen	53
5.1.1	Berechnung der äußeren Kräfte	53
5.1.2	Berechnung der Lagerkinetik	55
5.1.3	Ermittlung der Rollen- und Käfigkräfte	55
5.1.4	Berechnung der Flüssigkeitsreibung	58
5.2	Modellstufe 1	61
5.2.1	Berechnung der Wälzkörpergeschw.	61
5.2.2	Berechnung der Reibleistung	63
5.3	Modellstufe 2	65
5.3.1	Berechnung des Käfigreibmoments	66
5.3.2	Berechnung des Schlupfmoments	66
5.3.3	Bestimmung der Schubspannung	66
5.3.4	Schmierstoffviskosität	69
5.3.5	Hertzsche Kontaktfläche und Krümmungsver- hältnisse	70
5.3.6	Berechnung der Geschwindigkeit im Schmier- spalt	71
5.3.7	Schmierpalthe	74
5.3.8	Berechnung der Wälzkörpergeschw.	76
5.3.9	Berechnung der Reibleistung	78

6	EXPERIMENTELLE AUSSTATTUNG	79
6.1	Einzellagerversuchsstand	79
6.2	Bildderrotator	82
6.3	Kurbeltrieb-Prüfstand	82
6.3.1	Vollwälzgelagerte Kurbelwelle – Konfiguration 1	85
6.3.2	Wälzgelagerte Hauptlager, gleitgelagertes Pleuel – Konfiguration 2	88
6.3.3	Vollwälzgelagerte, ungekröpfte Welle – Konfiguration 3	88
7	EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN	93
7.1	Schlupfuntersuchungen	93
7.1.1	Versuchsbeschreibung	93
7.1.2	Versuchsauswertung	94
7.2	Axialschubverhalten	97
7.3	Reibmomentmessungen	98
7.3.1	Versuchsbeschreibung	98
7.3.2	Versuchsauswertung	99
8	SIMULATIONS- UND MESSERGEBNISSE	103
8.1	Vorgaben und Annahmen für die Simulation	103
8.2	Schlupfverhalten	103
8.2.1	Statische Betrachtung	105
8.2.2	Dynamische Betrachtung	107
8.3	Reibmomente	107
8.3.1	Parametervariation	109
8.3.2	Vergleich Simulation - Messung	115
8.3.3	Ansätze zur Differenzeneinschätzung Simulation – Messwert	120
9	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	133
	LITERATURVERZEICHNIS	137

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abbildung 1.1	Prozentuale Aufteilung der mechanischen Reibanteile eines Pkw-Ottomotors	2
Abbildung 1.2	Reibungsanteil am Kraftstoffverbrauch im Motorkennfeld von Ottomotoren	3
Abbildung 3.1	Vorgehensweise der Arbeit	8
Abbildung 4.1	Reibungsarten	11
Abbildung 4.2	Reibungs- und Schmierzustände	12
Abbildung 4.3	Stribeck-Kurve	13
Abbildung 4.4	Kinematik des Kurbeltriebs	14
Abbildung 4.5	Ersatzmassensystem des Pleuels	16
Abbildung 4.6	Oszillierende und rotierenden Massenkräfte des Kurbeltriebs	17
Abbildung 4.7	Aufteilung der Kolbenkraft	18
Abbildung 4.8	Kräfte am Pleuellager (links) und Hauptlager (rechts)	19
Abbildung 4.9	Wirkprinzipien von Wälz- und Gleitlager	20
Abbildung 4.10	Zylindrisches Gleitlager	21
Abbildung 4.11	Hydrodynamischer Druckaufbau in einem dynamisch beanspruchten Gleitlager	23
Abbildung 4.12	Punktberührung mit Berührellipse und modifizierte Linienberührung	26
Abbildung 4.13	Elastohydrodynamischer Schmierfilm	28
Abbildung 4.14	Reibmoment durch irreversible Verformungsarbeit	30
Abbildung 4.15	Resultierende Drucknormalkraft	32
Abbildung 4.16	Hydrodynamische Rollreibkräfte am Wälzkörper	33
Abbildung 4.17	Bezeichnungen zum Kurbeltrieb	40
Abbildung 4.18	Pendelkräfte aufgrund der Bewegung um die eigene Achse bzw. der Achsenbewegung	42
Abbildung 4.19	Kräfte im Pleuellager	43
Abbildung 4.20	Zerlegung der Massenkraft	45
Abbildung 4.21	Fliehkrafteinfluss auf den Käfig	46
Abbildung 4.22	Die bewegte Rolle bei voller Ausnutzung der Haftreibung	47
Abbildung 4.23	Schmierspalt mit Geschwindigkeitsgefälle bei einer Newtonschen Flüssigkeit	48
Abbildung 4.24	Ermittlung der Flüssigkeitsreibung	49
Abbildung 4.25	Spaltweiten zur Ermittlung der Flüssigkeitsreibung	49

Abbildung 5.1	Koordinatensysteme der Pleuell- sowie Hauptlagerbelastung	54
Abbildung 5.2	Pleuellagerbelastung und Rollenstellung im Hubzapfensystem	56
Abbildung 5.3	Radialspiel im lastfreien Lager, belastete Zone und Rollenlasten	58
Abbildung 5.4	Käfigkontaktkräfte an einem Käfigsteg	58
Abbildung 5.5	Kräfte und Momente an den Wälzkörpern eines Rollenlagers, hier am Beispiel Pleuellager	65
Abbildung 5.6	Ansätze zur Beschreibung der Viskosität	67
Abbildung 5.7	Ansatz zur Schubspannungsberechnung	68
Abbildung 5.8	Druckabhängigkeit der maximalen Schubspannung	68
Abbildung 5.9	Berührung zweier allseitig gekr. Körper	71
Abbildung 5.10	Geschwindigkeiten im Wälzlager	72
Abbildung 6.1	Vorderansicht Einzellagerversuchsstand	80
Abbildung 6.2	Piezoeinheit im Detail	80
Abbildung 6.3	Detailansicht Wegaufnehmer	81
Abbildung 6.4	Bildderrotator als CAD-Modell und im Prüfaufbau vor Einzellagerversuchsstand	83
Abbildung 6.5	Messunterlegscheibe im Einbau	84
Abbildung 6.6	Seitenansicht des Kurbeltrieb-Prüfstands	85
Abbildung 6.7	Bauteile des Kurbeltrieb-Prüfstands in Konfiguration 1	86
Abbildung 6.8	Gebaute Kurbelwelle mit Lagern und Anlaufscheiben (Konfiguration 1)	87
Abbildung 6.9	Ungekröpfte Welle mit Lagern	89
Abbildung 6.10	Prüflageraußenring	89
Abbildung 6.11	Schnittansichten der Konfigurationen	91
Abbildung 7.1	Wälzkörperschlupf bei $P = 2000\text{ N}$	95
Abbildung 7.2	Wälzkörperschlupf bei $n = 2000/\text{min}$	96
Abbildung 7.3	Messkurven bei sinusförmiger Last	97
Abbildung 7.4	Kolbenkräfte bei $n = 250/\text{min}$ und $n = 500/\text{min}$	100
Abbildung 7.5	Messergebnisse der drei Aufbauten mit Kröpfungseinfluss	102
Abbildung 8.1	Schlupfwertvergleiche bei $n = 1000/\text{min}$, $P = 2000\text{ N}$	106
Abbildung 8.2	Schlupfwertvergleiche bei $n = 3000/\text{min}$, $P = 2000\text{ N}$	106
Abbildung 8.3	Schlupfwertvergleiche bei $n = 1000/\text{min}$, sinusförmige Belastung	108
Abbildung 8.4	Schlupfwertvergleiche bei $n = 3000/\text{min}$, sinusförmige Belastung	108
Abbildung 8.5	Auswirkung der Spaltweitenvariation bei Modellstufe 1	110

Abbildung 8.6	Auswirkung der Spaltweitenvariation bei Modellstufe 2	111
Abbildung 8.7	Einfluss des Gleitreibungsfaktors μ' auf die Pleuellagerreibung	112
Abbildung 8.8	Wälzkörpergeschwindigkeiten des 1. Wälzkörpers bei Gleitreibungsfaktorvariation für zwei Drehzahlen	113
Abbildung 8.9	Reibmomente der beiden Modellstufen für verschiedene Lagerspiele	114
Abbildung 8.10	Öltemperatureinfluss auf das simulierte Gesamtmoment	116
Abbildung 8.11	Vergleich der gemessenen Hauptlagerreibung mit Simulationsergebnisse	117
Abbildung 8.12	Vergleich Messung vollwälzgelagerte ungekröpfte Welle mit Simulation	118
Abbildung 8.13	Vergleich Messung vollwälzgelagerte gekröpfte Welle mit Simulationsergebnissen	119
Abbildung 8.14	Drehmomentdifferenz durch Kurbelkröpfungseinfluss bei Mess- und Simulationsergebnissen	120
Abbildung 8.15	Simulationsergebnisse Konfig. 1 und 2	121
Abbildung 8.16	Worst case Berechnung der Modellstufen	122
Abbildung 8.17	Simulation mit Mischreibungsansatz	124
Abbildung 8.18	Einfluss der Anlaufscheibenreibung auf die Gesamtreibung	125
Abbildung 8.19	Gemessene Planschverluste bei $P = 1000$ N statischer Last und Interpolation	127
Abbildung 8.20	Vergleich mit Aufrechnung der Planschverluste bei ungekröpfter Welle	128
Abbildung 8.21	Vergleich mit Aufrechnung der Planschverluste bei gekröpfter Welle	129
Abbildung 8.22	Ergebnisse mit zusätzlichen Reibungsanteilen	131

TABELLENVERZEICHNIS

Tabelle 5.1	Bedingungen zur Anwendung geänderter Schubspannungsansätze	69
Tabelle 5.2	Exponenten zur Schmierpalthehöhenber.	74
Tabelle 6.1	Drift der <i>Kistler</i> Messplattform (Herstellerangabe)	81
Tabelle 7.1	Versuchsmatrix dynamische Versuche	94

Tabelle 8.1	Übersicht Pleuellagergrößen	104
Tabelle 8.2	Übersicht Hauptlagergrößen	104
Tabelle 8.3	Größenübersicht Kurbeltrieb	105
Tabelle 8.4	Übersicht Reibwertvorgaben	105
Tabelle 8.5	Vergleichsübersicht statischer Messungen und Simulation	107
Tabelle 8.6	Vergleichsübersicht dynamischer Messungen und Simulation	109

FORMEL- UND ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

FORMELZEICHEN

a	m	Einlaufzone Hertzkontakt
	m	Abstand großes Pleuelauge zu Pleuel-Schwerpunkt
$a_1 - a_9$		Koeffizienten der Gleitlagerberechnung
A	m ²	Reibfläche
b	m	Breite Gleitlager
	m	Käfighöhe
	m	halbe Ellipsenbreite nach <i>Hertz</i>
	m	Auslaufzone Hertzkontakt nach <i>Johnson</i>
	m	Abstand kleines Pleuelauge zu Pleuel-Schwerpunkt
b_{RWDR}	–	Breite Dichtkontakt
c	–	Koeffizient der Lagerbauart nach <i>Palmgren</i>
C	N	Fliehkraft
C_0	N	statische Tragzahl
C_1	Nms	zusammenfassende Konstante für M_f -Berechnung
C_{32}	Nms	zusammenfassende Konstante für M_f -Berechnung
C'_1	Nms	zusammenfassende Konstante für M'_f -Berechnung
C'_{32}	Nms	zusammenfassende Konstante für M'_f -Berechnung

C_C	N	Corioliskraft
C_K	N	Fliehkraft bei Drehung um Hubzapfen
C_{th}	–	thermischer Korrekturfaktor
$C_{\delta L}$	N/m	Federkonstante
d	m	Innenringlaufbahndurchmesser
	m	Lagerdurchmesser, Gleitlager
d_m	m	mittlerer Lagerdurchmesser
D	m	Außenringlaufbahndurchmesser
	m	Wellendurchmesser, Gleitlager
e	m	Offset der res. Normalkraft
	m	Lagerluft
	m	Exzentrizität vom Lagermittelpunkt
$e_0 - e_3$		Koeffizienten der Schmierfilmhöhenberechnung
E_0	N/m ²	reduzierter Elastizitätsmodul
f	–	Reibbeiwert für M_1
f_0	–	Reibbeiwert für M_0
F	N	Kraft, Lagerbelastung
F_{Ax}	N	Axialschub
F_D	N	Tragkraft aus Drehung, Gleitlager
F_N	N	Normalkraft
F_{rad}	N	Radialkraft RWDR
F_{rL}	N	radiale Last der Wälzkörper
F_{HyRo}	N	hydrodynamische Rollreibungskraft
$F_{Schlupf}$	N	Schlupfkraft
F_{St}	N	Stangenkraft
F_V	N	Tragkraft aus Verdrängung, Gleitlager
g_0	–	Beiwert für die Belastungsrichtung nach <i>Palmgren</i>

G	–	Werkstoffkennzahl
h	m	Schmierspalthöhe
	m	Bordhöhe
h_0	m	zentrale Schmierfilmhöhe
J_s	kg m ²	WK-Massenträgheitsmoment
k	–	Käfigübersetzung bezüglich Innenring
k'	–	Käfigübersetzung bezüglich Außenring
k_{th}	N/(K s)	Wärmeleitkoeffizient
k_K	1/m	Krümmung
K	N	Käfigkontaktkraft
K_R	N	Käfigreibkraft
l	m	Pleuellänge
l'_A	s	Länge eines Arbeitspiels
l_{eff}	m	effektive Wälzkörperlänge
L_{th}	–	thermischer Belastungsfaktor
i_w	–	Übersetzungsverhältnis
m	kg	Masse
M	Nm	Moment
M_0	Nm	lastunabhängiges Moment nach <i>Palmgren</i>
M_1	Nm	lastabhängiges Moment nach <i>Palmgren</i>
M_a	Nm	Flüssigkeitsreibmoment, Rollenstirnseite/ Käfig, Hampp
M_b	Nm	Flüssigkeitsreibmoment, Rollenstirnseite/ Bord, Hampp
M_d	Nm	Flüssigkeitsreibmoment, Rollenmantel/ Käfig, Hampp
M_f	Nm	Gesamtflüssigkeitsreibmoment, Hampp
M_f'	Nm	zusammengefasstes Gesamt-

		flüssigkeitsreibmoment, Hampp
M_{drag}	Nm	Moment aus Planschverlusten, SKF
M_{rr}	Nm	Rollreibmoment, SKF
M_{HyRo}	Nm	hydrodynamisches Rollreibmoment
M_{RWDR}	Nm	Reibmoment RWDR
M_{sl}	Nm	Gleitreibmoment, SKF
M_{seal}	Nm	Dichtungsreibmoment, SKF
M_{Schlupf}	Nm	Schlupfmoment
M_{t}	Nm	turbulenter Anteil Flüssigkeitsreibung
M_{Verf}	Nm	Moment aus irreversibler Verformungsarbeit
n	1/min	Drehzahl
N	N	Massenkraft am WK, Normalkraftanteil
$N_{\text{A,Pl}}$	–	Anzahl Außenringumdrehungen
$N_{\text{K,Pl}}$	–	Anzahl Käfigumdrehungen
N_{y}	N	resultierende Normalkraft
p	Pa	Druck
\bar{p}	Pa	mittlerer Druck in Kontaktfläche
p_0	Pa	maximaler Druck nach Hertz
p_{D}	Pa	Druck durch Tangentialbewegung
p_{Grenz}	MPa	Grenzdruck
p_{V}	Pa	Druck durch Radialbewegung
P_0	N	Druckkraft entlang Schmierspalt
	N	statisch äquivalente Belastung nach <i>Palmgren</i>
$P_{\text{p,max}}$	N	Pendelkraft um Rollenachse nach <i>Kirner</i>
$P_{\text{pk,max}}$	N	Pendelkraft des Käfigs nach <i>Kirner</i>
$P_{\text{pw,max}}$	N	Pendelkraft um Pleuelachse nach <i>Kirner</i>
P_{z}	N	zusammengesetzte Zentrifugalkraft

nach *Kirner* und *Autenrieth*

P_{Rm}	W	zeitl. Mittelwert Reibleistung, Gleitlager
r	m	Kurbelradius
r_a	m	Radius RWDR-Dichtlippe
R	N	Rollenbelastung durch äußere Last
		Radius Lagerring
R_{eff}	m	effektiver Krümmungsradius
R_p	m	Rauheitskenngröße der Dichtkante
R_z	m	Mittenrauhtiefe
s	m	Kolbenweg
s_1	m	Spaltweite, Rollenstirnseite/Käfig
s_2	m	Spaltweite, Rollenstirnseite/Bord
s_3	m	Spaltweite, Rollenmantel/Käfig
s_4	m	Spaltweite, Käfigseite/Kurbelwange
S	–	Massenschwerpunkt
	N	Zähigkeitswiderstand
So_D	–	Sommerfeldzahl für Drehung
So_V	–	Sommerfeldzahl für Verdrängung
t	s	Zeit
T	°C	Temperatur
u	m/s	hydrodynamisch wirksame
U	N	Massenkraft am WK, Tangentialanteil
	–	Geschwindigkeitskennzahl
v	m/s	Gleitgeschwindigkeit
Δv	m/s	Relativgeschwindigkeit
w	m	WK-Bahnkoordinate
W	J	Arbeit
	–	Belastungskennzahl
\dot{W}	W	Leistung durch Formänderungsarbeit
z	–	Wälzkörperanzahl
	–	Längskoordinate Gleitlager

GRIECHISCHE FORMELZEICHEN

α	–	Dämpfungskonstante
	°	Winkel der laminaren Strömung zwischen Rollenmantel und Käfig
α_p	m^2/N	Druckviskositätskoeffizient
α_{AR}	rad	Kegelrollenwinkel
β	°	Winkel zwischen F_D und h_0 , Gleitlager
	°	Winkel der turbulenten Strömung zwischen Rollenmantel und Käfig
β_{th}	K^{-1}	Temperaturviskositätskoeffizient
γ	°	Kraftangriffswinkel, Gleitlager
$\dot{\gamma}$	1/s	Scherrate
δ	°	Verlagerungswinkel von h_{\min} , Gleitlager
δ_0	m	Gesamtverformung eines Wälzlagers
δ_i	m	Einzelverformung eines Wälzkörpers
ϵ	–	relative Exzentrizität, Gleitlager
η	Ns/m^2	dynamische Viskosität
η_0	Ns/m^2	dynamische Viskosität, bei Atmos- phärendruck und Betriebstemperatur
η_e	–	effektiver Wirkungsgrad
η_g	–	Gütegrad
η_i	–	indizierter Wirkungsgrad
η_m	–	mechanischer Wirkungsgrad
η_v	–	Wirkungsgrad des Vergleichsprozess
$\Delta\eta_m$	–	mechanische Verluste
$\Delta\eta_{\text{Reib}}$	–	Reibverluste
$\Delta\eta_{A,NA}$	–	Verlustenergie der Nebenaggregate
$\frac{d\theta}{dt}$	1/s	WK-Winkelgeschwindigkeit Hauptlager

$\frac{d\bar{\theta}}{dt}$	1/s	WK-Winkelgeschwindigkeit, Hauptlager, bezogen auf Käfigtasche
$\frac{d\theta'}{dt}$	1/s	WK-Winkelgeschwindigkeit, Pleuellager
$\frac{d\bar{\theta}'}{dt}$	1/s	WK-Winkelgeschwindigkeit, Pleuellager, bezogen auf Käfigtasche
λ	–	Pleuelstangenverhältnis
μ	–	Reibbeiwert
	–	Haftreibbeiwert um Rollreibbeiwert reduziert, Hampp
μ_0	–	Haftreibungskoeffizient
μ_1	–	Reibungszahl für Berechnung von M_1
μ'	–	Gleitreibungskoeffizient
μ_R	–	Rollreibungskoeffizient nach <i>Palmgren</i>
μ_R	–	Reibbeiwert Dichtung
μ_{SB}	–	Reibbeiwert Stahl-Bronze
ν	mm ² /s	kinematische Viskosität
ρ	m	Wälzkörperradius, Hampp
ρ_0	kg /m ³	Dichte bei Atmosphärendruck und Betriebstemperatur
ρ_h	m	Hebelarm, Bordreibkraft, Hampp
τ	rad	Käfigwinkel Schubspannung allgemein
τ'	rad	Käfigwinkel, Bezug HZ-System
τ_0	N/m ²	Eyring-Schubspannung
τ_c	N/m ²	kritische Schubspannung
τ_{Grenz}	N/m ²	Grenzs Schubspannung vereinfachter Ansatz

τ_L	N/m ²	Grenzs Schubspannung nach <i>Bair</i> und <i>Winer</i>
τ_N	N/m ²	Schubspannung Newtonsches Fluid
τ_{Fl}	N/m ²	Schubspannung im Fluid
φ	°	Kurbelwinkel
φ^*	°	Winkel der äußeren Last im Hz-System
χ	°	Pleuelschwenkwinkel
ψ	°	Pleuelwinkel rel. zu HZ-System
	–	relatives Lagerspiel, Gleitlager
ω	1/s	Winkelgeschwindigkeit
Ω	–	Gewichtungsfaktor

INDIZES

AR	Außenring
As	Anlaufscheibe
eff	effektiv
Fl	Flüssigkeit
ges	gesamt
G	Gas
Gg	Gegengewicht
Gl	Gleitreibung
HL	Hauptlager
HyRo	hydrodynamische Rollreibung
Hz	Hubzapfensystem
K	Kolben
Kä	Käfig
KW	Kurbelkröpfung/Kurbelwelle
Ks	Käfigseite
L	Linienkontakt

iso	isotherm
IR	Innenring
La	Lager
max	maximal
min	minimal
osz	oszillierend
P	Punktkontakt
Pl	Pleuel, Pleuelsystem
PL	Pleuellager
res	resultierend
rot	rotierend
Reib	Reibung
Rf	raumfestes Koordinatensystem
Roll	Rollreibung
th	thermisch
Verf	irreversible Verformungsarbeit
W	Welle
WK	Wälzkörper

ABKÜRZUNGEN

DI	Direkteinspritzung
EHD	elastohydrodynamische Schmierung
FIRST	Fluid Interaction with Rotating Structures
IMK	Institut für Maschinenelemente und Konstruktionstechnik, Universität Kassel
IMKT	Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie
IMR	Institut für Mess- und Regelungstechnik
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
OT	Oberer Totpunkt
RWDR	Radialwellendichtring

SRE Saugrohreinspritzung

UT Unterer Totpunkt

WK Wälzkörper

EINLEITUNG

Der Verbrennungsmotor ist nach wie vor das Antriebsaggregat für zahlreiche Anwendungen. Aufgrund seiner hohen Leistungsdichte, der zuverlässigen Technik und der vorhandenen Infrastruktur zur Kraftstoffversorgung ist davon auszugehen, dass er auch in den kommenden Jahrzehnten seine wichtige Rolle behaupten wird. Vorgaben von politischer Seite durch niedrigere Schadstoffgrenzwerte, steigende Rohölpreise und hohe Besteuerung erfordern eine fortwährende Entwicklung von ressourcen- und umweltschonenderen Aggregaten.

Der Motorwirkungsgrad drückt das Verhältnis zwischen zugeführter Energie durch den Kraftstoff und der abgeführten Nutzenergie aus. Abzüglich der Verluste, die durch den Vergleichsprozess bzw. den Wirkungsgrad des Vergleichsprozesses η_V beschrieben sind, lässt sich der effektive Motorwirkungsgrad

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = (\eta_V \cdot \eta_g) \cdot \eta_m \quad (1.1)$$

nur über die Erhöhung des Gütegrads η_g und des mechanischen Wirkungsgrades η_m realisieren. Während Erstgenannter die Verluste des realen Prozesses wie Ladungswechsel, unvollständige Verbrennung, reale Ladung usw. berücksichtigt gehen in den mechanischen Wirkungsgrad

$$\Delta\eta_m = \Delta\eta_{\text{Reib}} + \Delta\eta_{A,NA} \quad (1.2)$$

die Verluste durch Reibung $\Delta\eta_{\text{Reib}}$ und die zum Antrieb der Nebenggregate benötigte Energie $\Delta\eta_{A,NA}$ ein. Die Reibungsverluste setzen sich im Wesentlichen aus den Reibungsverlusten im Ventiltrieb, der Kolbengruppe sowie der Kurbelwellenlagerung zusammen, wobei die beiden letztgenannten Faktoren über 50% der Reibung ausmachen und dies mit steigender Drehzahl noch zunimmt, siehe Abbildung 1.1. Überdies steigt dieser Anteil bei höherem Aufladegrad [Golo5]. Im Zuge des aktuellen Trends des *Downsizings*, welches einen höheren Motorwirkungsgrad durch geringere Hubvolumen und somit höhere Mitteldrücke anstrebt, sind also reibungsmindernde Maßnahmen in diesem Bereich als besonders lukrativ anzusehen. Die Anteile der Reibung am Kraftstoffverbrauch sind insbesondere im Teillastbereich von höherer Bedeutung wie Abbildung 1.2 zeigt. Hier ist

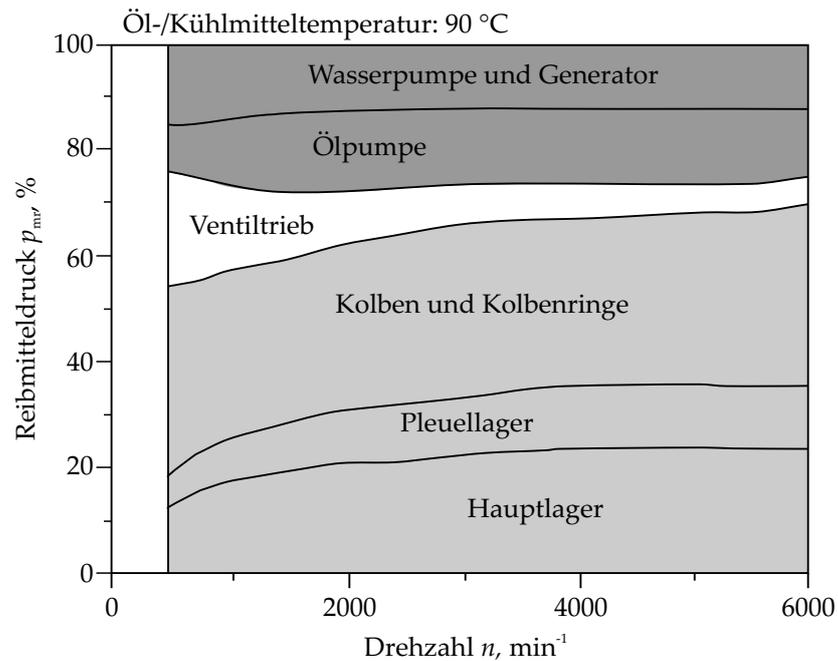


Abbildung 1.1: Prozentuale Aufteilung der mechanischen Reibanteile eines Pkw-Ottomotors [Doho3]

ebenso zu erkennen, dass der für die Bemessung von Kraftstoffverbräuchen zugrunde liegende Neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ), eben diesen Teillastbereich von niedrigen bis mittleren Drehzahlen und Leistungen abdeckt.

Eine Möglichkeit zur Reduktion der Reibung der Kurbelwellenlagerung kann die Substitution der in Viertakt-Mehrzylinder-Verbrennungsmotoren standardmäßig eingesetzten Gleitlager durch Wälzlager bilden. Wälzlager sind prinzipbedingt reibungsärmer als Gleitlager und werden außer bei Zweitaktmotoren in Viertakt-Einzylindern eingesetzt, wo der konstruktive Mehraufwand für die Kurbelwelle nicht sonderlich ins Gewicht fällt. Auch bei Viertakt-Mehrzylinder-Verbrennungsmotoren waren Wälzlager in der ersten Hälfte des 20. Jahrhunderts vielfach anzutreffen. In dieser Zeit waren Gleitlager zunächst nicht in der Lage ihrer Funktion bei erhöhten Lasten nachzukommen [Na136]. Nachdem diese Problematik durch neue Lagerwerkstoffe gelöst war, wurden Gleitlager Stand der Technik. Gleitlager setzten sich gegenüber den Wälzlagern vor allem durch ihre lange Lebensdauer, geringe Geräuschentwicklung, gute Dämpfung bei stoßartiger Belastung, gute Notlaufeigenschaften, ihren einfach raum- und gewichtssparenden Aufbau, ihre leichte Teilbarkeit in Lagerhalbschalen sowie ihre Möglichkeit der wirtschaftlichen, auf den jeweiligen Anwendungsfall zugeschnittenen Fertigung durch [BS04].

Erst gegen Ende des 20. Jahrhunderts wurde das Thema eines wälzgelagerten Motors in einer Pkw-Anwendung wieder aufgegriffen. In Forschungsarbeiten der *RWTH Aachen* und der *FEV GmbH* zeigten

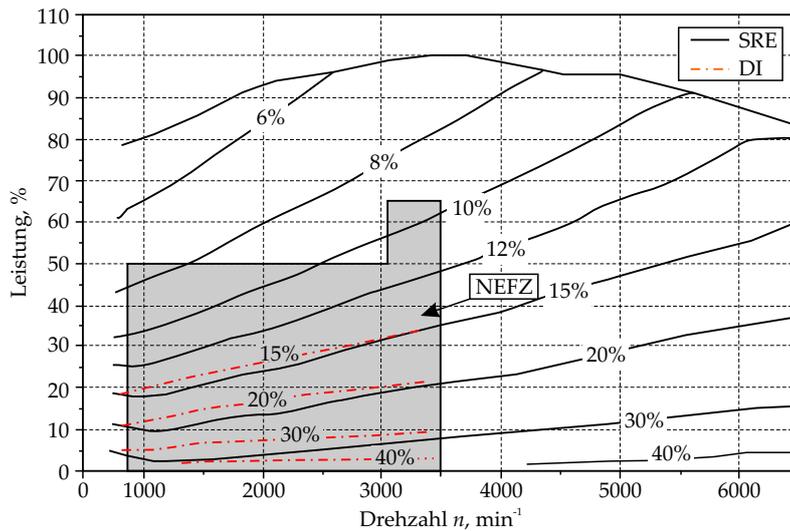


Abbildung 1.2: Reibungsanteil am Kraftstoffverbrauch im Motorkennfeld von Ottomotoren [SDHo2]

Versuche mit einem vollwälzgelagerten 1,6l-Ottomotor, dass der Verbrauch im NEFZ gegenüber dem konventionell gelagerten Motor um 5,2% absank [SDHo2, Doho3]. Eine spätere Version des Motors, die hinsichtlich Akustik und Motorlebensdauer optimiert wurde, konnte nur noch eine Verbrauchseinsparung von 3,7% erzielen. Der Grund wurde in den neuen, schwereren Pleuellagern gesehen, die eine deutliche Reibleistungszunahme verursachten [Kalog]. Dies macht deutlich wie einflussreich konstruktive Änderungen der Wälzlager sind.

ZIELSETZUNG DER ARBEIT

Es hat sich grundsätzlich gezeigt, dass die Substitution der Gleitlager als Kurbelwellenlager durch reibungsärmere Wälzlager einen sinnvollen Ansatz zur Reibleistungsreduktion moderner Fahrzeugmotoren bildet. Jedoch war gleichermaßen festzustellen, dass der Einsatz von Wälzlagern in diesem Anwendungsfeld zahlreiche Fragestellungen aufwirft. Neben akustischen und konstruktiven Gesichtspunkten ist auch das Reibleistungsreduktionspotential der einzelnen Lagerstellen unklar. Während bei den Hauptlagern, die zentrisch in den Lagerstühlen laufen, mit einem Rückgang der Reibleistung gerechnet werden kann, ist anhand der Untersuchungen von [Doh03] und [Kal09] deutlich geworden, dass der Vorteil der Wälzlagerung abhängig von der konstruktiven Ausführung wieder aufgezehrt werden kann. Die Gründe dafür liegen im exzentrischen Betrieb des Lagers und den besonderen Bewegungs- und Kraftverhältnissen, denen das Lager dabei unterworfen ist.

Eingehendere Betrachtungen der Pleuellagerstelle hinsichtlich der dort auftretenden Reibleistung sind bisher noch nicht Untersuchungsgegenstand gewesen. Ziel dieser Arbeit ist es, das Potential zur Verbrauchsminderung durch Substitution des Gleitlagers mittels eines Wälzlagers im Pleuellager zu ermitteln und herauszuarbeiten von welchen Parametern dieses abhängt. Modelle zur Prognose von Wälzlagerreibung sind stets mit der Entwicklung der eigentlichen Lager vorangeschritten. Sie gehen von einfachen Berechnungsansätzen wie demjenigen von *Palmgren* [Pal64] bis zu komplexen Mehrkörpersystem-Modellen [Teu05]. Lager im exzentrischen Einsatz nahmen hierbei stets eine Sonderstellung ein, zu denen *Siepmann* ein Modell für die Reibmomentberechnung beim Einsatz in Planetengetrieben erstellte [Sie87]. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit soll die Simulation eines Wälzlagers, welches im großen Pleuelauge eingesetzt wird, im Mittelpunkt stehen. Zusätzlich werden auch die Hauptlager in die Simulation mit einbezogen. Für sie gibt es jedoch bereits hinreichende Modellansätze. Die Simulationsergebnisse werden Messergebnissen gegenübergestellt und bewertet.

3

VORGEHENSWEISE

Zum Erreichen der in Kapitel 2 gesetzten Ziele wird nach dem in Abbildung 3.1 dargestellten Lösungsweg vorgegangen. Ausgangsbasis ist eine Literaturrecherche zum aktuellen Stand der Forschung und Technik in Hinblick auf den Wälzlagereinsatz in Verbrennungsmotoren und die Reibverluste aufgrund der Wälzlagerdynamik. Zudem waren für die spätere Modellentwicklung die aktuellen Verfahren zur Abschätzung der Wälzlagerreibung zu sichten.

Auf Basis der Arbeiten zum Bewegungsverhalten von Wälzlagern wird ein Modell aufgestellt, welches die Reibung in einem Pleuellager abschätzt. Aktuelle Arbeiten, die sich mit der Lagerreibung im allgemeinen Fall auseinandersetzen, liefern neue Ansätze für die Bestimmung der Reibleistung. Diese werden genutzt, um den ursprünglichen Ansatz entsprechend zu erweitern.

Parallel zur Modellerstellung werden experimentelle Untersuchungen vorgenommen. Ziel dieser Untersuchungen ist es, zum einen die Modellqualität hinsichtlich des Bewegungsverhaltens der Wälzkörper unter dynamischer Last abzubilden. Zum anderen dienen Untersuchungen an einem geschleppten Einzylinderprüfstand der Verifikation der unterschiedlichen Modellstufen. Mit den Messergebnissen können die Modellansätze auf ihre Qualität überprüft werden.

Als Ergebnis sieht das Modell als Werkzeug für die Abschätzung des Reibleistungsreduktionspotentials von Wälzlagern im Pleuellagereinsatz.

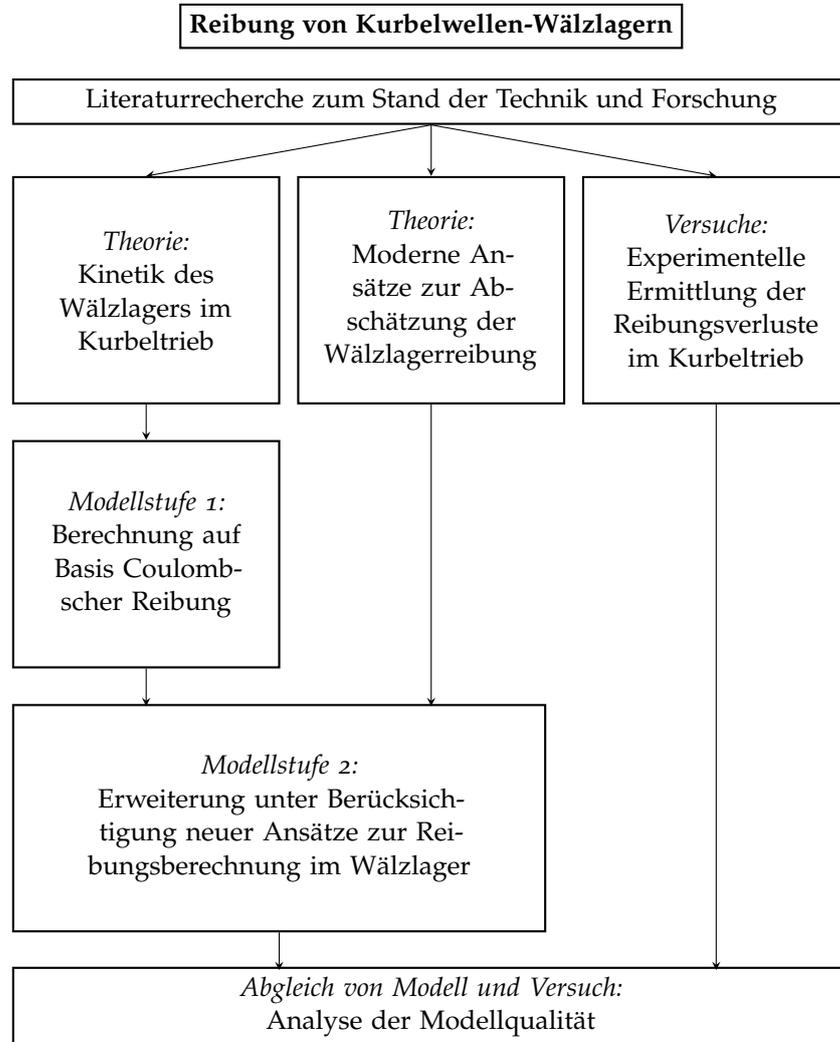


Abbildung 3.1: Vorgehensweise der Arbeit

4

STAND DER FORSCHUNG UND TECHNIK

Dieses Kapitel führt in den theoretischen Hintergrund der vorliegenden Arbeit ein. Es befasst sich zunächst mit den allgemeinen tribologischen Grundlagen. Darauf aufbauend folgt eine Beschreibung der Technik und der unterschiedlichen Wirkprinzipien von Gleit- und Wälzlagern, die den Anlass für die Forschungen hinsichtlich verbrennungsmotorischer Einsatzmöglichkeiten der Wälzlager geben. Das Kapitel schließt mit der Betrachtung der Wälzlager im Verbrennungsmotor. Inhalte sind eine kurze Übersicht über bislang erfolgte Forschungsarbeiten und darauf aufbauend die Bewegungs- und Kraftverhältnisse der Pleuellagerung, um die Grundlagen für das später beschriebene Modell darzulegen.

4.1 TRIBOLOGIE

Die Tribologie ist die Lehre von Reibung und Verschleiß und wird in [CHSo3] genauer definiert als:

Die Tribologie ist ein interdisziplinäres Fachgebiet zur Optimierung mechanischer Technologien durch Verminderung reibungs- und verschleißbedingter Energie- und Stoffverluste.

Bemerkenswert ist, dass die traditionellen Theorien der Physik und Technik aufgrund von Idealisierungen die Irreversibilität von technischen Prozessen häufig nicht berücksichtigen [CHSo3]. Es ist somit Aufgabe der Tribologie, die Mechanismen der Energiedissipation in Reibkontakten sowie die auslösenden Prozesse der zum Verschleiß führenden Materialveränderungen zu erforschen.

Im Rahmen dieser Arbeit steht vor allem die Reibung im Fokus. Einige Grundbegriffe sind daher an dieser Stelle noch einmal erläutert. Reibung ist zunächst ein Widerstand gegen eine Bewegung. Sie tritt auf als statische Reibung, die einer Bewegungseinleitung entgegensteht, oder dynamische Reibung, die während eines Bewegungsvorgangs diesen abschwächt. Die letztgenannte Reibung lässt sich zunächst in drei Hauptarten unterscheiden, dies sind:

- Die *Gleitreibung*, bei der sich zwei Körper translatorisch zueinander bewegen (gleiten).

- Die *Rollreibung*, bei der zwei Körper aufeinander abrollen. Ihre Einzelgeschwindigkeiten in der Kontaktzone sind gleich bzw. ihre Relativgeschwindigkeit ist Null.
- Die *Bohrreibung*, bei der sich ein Körper um eine senkrecht zur Kontaktfläche stehenden Achse dreht.

Diese Reibungsarten lassen sich im *Reibungsdreieck* darstellen, das in Abbildung 4.1 zu sehen ist. Bei der Rollreibung ist die Haftreibung im Kontaktpunkt höher als die tangentielle Kraft. Rollreibung ist unter gleichen Bedingungen stets kleiner als die Gleitreibung, da bei der Gleitreibung in erhöhtem Maße Schubspannungen zum Tragen kommen. Die Verluste bei der Rollreibung resultieren im trockenen Kontakt aus der inneren Reibung des Werkstoffs, die bei den elastischen Verformungen während des Überrollvorgangs entstehen. Im geschmierten Kontakt tritt die hydrodynamische Rollreibung hinzu. Neben den vorgenannten Reibungsarten sind zu dem noch die Mischformen

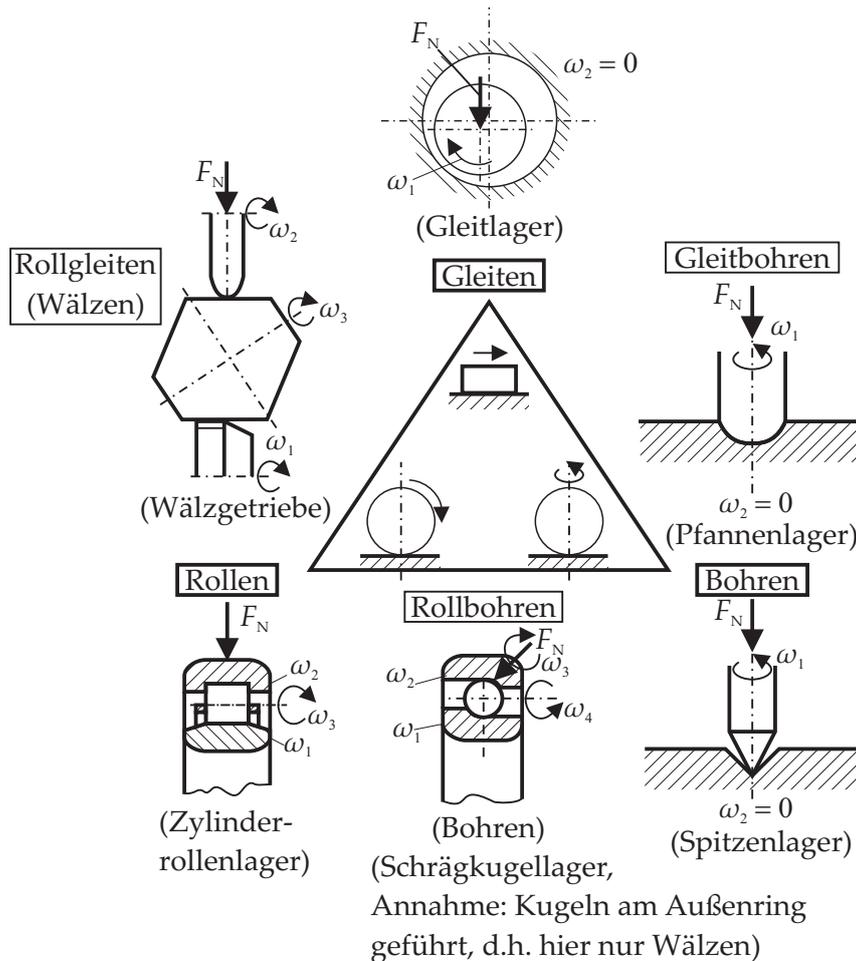
- Gleit-Rollreibung (Wälzreibung)
- Gleit-Bohrreibung
- Roll-Bohrreibung

zu nennen. An dieser Stelle sei hier die Wälzreibung hervorgehoben. Im Falle des idealisierten Rollens haben die beiden Kontaktpartner die gleichen Einzelgeschwindigkeiten. In der realen Anwendung führen die unterschiedlichen Krümmungen der Kontaktpartner, ihre abweichenden elastischen Verformungen und die Lagerkinematik zu Abweichungen von der Abrollbedingung sogenanntem Mikroschlupf. Dies gilt auch für das hier dargestellte Rollenlager, es liegt keine reine Linienberührung mehr vor. Die Drehkörper erfahren unterschiedliche Einzelgeschwindigkeiten im Kontaktbereich. Im Bereich der Kontaktzone, der nicht ideal aufeinander abrollt, kommt es daher zu Gleitvorgängen zwischen den Körpern. Es ist auch hier der Begriff des Wälzens anzuwenden, obwohl diese Gleitbewegungen bei Zylinderrollenlagern fast vernachlässigbar sind.

Neben den verschiedenen Reibungsarten sind auch unterschiedliche Reibungszustände

- Festkörperreibung
- Mischreibung
- Flüssigkeitsreibung
- Gasreibung

zu unterscheiden, vgl. auch Abbildung 4.2.



F_N : Normalkraft

ω : Winkelgeschwindigkeit

Abbildung 4.1: Reibungsarten bei Bewegungsreibung [Deto8b]

Wirkt die Reibung zwischen zwei festen Körpern so gilt dies als *Festkörperreibung*. Eine spezielle Form der Festkörperreibung ist die *Grenzschichtreibung*. Hier findet die Reibung zwischen zwei Grenzschichten statt, deren Eigenschaften gegenüber dem Grundmaterial modifiziert wurden. Bestehen die Grenzschichten aus je einem molekularen Film, der aus einem Schmierstoff stammt, liegt *Grenzreibung* vor.

Die *Flüssigkeitsreibung* bezeichnet die innere Reibung des Schmierfilms, welcher die beiden Reibkörper vollständig von einander trennt. Ist der trennende Film gasförmig, so spricht man von *Gasreibung*.

Mischreibung ist eine Mischform zwischen der Festkörperreibung und der Flüssigkeits- bzw. Gasreibung. Hier liegen demnach beide Zustände gleichzeitig vor, wobei der sich ergebende Reibwert von den Anteilen der jeweiligen Reibarten abhängt.

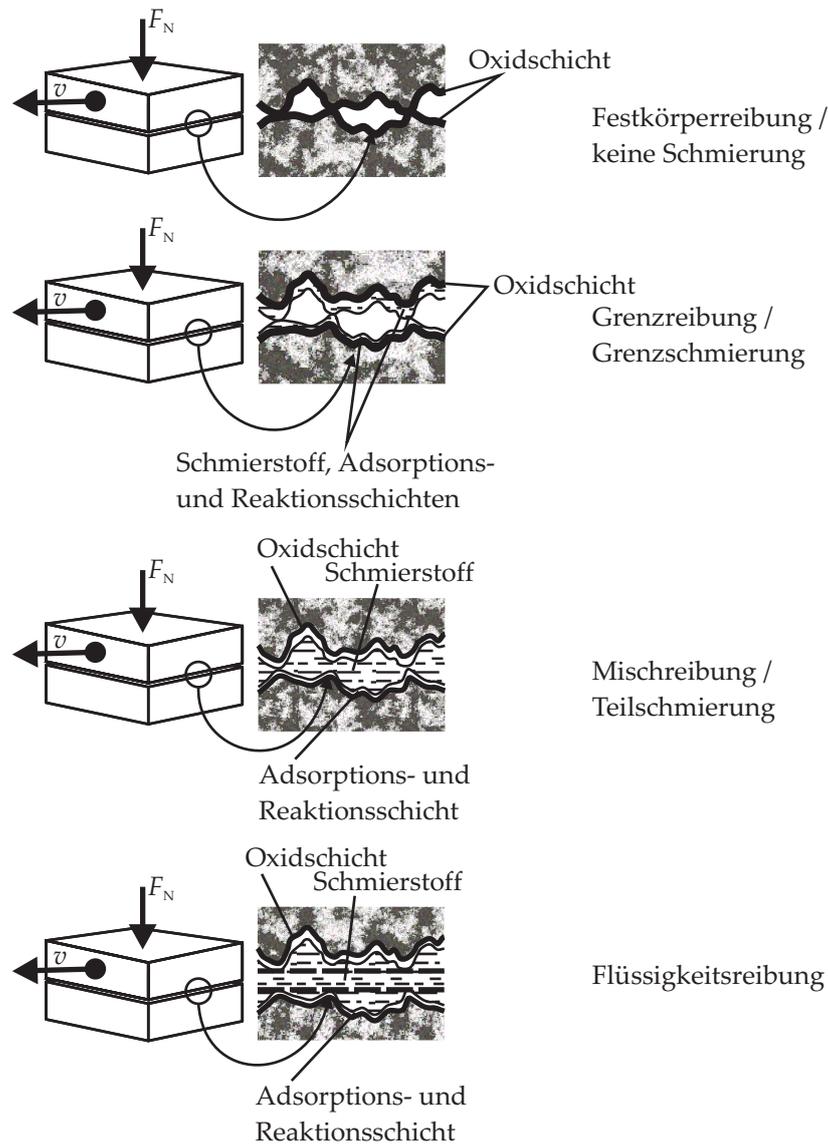


Abbildung 4.2: Reibungs- und Schmierzustände [Deto8b]

Der Reibungszustand eines tribologischen Systems hat einen starken Einfluss auf den entstehenden Reibwert. Zur Verdeutlichung lassen sich die Reibungszustände für ein Radialgleitlager anhand der Stribeck-Kurve in Abbildung 4.3 auftragen. Es zeigt sich die Abhängigkeit des Reibwerts μ von einer Kombination aus Ölviskosität η , Geschwindigkeit v und Pressung p . Im Bereich der Festkörperreibung bleibt der Reibwert konstant. Mit Beginn des Mischreibungsgebietes und des sich aufbauenden Schmierfilms sinkt der Reibwert. Der Reibwert fällt bis zu einem Minimum bevor kurz danach am sogenannten Ausklinkpunkt der Übergang in die Flüssigkeitsreibung erfolgt. Ab jetzt liegt eine vollständige Trennung der Oberflächen vor. Mit dem Fortschreiten im Bereich der Flüssigkeitsreibung z.B. durch eine Erhö-

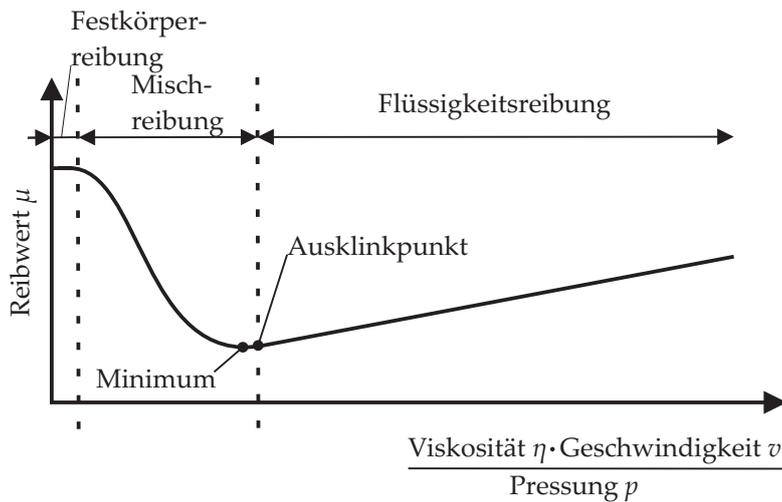


Abbildung 4.3: Stribeck-Kurve

lung der Geschwindigkeit gleiten immer mehr Schmierstoffschichten aufeinander, so dass der Reibwert wieder ansteigt.

4.2 DER KURBELTRIEB

Der Verbrennungsmotor dient zur Umsetzung der chemischen Energie eines Kraftstoffes in mechanische Arbeit. Der Kurbeltrieb hat die Aufgabe, die Energie des explodierten Gasgemisches von der oszillierenden Bewegung des Kolbens, der von dem expandierenden Gas angetrieben wird, in die rotatorische Bewegung der Kurbel- und damit der angekuppelten Antriebswelle umzuleiten. Die auftretenden Bewegungen und Kräfte insbesondere im Hinblick auf die Kurbelwellenlager sind Inhalt dieses Abschnitts.

4.2.1 Kinematik des Kurbeltriebs

Die einzelnen Komponenten, ihre Bewegungsrichtungen und eine Prinzipskizze mit geometrischen Bezeichnungen des Kurbeltriebs ist in Abbildung 4.4 dargestellt. Der Winkel φ beschreibt den Drehwinkel der Kurbelwelle gegenüber dem Start im Oberen Totpunkt (OT), welcher mit der Winkelgeschwindigkeit ω über den Zeitraum t zurück gelegt wurde. Das Pleuel mit der Länge l , welches den Kolben am kleinen Pleuelauge mit dem Pleuelzapfen (mit dem Kurbelradius r) verbindet, führt eine Schwenkbewegung aus. Hierbei bezeichnet der Winkel χ den Schwenkwinkel zwischen dem Pleuel und der Zylinderachse. Der Kolbenweg s , welcher vom Kolben pro Umdrehung zurückgelegt wird, wird beschrieben durch

$$s = l + r - (r \cdot \cos \varphi + l \cdot \cos \chi) \quad (4.1)$$

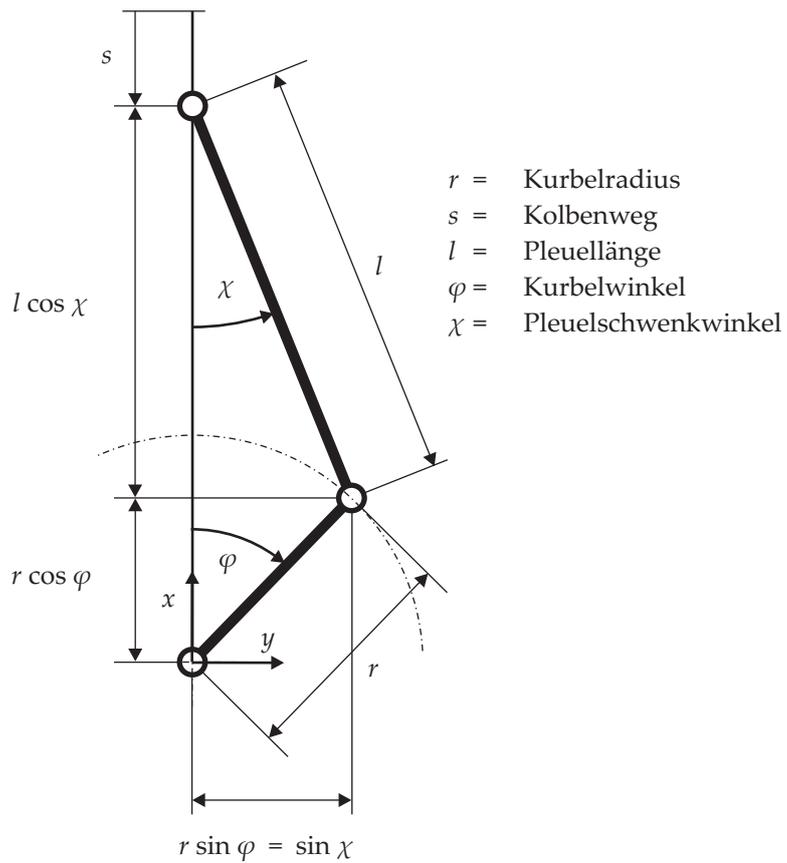
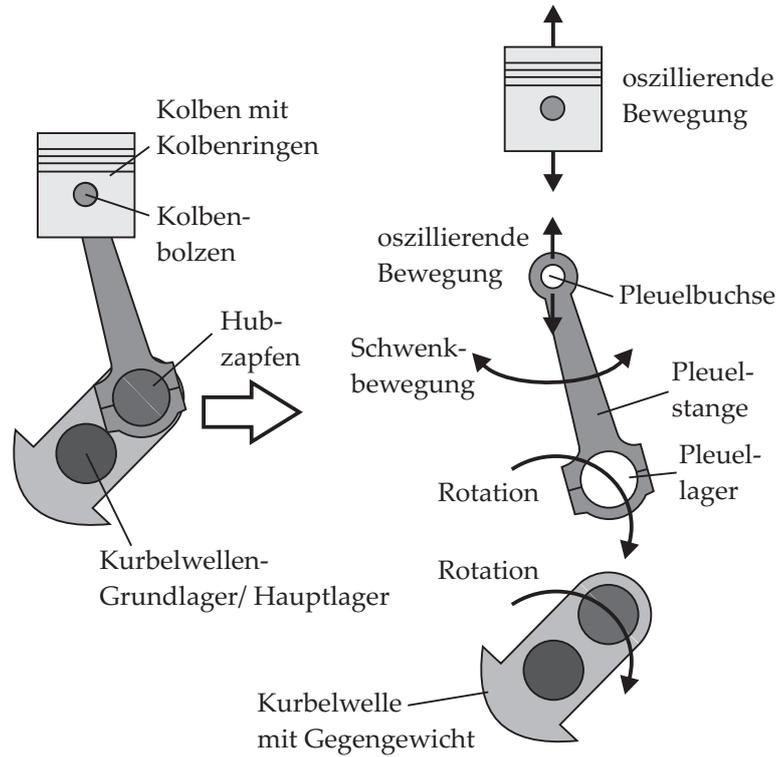


Abbildung 4.4: Kinematik des Kurbeltriebs

Es gilt zudem der Zusammenhang

$$\chi = \arcsin(\lambda \cdot \sin \varphi) \quad (4.2)$$

mit dem Pleuelstangenverhältnis $\lambda = r/l$. So lässt sich der Kolbenweg in Abhängigkeit von φ darstellen als

$$s = r(1 - \cos \varphi) + l \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right) \quad (4.3)$$

Dieser Ausdruck ist umständlich zu handhaben und wird in der Fachliteratur üblicherweise vereinfacht, siehe bspw. [MK99]. Der Wurzelausdruck lässt sich durch eine Taylorreihe ersetzen.

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} = 1 + \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 \varphi - \frac{\lambda^4}{8} \sin^4 \varphi - \dots \quad (4.4)$$

Für gewöhnliche Größen von λ werden die Terme ab dem dritten sehr klein und können vernachlässigt werden und es ergibt sich als hinreichend genaue Näherungsgleichung für den Kolbenweg s :

$$s \approx r \left(1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi \right). \quad (4.5)$$

Mit der trigonometrischen Beziehung

$$\sin^2 \varphi = \frac{1}{2} (1 - \cos 2\varphi)$$

folgt somit der Kolbenweg zu

$$s \approx r \left(1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right). \quad (4.6)$$

Die Kolbengeschwindigkeit resultiert als zeitliche Ableitung der Gleichung unter Berücksichtigung, dass der Kurbelwinkel φ proportional der Kurbelwellengeschwindigkeit ist ($\varphi = \omega t$):

$$\dot{s} \approx \omega r \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \quad (4.7)$$

Weiteres Differenzieren führt auf die Beschleunigung des Kolbens

$$\ddot{s} \approx \omega^2 r (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (4.8)$$

4.2.2 Dynamik des Kurbeltriebs

Anhand der erläuterten kinematischen Verhältnisse lassen sich die herrschenden Kräfte im Kurbeltrieb und damit auch der Lagerstellen beschreiben. Es ist zweckmäßig, zunächst die wirkenden oszillierenden und rotierenden Massenkräfte mit den Anteilen der Kurbeltriebskomponenten zu beschreiben und anschließend die Auswirkungen auf die Lagerstellen darzulegen.

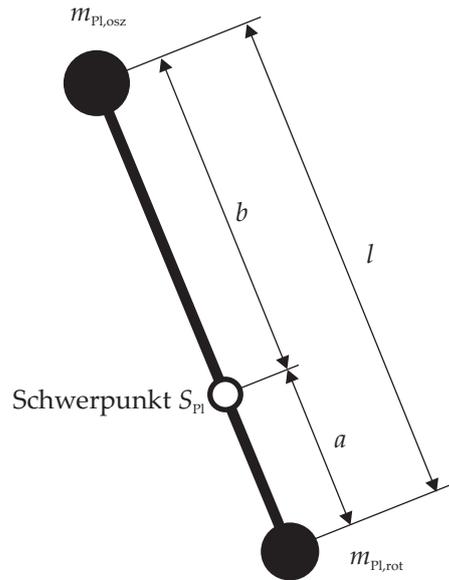


Abbildung 4.5: Ersatzmassensystem des Pleuels

4.2.2.1 Massenkräfte

Während der Kolben eine oszillierende Bewegung ausführt und die Kurbelwelle rotiert, ist das Pleuel als Bindeglied dieser Bauteile sowohl oszillierend als auch als rotierend anzusehen. Das Pleuel lässt sich in das in Abbildung 4.5 dargestellte Ersatzmassensystem mit der oszillierenden Masse $m_{Pl,osz}$ und der rotierenden Masse $m_{Pl,rot}$ aufteilen. Die Größe dieser Massen ist abhängig von den Abständen a und b des großen und kleinen Pleuelauges vom Pleuelschwerpunkt S_{Pl} .

Die oszillierende Masse des Kurbeltriebs ist die Summe aus der Kolbenmasse m_K und dem oszillierenden Pleuelmassenanteil $m_{Pl,osz}$

$$m_{osz} = m_K + m_{Pl,osz}. \quad (4.9)$$

Die rotierende Masse ist entsprechend die Summe aus der Unwucht der Kurbelwelle $m_{KW,rot}$ und dem rotierenden Pleuelanteil $m_{Pl,rot}$

$$m_{rot} = m_{KW,rot} + m_{Pl,rot}. \quad (4.10)$$

Der rotierende Kurbelwellenanteil berechnet sich aus der Kurbelwellenmasse und dem Abstand r_{KW} des Kröpfungsschwerpunktes S_{KW} zur Kurbelwellenmitte

$$m_{KW,rot} = \frac{r_{KW}}{r} \cdot m_{KW}. \quad (4.11)$$

Zusammen mit der Beschleunigung des Kolbens entsprechend (4.8) bzw. der Zentripetalbeschleunigung ergeben sich die oszillierende

$$F_{osz} = m_{osz} \cdot \ddot{s} \quad (4.12)$$

und rotierende Kraft

$$F_{rot} = m_{rot} \cdot r \cdot \omega^2. \quad (4.13)$$

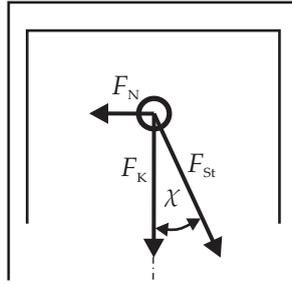


Abbildung 4.7: Aufteilung der Pleuellagerkraft in Normal- und Pleuellagerstangenkraft

ergeben. Die Pleuellagerkraft stützt sich auf der Pleuellagergleitbahn und der Pleuellagerstange ab. Diese Stützkraft wird beschrieben als die Normalkraft in Richtung der Pleuellagergleitbahn F_N und die Pleuellagerstangenkraft F_{St} , siehe Abbildung 4.7. Aus dem trigonometrischen Zusammenhang ergibt sich

$$F_{St} = \frac{F_K}{\cos \chi}. \quad (4.16)$$

Die Pleuellagerstangenkraft wirkt auf den Pleuellagerzapfen, auf dem das Pleuellager über das Pleuellager im großen Pleuellager gelagert ist. Neben der Pleuellagerstangenkraft greift zusätzlich die Fliehkraft des rotierenden Masseanteils des Pleuellagers an. Die rotatorische Kraft auf das Pleuellager stellt sich daher wie folgt dar

$$F_{Pl,rot} = m_{Pl,rot} \cdot r \omega^2. \quad (4.17)$$

Die Resultierende dieser beiden Kräfte bildet dann die Pleuellagerbelastung

$$\vec{F}_{PL} = \vec{F}_{St} + \vec{F}_{Pl,rot}, \quad (4.18)$$

wie es die Abbildung 4.8 (links) zeigt.

Die erläuterten Kräfte wirken ebenso auf das Pleuellager. Es kommen zusätzlich noch die im Abschnitt 4.2.2.1 dargestellten Massenkraft durch die Unwucht der Pleuellagerwelle

$$F_{KW} = m_{KW} \cdot r_{KW} \omega^2 \quad (4.19)$$

und die Gegengewichte des Pleuellagertriebs

$$F_{Gg} = m_{Gg} \cdot r_{Gg} \omega^2 \quad (4.20)$$

hinzu. Die Resultierende der Kräfte führt bei einem Pleuellagertriebwerk zur Pleuellagerbelastung

$$\vec{F}_{HL} = \vec{F}_{KW} + \vec{F}_{Gg} + \vec{F}_{St} + \vec{F}_{Pl,rot} + \left(\vec{F}_{La} \right), \quad (4.21)$$

vergleiche Abbildung 4.8 (rechts). Für ein Pleuellager als Pleuellager ist dabei die Masse des Pleuellagers nicht zu vernachlässigen und es ist

$$F_L = m_L \cdot r \omega^2 \quad (4.22)$$

zu berücksichtigen.

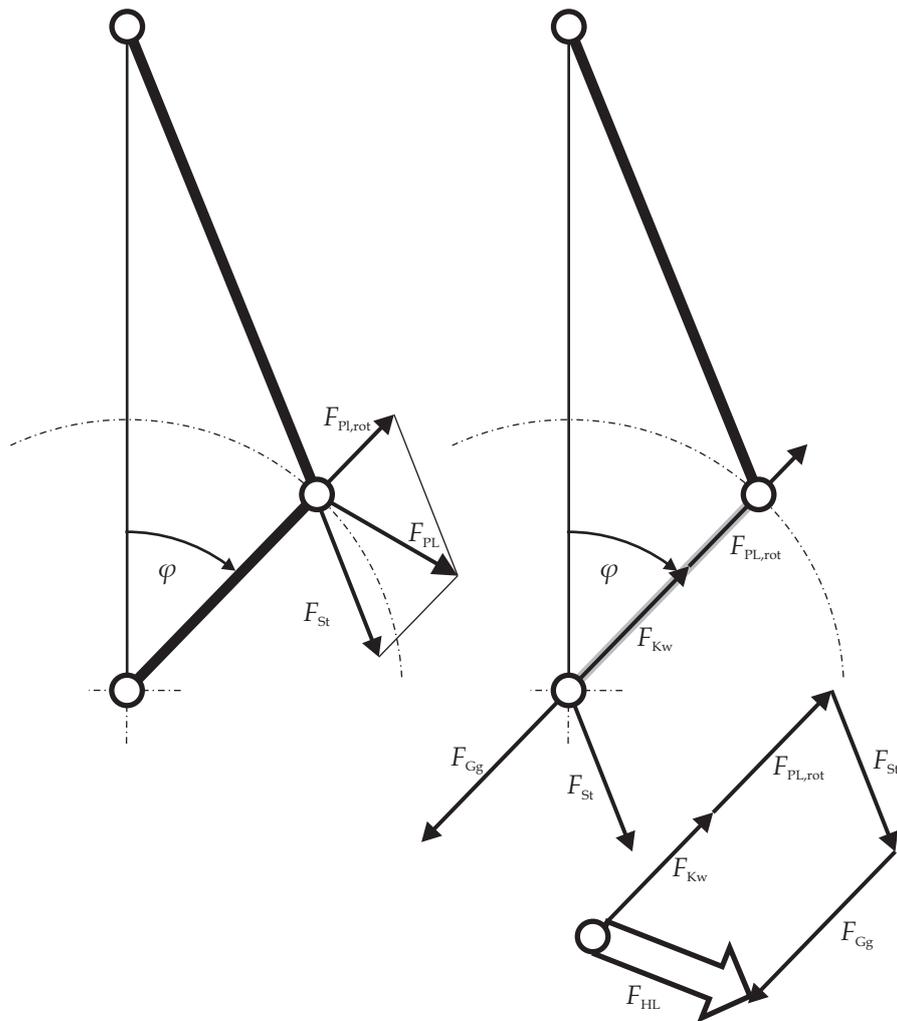


Abbildung 4.8: Kräfte am Pleuellager (links) und Hauptlager (rechts)

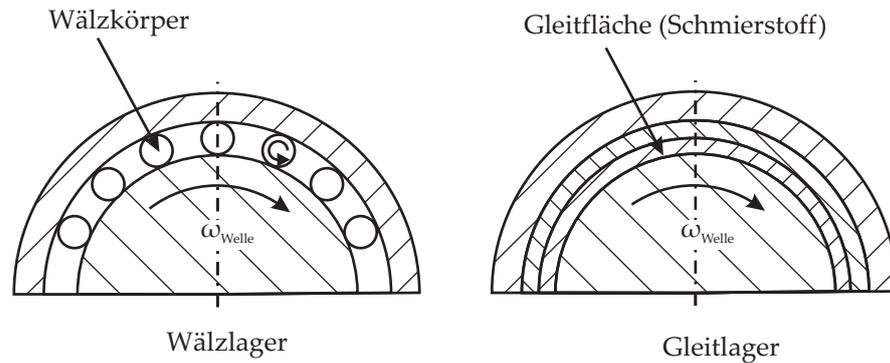


Abbildung 4.9: Wirkprinzipien von Wälz- und Gleitlager [Polo8]

4.3 LAGER

Der Einsatz von Lagern erfolgt im Allgemeinen, wenn eine Relativbewegung von Maschinenteilen zu realisieren ist. Ihre Aufgabe ist das *Tragen* (Aufnahme von Kräften und Momenten) und *Führen* (Lagebestimmung) der Bauteile. Lager lassen sich unterschiedlich klassifizieren. Zum einen existieren Lager mit verschiedenen Freiheitsgraden. Dies sind Radial-, Axial- und Linearlager mit je einem Freiheitsgrad oder Kombinationen aus diesen mit entsprechend höherem Freiheitsgrad von zwei oder drei. Zum anderen unterscheiden sich Lager in ihren Wirkprinzipien. Neben Lagertypen, die relativ gering verbreitet sind, wie Magnetlager oder elastische Lager, stellen Gleit- und Wälzlager die größte Zahl von Lagern. Ihre Wirkprinzipien zeigt die Abbildung 4.9. Auf diese beiden Typen wird im Folgenden näher eingegangen.

4.3.1 Gleitlager

Bei Gleitlagern stehen die beiden relativ zueinander bewegten Maschinenteile in direktem Kontakt oder sind durch einen Schmierfilm getrennt. Bei ungeschmierten Gleitlagern stehen das Lager und das drehende Objekt stets in direktem Kontakt und es liegt Festkörperreibung vor. Hier ist insbesondere auf eine reibungsarme Werkstoffpaarung zu achten.

Für Anwendungen, die auf hohe Lebensdauern und geringe Wirkungsgradeinbußen durch Reibverluste angewiesen sind, werden geschmierte Gleitlager eingesetzt. Die Wirkungsweise eines *hydrodynamischen* Gleitlagers beruht auf einem konvergierendem Spalt in dessen Richtung ein viskoser Schmierstoff gefördert wird. Abbildung 4.10 zeigt eine Welle in einem Radialgleitlager in Quer- und Längsschnitt. Der Wellenmittelpunkt ist um die Exzentrizität e vom Lagermittelpunkt verschoben. Die Welle dreht sich mit der Winkelgeschwindigkeit ω im Lager unter der Belastung der Kraft F . Der Schmierspalt der Höhe $h(\varphi)$ mit der Mindestschmierfilmdicke h_{\min} stellt sich selbsttä-

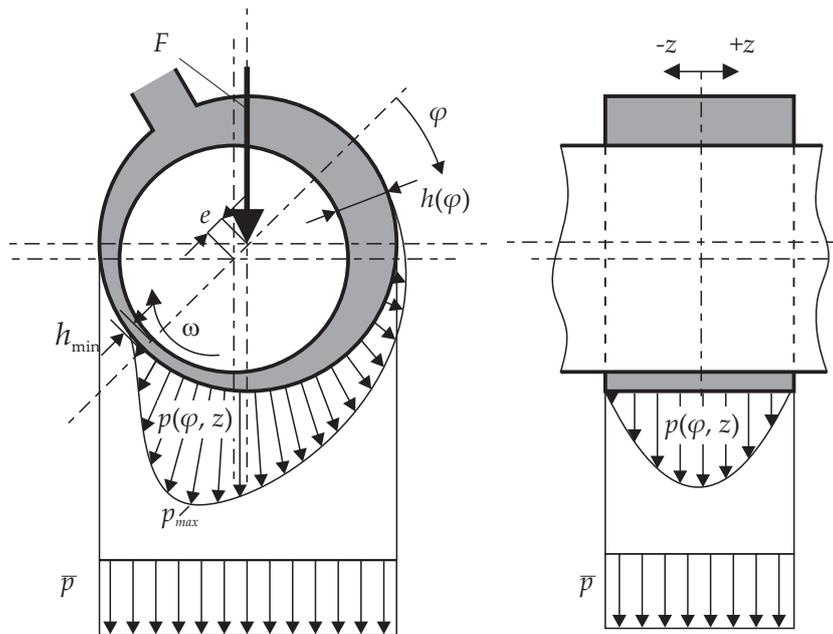


Abbildung 4.10: Zylindrisches Gleitlager (schematisch) mit Druckverteilung [Deto8a]

tig ein bis die Kraft F_n und das Integral über die Druckverteilungsfunktion $p(\varphi, z)$ ein Gleichgewicht bilden. Er ergibt sich die spezifische Lagerbelastung \bar{p} . Bei Axialgleitlagern wird der konvergierende Spalt beispielsweise durch Keilflächen oder unabhängig voneinander kippbewegliche Gleitschuhe sichergestellt [SSo8]. Hydrodynamische Gleitlager durchfahren aus dem Stillstand heraus alle Reibungszustände, die in Abschnitt 4.1 anhand der Stribeck-Kurve beschrieben wurden, wobei die Festkörperreibung hier als Grenzreibung anzusehen ist. Bei der Auslegung von Gleitlagern ist darauf zu achten, die Betriebspunkte mit ausreichendem Abstand zum Ausklinkpunkt zu wählen. Ist dies nicht der Fall können bereits geringe Drehzahlabsenkungen zu einem Übergang in das Mischreibungsgebiet führen, wo die Erhöhung des Reibwerts zu einer weiteren Verringerung der Drehzahl führt. Dies geht mit einem erhöhten Verschleiß einher.

Um die beschriebene Problematik des Durchfahrens von Grenz- und Mischreibung zu umgehen, können *hydrostatische* Gleitlager eingesetzt werden. Dies sind Gleitlager bei denen ein aktiver Schmierkreislauf für die Tragfähigkeit sorgt. Durch Taschen im Lager wird von außerhalb ein Fluid unter Druck eingepresst. Dies ermöglicht einen sehr reibungsarmen Einsatz in hochpräzisen Mess- und Werkzeugmaschinen.

Bei Gleitlagern kommen sowohl metallische als auch nichtmetallische Werkstoffe zum Einsatz. Letztere sind für spezielle Anwendungen wie Wasserschmierung, Trockenlauf und chemisch aggressive Medien vorgesehen. Als metallische Werkstoffe werden Blei-, Zinn-, Kupfer- und Aluminiumlegierungen genutzt. Die Stoffe unterschei-

den sich in ihren Eigenschaften und werden z.B. in Gleiteigenschaften, Einbettfähigkeit, Notlaufeigenschaften etc. differenziert [SSo8].

4.3.1.1 Gleitlagerreibung

Die Berechnung der Reibung eines Gleitlagers ist für den stationären Belastungsfall in der ISO 7902 [Int98] beschrieben. Unter einem stationären Lastfall versteht man ein Gleitlager mit konstanter effektiver Lagergeschwindigkeit ω_{eff} und einer konstanten Lagerlast. Beim instationären Lastfall hingegen sind die effektive Lagergeschwindigkeit und die Belastung (in Betrag und Richtung) von der Zeit abhängig. Zur Berechnung dieses Falles stehen verschiedene Verfahren zur Verfügung. Es sind die Verfahren

- der überlagerten Tragkraftanteile nach *Holland* [Hol59],
- der überlagerten Tragdruckanteile nach *Hahn* [Hah57] sowie die
- Mobility-Methode nach *Booker* [Boo65]

zu nennen. Ein Vergleich dieser Verfahren [KPW92] zeigt, dass das Verfahren der überlagerten Tragkraftanteile gegenüber den anderen niedrigere Exzentrizitäten errechnet und auf der unsicheren Seite liegt. Diese Feststellung ist jedoch laut [AG96] nicht haltbar und auch das Verfahren der Tragkraftanteile liefert gute Übereinstimmungen.

Das Verfahren beruht auf der Berechnung zweier Tragkraftanteile, die die Lagerbelastung F aufnehmen, welche unter dem Kraftangriffswinkel γ angreift. Dies ist zum einen die Kraft aus der Tangentialbewegung (Keildruck) F_D und zum anderen die Kraft der Radialbewegung (Verdrängungsdruck) F_V . Das hierbei entstehende System von Differentialgleichungen wird näherungsweise gelöst. Zunächst wurden die Berechnungen im Differenzenverfahren manuell durchgeführt. Später zeigten *Eberhard* und *Lang* die Möglichkeiten der numerischen Lösung mittels EDV und einer Ermittlung der Wellenverlagerungsbahnen eines Gleitlagers [EL61]. *Butenschön* [But76] erweiterte das Verfahren um Näherungsgleichungen zur Berechnung der Sommerfeldzahlen für Drehungen S_{0D} und Verdrängungen S_{0V} sowie des Verlagerungswinkels β . Die Berechnung des Differentialgleichungssystems wurde sowohl mit dem *Eulerschen Streckenzugverfahren* (hier *Euler-Cauchy-Verfahren*) als auch dem Runge-Kutta-Verfahren durchgeführt. Es ergaben sich keine wesentlichen Unterschiede in der Genauigkeit, während letzteres jedoch deutlich mehr Rechenzeit benötigte. Die Darstellung des Verfahren in [AG96] ist inkonsequent, da es bei negativer Verdrängung auf die ursprüngliche Berechnung von *Holland* zurückgeht, während *Butenschön* eine angepasste Vorgehensweise bevorzugt.

Das zu lösende Differentialgleichungssystem baut sich wie folgt auf. Im Fokus steht die Berechnung der Wellenverlagerungsbahn eines Lagers, welche durch die Exzentrizität ϵ und den Verlagerungs-

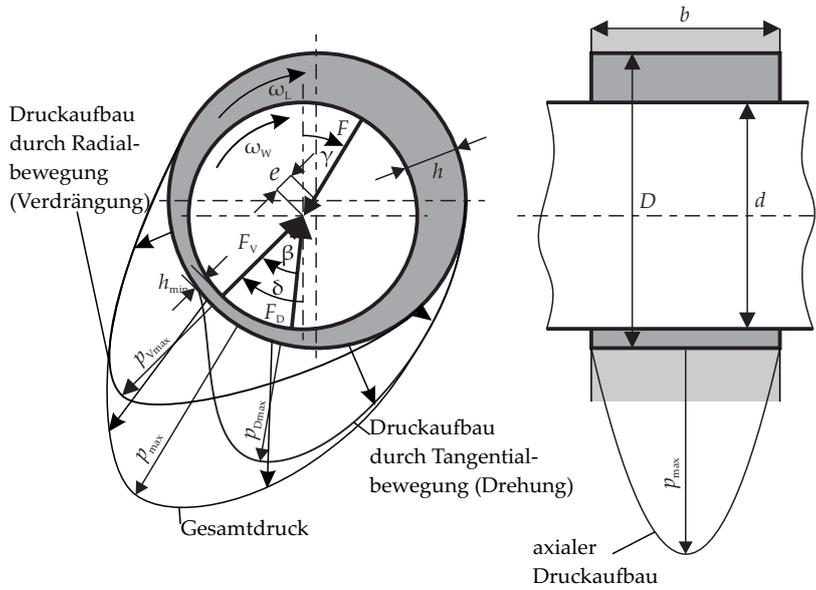


Abbildung 4.11: Hydrodynamischer Druckaufbau in einem dynamisch beanspruchten Gleitlager infolge Tangential- und Radialbewegung; Bezeichnungen am Gleitlager: Querschnitt, Druckaufbau über Lagerumfang (links); Längsschnitt, Druckaufbau über der Lagerbreite (rechts) [AG96]

winkel δ beschrieben wird. Das Gleitlager mit den hier verwendeten Bezeichnungen zeigt Abbildung 4.11. Die Änderung der Exzentrizität

$$\dot{\epsilon} = \frac{d\epsilon}{dt} = \frac{F \cdot \psi^2}{b \cdot d \cdot \eta \cdot S_{0V}} \cdot \left[\cos(\delta - \gamma) - \frac{\sin(\delta - \gamma)}{\tan \beta} \right] \quad (4.23)$$

und des Wellenverlagerungswinkels

$$\dot{\delta} = \frac{d\delta}{dt} = \frac{\omega_W + \omega_L}{2} - \frac{F \cdot \psi^2}{b \cdot d \cdot \eta \cdot S_{0D}} \cdot \frac{\sin(\delta - \gamma)}{2 \sin \beta} \quad (4.24)$$

ergibt sich mit den Sommerfeld-Zahlen S_{0D} , S_{0V} , die für die zuvor erwähnten Kräfte F_D und F_V eingeführt wurden, dem Verlagerungswinkels β sowie dem relativen Lagerspiel ψ . Für

$$S_{0D} = \frac{F_D \cdot \psi^2}{b \cdot d \cdot \eta \cdot |\omega_{res}|} \quad (4.25)$$

wird die Näherungslösung

$$S_{0D} = \left(\frac{b}{d} \right)^2 \cdot \frac{\epsilon}{2(1 - \epsilon^2)^2} \sqrt{\pi^2(1 - \epsilon^2) + 16\epsilon^2} \cdot \frac{a_1 \cdot (\epsilon - 1)}{a_2 + \epsilon} \quad (4.26)$$

mit

$$a_1 = 1,1642 - 1,9456 \frac{b}{d} + 7,1161 \left(\frac{b}{d} \right)^2 - 10,1073 \left(\frac{b}{d} \right)^3 + 5,0141 \left(\frac{b}{d} \right)^4$$

und

$$a_2 = -1,000026 - 0,023634 \frac{b}{d} - 0,4215 \left(\frac{b}{d}\right)^2 - 0,038817 \left(\frac{b}{d}\right)^3 - 0,090551 \left(\frac{b}{d}\right)^4$$

verwendet.

Der Verlagerungswinkel kann mit der Funktion

$$\beta = \arctan \left(\frac{\pi \sqrt{1 - \epsilon^2}}{2\epsilon} \right) \cdot (a_3 + a_4\epsilon + a_5\epsilon^2 + a_6\epsilon^3 + a_7\epsilon^4) \quad (4.27)$$

angenähert werden. Die Konstanten

$$a_3 = 1,152624 - 0,104565 b/d$$

$$a_4 = -2,5905 + 0,798745 b/d$$

$$a_5 = 8,73393 - 2,3291 b/d$$

$$a_6 = -13,3414 + 3,424337 b/d$$

$$a_7 = 6,6294 - 1,591732 b/d$$

lassen sich in Abhängigkeit des Breiten-Durchmesser-Verhältnisses berechnen.

Die Sommerfeld-Zahl für die Verdrängungsbewegung

$$So_V = \frac{F_V \cdot \psi^2}{b \cdot d \cdot \eta \cdot \dot{\epsilon}} \quad (4.28)$$

hat die Näherungsfunktion

$$So_V = 4 \left(\frac{b}{d}\right)^2 \cdot (1 - \epsilon^2)^{\frac{5}{2}} \left[\left(\frac{\pi}{2} - \frac{1}{2} \arccos \epsilon\right) (1 + 2\epsilon^2) + \frac{3}{2} \epsilon \sqrt{1 - \epsilon^2} \right] \cdot \frac{a_8 (1 - \epsilon)}{-a_9 - \epsilon} \quad (4.29)$$

mit

$$a_8 = 0,70038 + 3,2415 \frac{b}{d} - 12,2486 \left(\frac{b}{d}\right)^2 + 18,895 \left(\frac{b}{d}\right)^3 - 9,3561 \left(\frac{b}{d}\right)^4$$

und

$$a_9 = -0,999935 + 0,0157434 \frac{b}{d} - 0,74224 \left(\frac{b}{d}\right)^2 + 0,42278 \left(\frac{b}{d}\right)^3 - 0,368928 \left(\frac{b}{d}\right)^4$$

Dieses System wird mit abgeschätzten Anfangswerten von $\epsilon_0 = 0,8$ und $\delta_0 = \gamma(t=0)$ gelöst [AG96] und konvergiert sehr schnell, so dass es in der Regel bereits nach dem zweiten Durchgang eine ausreichend genaue Lösung liefert. Die Prüfung erfolgt, indem die Lösung des aktuellen Arbeitsspiels mit der Periodendauer T mit dem vorherigen abgeglichen wird. In [LS78] schlagen *Lang* und *Steinhilper* eine Genauigkeitsschranke von

$$\left. \begin{array}{l} |\epsilon(t) - \epsilon(t+T)| < \Delta_1 \\ |\delta(t) - \delta(t+T)| < \Delta_2 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \Delta_1 < 0,001 \\ \Delta_2 < 0,1^\circ \end{array}$$

vor. Mit der dann ermittelten Wellenverlagerungsbahn lässt sich die mittlere Reibleistung des Gleitlagers berechnen

$$P_{\text{Rm}} = \frac{1}{l'_A} \cdot \frac{b \cdot d^2 \cdot \eta}{2 \cdot \psi} \int_0^{l'_A} \left[\frac{\pi \cdot [\omega_W(t) - \omega_L(t)]}{\sqrt{1 - \epsilon(t)}} + S_{0D}(\epsilon(t)) \cdot \omega_{\text{res}}(\epsilon(t)) \cdot \frac{\epsilon}{2} \sin \beta(\epsilon(t)) \right] \cdot [\omega_W(t) - \omega_L(t)] dt. \quad (4.30)$$

4.3.2 Wälzlager

Neben den Gleitlagern bilden die Wälzlager die zweite bedeutende Lagerart. Die Trennung zwischen den bewegten Maschinenteilen erfolgt mittels Wälzkörpern. Die zwischen den Laufbahnen und den Wälzkörpern auftretende Rollreibung mit zusätzlichen Gleitanteilen wird als Wälzreibung bezeichnet, vgl. Abschnitt 4.1. Somit fällt die Reibung von Wälzlagern grundsätzlich niedriger als die von Gleitlagern aus.

Der Aufbau des notwendigen Drucks im Lager erfolgt hierbei rein hydrodynamisch. Da die Wirkoberflächen eine jeweils gleichsinnige Bewegung zueinander ausführen, wirken höhere hydrodynamische Geschwindigkeiten. Das hat zur Folge, dass bereits bei niedrigen Drehzahlen lediglich ein geringer Bewegungswiderstand wirkt. Die kleineren Scherverluste im Vergleich mit Gleitlagern verursachen zudem weniger Erwärmung. Die einhergehende Viskositätsabnahme im Schmierstoff fällt damit geringer aus und führt zu einem generell kleineren Schmierstoffbedarf als bei Gleitlagern, so dass eine Fettschmierung oder eine Minimalmengenschmierung mit Öl zumeist ausreichend sind [Polo8].

Neben der geringeren Reibung ist ein weiterer Vorteil der Wälzlager, dass - je nach Bauform - neben der radialen Kraftaufnahme auch eine axiale sowie eine kombinierte Kraftaufnahme ohne größeren Mehraufwand möglich ist. Zudem lassen sich annähernd spielfreie bzw. vorgespannte Lagerungen leicht realisieren. Die Wälzlager unterscheiden sich in der Bauform in Lager mit *Kugeln* oder *Rollen* als Wälzkörper, die dementsprechend eine *Punkt-* bzw. *Linienberührung* in der Kontaktzone verursachen. Die Gruppe der Kugellager bilden

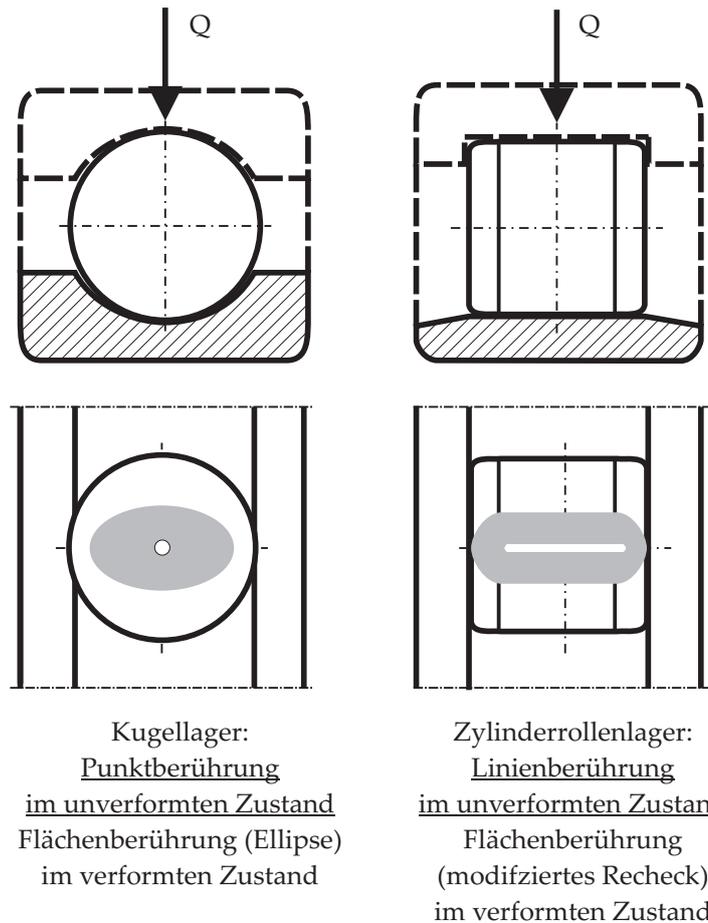


Abbildung 4.12: Punktberührung (Kugellager) mit Berührellipse und modifizierte Linienberührung (Rollenlager) [Polo8]

unter Anderem die Rillen-, Schräg- und Pendelkugellager. Rollenlager sind die Zylinderrollen-, Pendelrollen-, Tonnen-, Toroidalrollen-, Kegelrollen- und Nadellager. In Abbildung 4.12 ist ein Rillenkugellager sowie ein Zylinderrollenlager mit Punkt- und Linienberührung gezeigt. Die Linienberührung ist als *modifizierte Linienberührung* ausgeführt, da eine reine Linienberührung zu Spannungsspitzen an den Kanten führt, was durch Lagerschiefstellung noch verstärkt wird. Es ist daher üblich einen leicht konvexen Verlauf am Übergang zu realisieren. Als nachteilig erweisen sich für die Wälzlager die erhöhten Anforderungen an die Fertigungsgenauigkeiten der Lagerstellen sowie die Ein- und Ausbausituation der Lager. Mit der Ausnahme von Zylinderrollen- und Nadellagern sind Wälzlager in der Regel radial nicht teilbar. Der Bedarf an radialem Bauraum fällt höher aus, da stets der Wälzkörperdurchmesser die Mindesthöhe des Lagers bestimmt. Beim Einsatz von Innen- oder Außenringen erhöht sich der Platzbedarf entsprechend. Da sich die Steifigkeit des Lagers in Abhängigkeit der sich ändernden Wälzkörperstellung zur Lastrichtung fortwährend ändert, verursacht die resultierende Schwingungsanre-

gung bei geringer Dämpfung eine vergleichsweise hohe Geräuschemission. Die erreichbaren Drehzahlen fallen deswegen und aufgrund der herrschenden Fliehkräfte prinzipiell geringer aus.

4.3.2.1 Wälzlagerschmierung

Das Schmieren von Wälzlagern dient der Minderung von Reibung und Verschleiß, dem Korrosionsschutz sowie der Kühlung, wenn eine Ölschmierung zum Tragen kommt. Neben Öl kann die Schmierung von Wälzlagern durch Feststoffe oder Fette realisiert werden. Die Schmierung mit Fett ist die zahlenmäßig stärkste Variante, da sie sich kostengünstig und mit geringem Wartungsaufwand darstellen lässt. Eine Ölschmierung wird vor allem dann angewandt, wenn die Schmierstoffversorgung mit Öl bereits vorhanden ist.

Im Wälzlager ist in Bereichen geringer Belastung von einer *hydrodynamischen* Schmierung wie im Gleitlager zu sprechen. Sie herrscht in den Gleitflächen von Rollen, Borden und Führungsflächen des Käfigs [BEHW95]. Bei hochbelasteten Wälzkontakten in der Lastzone eines Wälzlagers kommt es zu elastischen Verformungen und einer druckabhängigen Änderung der Schmierstoffviskosität, es liegt *elastohydrodynamische Schmierung* (EHD) vor. Abbildung 4.13 zeigt die Bildung des Schmierfilms zwischen den elastisch verformten Wälzkörpern mit nahezu konstanter Schmierfilmdicke h_0 . Der Druckverlauf ähnelt dem elliptischen Verlauf nach der *Hertz'schen* Theorie. Er steigt zunächst an und erreicht in der Mitte des Kontakts sein Maximum, welches dem Druckmaximum p_0 nach der *Hertz* entspricht. Danach fällt der Druck wieder ab. Im Auslaufbereich kommt es zu einer Verengung der Spalts auf die minimale Schmierfilmdicke h_{\min} , es entsteht eine ausgeprägte Spitze im Druckverlauf. Bei hohen Belastungen ist der Druckverlauf ähnlich der *Hertz'schen* Druckverteilung. Höhere Geschwindigkeiten führen zu höheren hydrodynamischen Effekten, die Druckspitze ist ausgeprägter und verschiebt sich in Richtung der Druckflächenmitte [BEHW95].

4.3.2.2 Wälzlagerreibung

Die Methoden zur Abschätzung der Wälzlagerreibung haben sich in den zurückliegenden Jahrzehnten stets weiterentwickelt. An dieser Stelle sind einige wichtige Eckpunkte dieser Entwicklungen vorgestellt. Eine genauere Übersicht ist [FL98] zu entnehmen.

REIBMOMENTBERECHNUNG NACH STRIBECK In der Arbeit von *Stribeck* [Stro1] wurde eine Gleichung zur Berechnung eines Wälzlagerreibmoments in Abhängigkeit eines Reibbeiwerts μ , der Lagerbelastung F und dem mittleren Lagerdurchmesser d_m

$$M = F \cdot \mu \cdot \frac{d_m}{2} \quad (4.31)$$

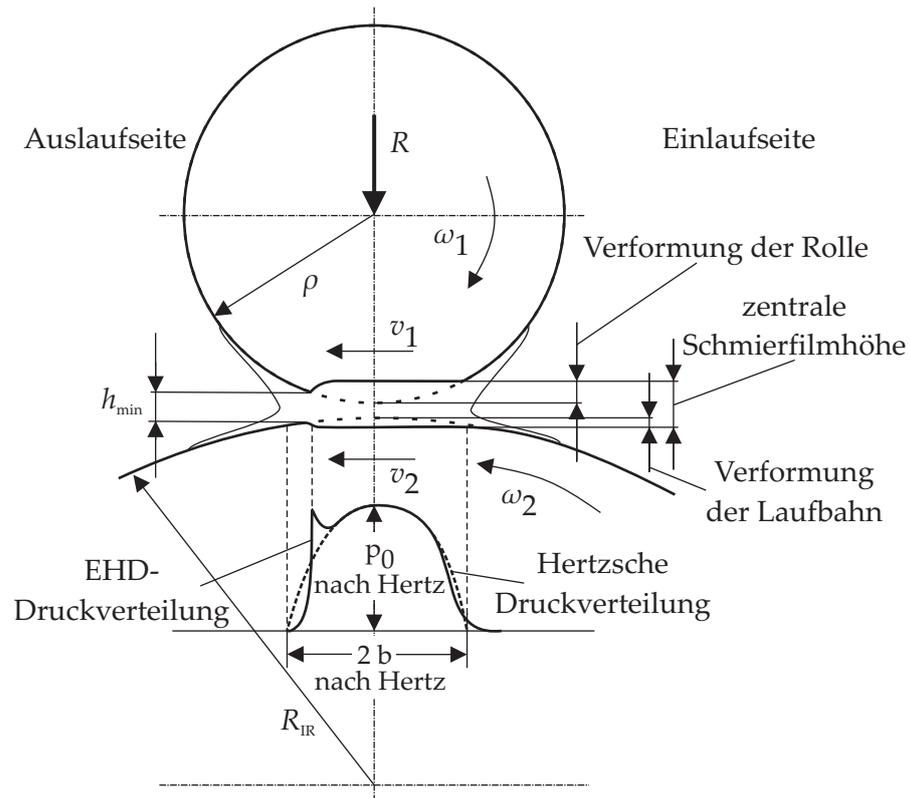


Abbildung 4.13: Elastohydrodynamischer Schmierfilm [BEHW95, Polo8]

erstellt. Dieser Ansatz ist für eine grobe Abschätzung des Reibmoments geeignet, er berücksichtigt jedoch nur die direkte Abhängigkeit von Reibmoment und Lagerbelastung. *Hampp* [Ham41] verwendete diesen Ansatz zur Berechnung der Reibkontakte in seinem Modellansatz. Er findet sich daher auch in der *Modellstufe 1*, die in dieser Arbeit vorgestellt wird.

REIBMOMENTBERECHNUNG NACH PALMGREN Mit seinem Ansatz von 1957 teilt *Palmgren* [Pal57] demgegenüber das Reibmoment in einen lastunabhängigen Teil M_0 und einen lastabhängigen Teil M_1 auf, es gilt

$$M = M_0 + M_1. \tag{4.32}$$

Das lastunabhängige Moment berechnet sich neben dem mittleren Lagerdurchmesser über die kinematische Viskosität ν , die Drehzahl n sowie den von Lagerbauart und Schmierweise abhängigen Beiwert f_0

$$M_0 = 10^{-7} \cdot f_0 \cdot d_m^3 \cdot (\nu \cdot n)^{2/3}. \tag{4.33}$$

Für den lastabhängigen Teil gibt *Palmgren* folgende Beziehung an

$$M_1 = f \cdot F \cdot d_m \cdot \left(\frac{F}{C_0} \right)^c, \tag{4.34}$$

wobei f wieder einen Beiwert darstellt, der in diesem Fall von Lagerbauart und Belastungsrichtung abhängig ist. C_0 steht für die statische Tragzahl des Lagers und c für einen Koeffizienten, welcher die Lagerbauart berücksichtigt. In einer späteren Veröffentlichung [Pal64] formulierte *Palmgren* die Gleichung zu

$$M_1 = \mu_1 \cdot g_0 \cdot P_0 \cdot d_m. \quad (4.35)$$

Die Reibungszahl μ_1 ist abhängig von der Belastung und der Lagerbauart, g_0 ein von der Belastungsrichtung abhängiger Beiwert, P_0 die statische äquivalente Belastung des Lagers und d_m der mittlere Lagerdurchmesser.

REIBMOMENTBERECHNUNG NACH SKF Nachdem die *Palmgren*-Methode lange Zeit das übliche Werkzeug zur Abschätzung der Wälzlagerreibmomente darstellte, führte SKF 2004 eine neue Methode ein. Diese berücksichtigt die Reibungsverluste nicht mehr lastabhängig sondern ursachenabhängig. Es ergibt sich das Moment

$$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (4.36)$$

über die Summe des Rollreibungsmoments M_{rr} , des Gleitreibungsmoments M_{sl} , des Reibmoments durch Berührungsdichtungen M_{seal} sowie des Reibmoments durch Strömungs-, Plan-sch oder Spritzverluste M_{drag} . Für jeden Reibungsanteil gibt es Gleichungen, die dem Lagerkatalog [SKFo6] zu entnehmen sind.

Mit dieser steht für die Abschätzung von Wälzlagerreibmomenten eine für den Anwender relativ genaue Methode zur Verfügung. Sie ist, wie die vorgenannten Methoden, aber nicht für die Ermittlung von Reibmomenten eines Wälzlagers in der Pleuellagerstelle geeignet [Kal09].

REIBMOMENTBERECHNUNG NACH AKTUELLEN ARBEITEN Ausgehend von der Arbeit von *Steinert* [Ste96] und darauf aufbauenden Arbeiten am IMKT [Bal05, Mey10] ist ein Simulationsmodell zur Berechnung von Wälzlagerreibung entwickelt worden, welches auf der Berechnung von drei Reibanteilen basiert. Dies sind im einzelnen

- die Reibung aus irreversibler Verformungsarbeit,
- die hydrodynamische Rollreibung sowie
- die Planschverluste bei Ölschmierung.

Die Simulationsergebnisse zeigen gute Übereinstimmungen mit Messergebnissen [PWN11]. Dieses Modell ist die Grundlage der *Modellstufe 2*, vgl. Kapitel 3, und wird an dieser Stelle und in Abschnitt 5.3 näher erläutert.

Die *irreversible Verformungsarbeit* beschreibt die Verluste durch Hysterese, die bewirken, dass die Arbeit durch elastische Verformung im

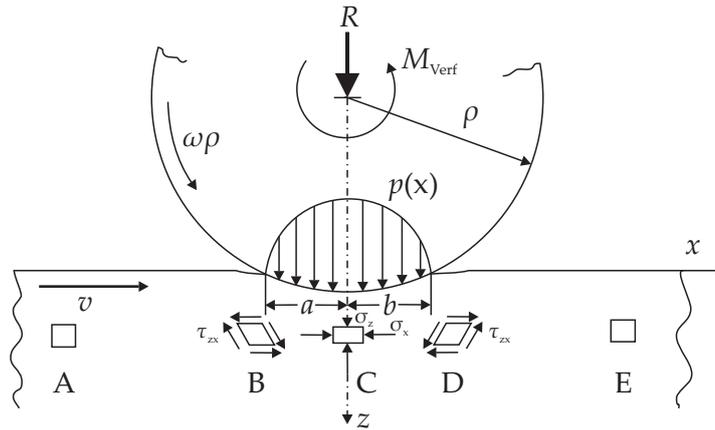


Abbildung 4.14: Reibmoment durch irreversible Verformungsarbeit [Joh87]

Einlaufbereich des Kontakts nicht wieder vollständig als kinetische Energie zurückgeführt werden kann. *Johnson* [Joh87] beschreibt, dass das Material beim Überrollen eine Abfolge von Be- und Entlastungen erfährt. Die Formänderungsarbeit einzelner Elemente steigt dabei aufgrund der zunehmenden Kontaktpressung in der Einlaufzone (a) bis zur Mittelebene der Belastung ($x = 0$) an, vgl. Abbildung 4.14. Anschließend erfolgt auf der Auslaufseite (b) die Entlastung und die Formänderungsarbeit nimmt wieder ab. Der dissipierte Energieanteil wird als Bruchteil der maximalen Formänderungsarbeit definiert und über die Dämpfungskonstante α , welche auch *hysteresis loss factor* genannt wird, beschrieben.

Die Formänderungsarbeit in der Einlaufzone lässt sich durch

$$dW = \omega dt \int_0^a p(x) x dx \quad (4.37)$$

berechnen, wobei $\omega = v/\rho$ die Winkelgeschwindigkeit und p die Flächenpressung an der Stelle x ist. Mit der Druckverteilung nach *Hertz* ergibt sich

$$\dot{W} = \frac{2}{3\pi} R a \omega. \quad (4.38)$$

Das resultierende Widerstandsmoment, welches aufgebracht werden muss, um die Bewegung aufrecht zu erhalten, lässt sich ermitteln indem die zu verrichtende Arbeit der dissipierten Energie gleichgesetzt wird

$$M_{\text{Verf}} \omega = \alpha \dot{W} = \alpha \frac{2}{3\pi} R a \omega. \quad (4.39)$$

Der Rollwiderstandskoeffizient kann dann mit dem Rollenradius ρ als Hebelarm definiert werden als

$$\mu_R = \frac{M_{\text{Verf}}}{R\rho} = \alpha \frac{2a}{3\pi\rho}. \quad (4.40)$$

Das Gesamt-Reibmoment der z Wälzkörper ergibt sich

$$M_{\text{verf,ges}} = i_w \cdot \sum_{k=1}^z (M_{\text{verf,IR}} + M_{\text{verf,AR}})_k, \quad (4.41)$$

mit dem Übersetzungsverhältnis i_w und den Momenten durch irreversible Verformungsarbeit an den Innenring- $M_{\text{verf,IR}}$ und Außenringkontakten $M_{\text{verf,AR}}$. Das Übersetzungsverhältnis ist definiert als das Verhältnis der Wälzkörpergeschwindigkeit ω_{WK} zur Differenz der Außenring- ω_{AR} und Innenringgeschwindigkeit ω_{IR}

$$i_w = \frac{\omega_{\text{WK}}}{\omega_{\text{AR}} - \omega_{\text{IR}}}. \quad (4.42)$$

Die *hydrodynamische Rollreibung* ist eine Folge der asymmetrischen Druckverteilung im EHD-Schmierspalt. Anschließend lässt sich die resultierende Normalkraft durch die Integration der Druckkraft $P(x)$ entlang des Schmierspalts bestimmen

$$N_y = \int P(x) dx. \quad (4.43)$$

Die Normalkraft ist um das Offset e vom geometrischen Zentrum ($x = 0$) verschoben, siehe Abbildung 4.15. Es lässt sich nach [ZH91] durch

$$e = \frac{\int x \cdot P(x) dx}{N_y} \quad (4.44)$$

berechnen. Das Produkt von Normalkraft und Offset führt auf das Rollreibungsmoment

$$M_{\text{HyRo}} = N_y \cdot e. \quad (4.45)$$

Zur Berechnung der Druckverteilung im Linienkontakt ist es notwendig sowohl die Reynolds-Gleichung als auch die elastische Verformung der Oberflächen zu berechnen, um das Kraftgleichgewicht im EHD-Kontakt zu lösen. Um den hohen Rechenaufwand dieser Methode zu umgehen, haben *Zhou* und *Hoepflich* [ZH91] eine Näherungslösung zur Berechnung der hydrodynamischen Rollwiderstandskraft $F_{\text{HyRo,iso}}$ bei isothermen Bedingungen vorgeschlagen. Die Gleichung wurde mittels eines Regressionsverfahrens aufgestellt und basiert auf einem Ansatz von *Goksem* und *Hargreaves* [GH78]

$$F_{\text{HyRo,iso}} = 29,2 \cdot \frac{\rho_{\text{eff}}}{\alpha_p} \cdot l_{\text{eff}} \cdot (G \cdot U)^{0,648} \cdot W^{0,246}. \quad (4.46)$$

Hierbei sind ρ_{eff} der effektive Krümmungsradius, α_p der Druckviskositätskoeffizient, l_{eff} die effektive Wälzkörperlänge und G , U und W dimensionslose EHD-Parameter.

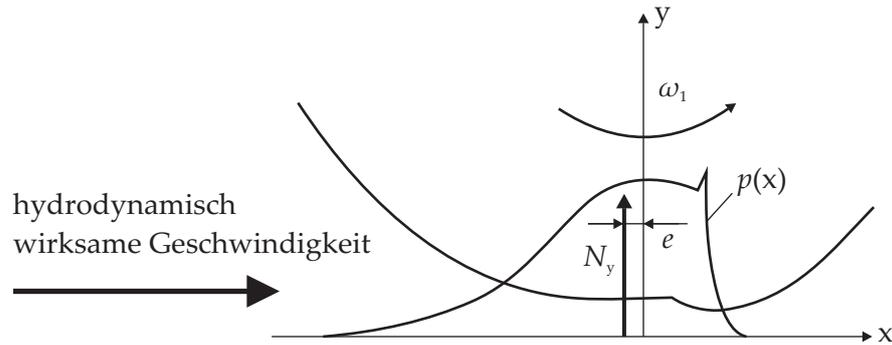


Abbildung 4.15: Resultierende Drucknormalkraft mit Offset [ZH91]

Die in der Einlaufzone entstehende Scherwärme nimmt Einfluss auf die Schmierfilmhöhe und Schmierstoffviskosität, wodurch die hydrodynamische Rollreibung sinkt. Dies wird durch einen Korrekturfaktor C_{th} nach *Murch* und *Wilson* berücksichtigt [Bar96]. Es gilt dann

$$F_{HyRo,th} = C_{th} \cdot F_{HyRo,iso}. \quad (4.47)$$

Die an den Kontaktflächen des Wälzkörpers mit dem Innen- bzw. Außenring wirkenden Kräfte $F_{HyRo,th,IR}$ bzw. $F_{HyRo,th,AR}$ sind in Abbildung 4.16 zu erkennen. Für die Berechnung des Rollreibungsmoments eines Kegelrollenlagers gilt nach [ZH91]

$$M_{HyRo} = \sum_{k=1}^z [F_{HyRo,th,AR} (R_{AR} - \rho_{eff,AR} \cdot \cos \alpha_{AR}) + F_{HyRo,th,IR} (R_{IR} - \rho_{eff,IR} \cdot \cos \alpha_{AR})]_k, \quad (4.48)$$

wobei R_{IR} und R_{AR} die Innen- und Außenringlaufbahndurchmesser und α_{AR} der Kegelrollenwinkel sind. Bei einem Zylinderrollenlager ist der Kegelrollenwinkel α_{AR} zu Null zu setzen. Damit vereinfacht sich die Formel für das Reibmoment auf

$$M_{HyRo} = \sum_{k=1}^z [F_{HyRo,th,AR} (\rho_{AR} - \rho_{eff,AR}) + F_{HyRo,th,IR} (\rho_{IR} - \rho_{eff,IR})]_k. \quad (4.49)$$

Bedingt die Umgebung des Lagers einen Ölstand, den die beweglichen Teile des Lagers durchfahren, so erzeugt dies zusätzliche Widerstände durch Verdrängung und Verwirbelung, welche bei einer Minimalmengenschmierung nicht auftreten. Diese *Planschverluste bei Ölschmierung* können mittels numerischer Methoden wie der Finiten-Elemente-Methode oder der Finiten-Volumen-Methode ermittelt werden. Um den Berechnungsaufwand niedrig zu halten, entwickelte *Koryciak* einen Berechnungsansatz zur Annäherung dieser Verluste [Kor07]. Sie findet Anwendung im Wälzlagerberechnungsmodell des IMKT Anwendung. Da diese Verluste bei den betrachteten Lagern dieser Arbeit aufgrund der Spritzölversorgung nicht berücksichtigt werden, wird auf eine genauere Darstellung verzichtet.

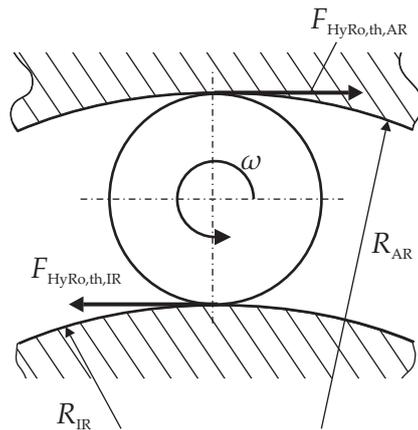


Abbildung 4.16: Hydrodynamische Rollreibkräfte am Wälzkörper [ZH91]

4.4 DAS WÄLZLAGER ALS KURBELWELLENLAGER

Bereits seit der Frühzeit der Verbrennungsmotorenentwicklung wurden sowohl Gleit- als auch Wälzlager für den Einsatz als Pleuellager vorgesehen. Die Forschung betrachtete hierbei im Besonderen das Pleuellager, da es durch seine exzentrische Position stets besonderen Belastungen unterliegt und somit eine Sonderstellung gegenüber anderen Wälzlageranwendungen einnimmt. Nachfolgend werden die bisherigen Forschungstätigkeiten in diesem Bereich thematisch strukturiert dargelegt. Da im späteren Verlauf dieser Arbeit der Fokus auf die Bereiche *Schlupf* und *Pleuellagerreibung* gelegt wird, werden Arbeiten hierzu zwar angesprochen aber erst später im Kontext der entsprechenden Abschnitte tiefgreifender behandelt. In der teilweise verhältnismäßig alten Literatur werden oftmals heute nicht mehr angewandte Größenangaben wie bspw. kg für eine Belastung verwendet. In solchen Fällen wird ohne weitere Erwähnung auf SI-Einheiten umgerechnet.

4.4.1 Historische Entwicklung

Huber [Hub35] untersuchte zunächst das Temperatur- und Reibungsverhalten eines Pleuellagers bei ruhender Belastung. Hierbei werden Lagerlast, Ölmenge, Viskosität und Drehzahl variiert. In Abhängigkeit der Last steigt das Reibmoment zunächst bis zu einem Höchstwert an, nimmt dann noch einmal leicht ab und bleibt im mittleren und hohen Lastbereich konstant. Mit steigender Ölmenge steigt auch das Reibmoment, da jetzt die Zwischenräume des Lagers ausgefüllt werden. Die Ölviskosität hat den größten Einfluss auf das Reibmoment und wird durch die Lagertemperatur beeinflusst. Auch mit steigender Drehzahl steigt das Reibmoment, die Abhängigkeit fällt aber weniger stark aus als im Falle der Viskosität. Das Auftreten von „Schrauben“ der Wälzkörper konnte festgestellt werden, was auf die

Schrägstellung der Rollen im Betrieb zurückgeführt wird. Dies resultierte wahrscheinlich aus einer axial versetzten Käfigreihe im dreireihigen Versuchslager, die trotz ausreichenden Käfigspielraums zu einem Anlaufen an den Käfig und anschließendem Schräglauf führten, wodurch sie gegen den Bord gedrückt wurden.

In einer anschließenden Arbeit von *Huber* und *Hampp* [HH36] wurde das gleiche Lager unter wechselnder, sinusförmiger Belastung untersucht. Das Lager blieb jedoch fest in seiner Position, so dass die Bewegungsverhältnisse eines Pleuellagers nicht nachgestellt wurden. Die Messungen zeigen, dass die Art der Belastung keinen nennenswerten Einfluss auf die Lagertemperatur hat. Diese steht in den Untersuchungen nach den Erkenntnissen aus [Hub35] in direkt proportionalem Zusammenhang zum Lagerreibmoment. Beobachtungen über Abnutzungen der Laufbahnen wurden zunächst verschränkt laufenden Rollen zugewiesen. Ein Nachrechnen der für diese Abnutzung erforderlichen Schiefstellung, unter der Annahme starrer Verhältnisse, schloss dieses jedoch aus und es wurde die Einwirkung elastischer Verformungen als wahrscheinliche Ursache herangezogen.

Wie vorab erwähnt, sind in der ersten Hälfte des 20. Jahrhunderts sowohl Gleit- als auch Wälzlager in der Kurbelwellenlagerung zum Einsatz gekommen. Der Arbeit von *Nallinger* [Nal36] ist zu entnehmen, dass dies zum damaligen Zeitpunkt vornehmlich auch der Qualität der Gleitlager geschuldet war. Überschritt die mittlere Belastung 70 bar bis 100 bar oder die höchste Belastung 100 bar bis 120 bar, so wurde angeraten, Rollenlager einzusetzen. Dies betraf vor allem die Pleuellagerung der betrachteten Motoren, da diese durch die Massenkkräfte höher belastet wurden. Dies galt, obwohl der Einsatz eines Rollenlagers durch das höhere Gewicht eine nochmalige Erhöhung der umlaufenden Masse in Höhe von etwa 15 bis 20 % mit sich brachte. Darüber hinaus versprach bei großen 18- und 24-zylindrigen Flugmotoren in W- und X-Anordnung die verhältnismäßig geringe Lagerbreite und die daraus resultierenden geringen Zylinderabstände für die Verwendung dieses Lagertyps. In der Arbeit wird weiterhin auf praktische Untersuchungen hingewiesen, die ergaben, dass die theoretische Wälzbewegung der Rollen nur zeitweise ausgeführt wird, es ansonsten aber zum Schlupf kommen kann, der bis zum Rollenstillstand führen kann. Dies wurde anhand der Betrachtung der Laufflächen nach dem Betrieb festgestellt, wo sich die Zone des reinen Abwälzens mit samtmatter Oberfläche von den polierten Oberflächen der Gleitzonen unterscheiden ließ. Überdies wird in der Arbeit erstmals die Gefahr des „Schränkens“ der Rollen und des daraus folgenden „Schraubens“ des Lagers angesprochen, das aufgrund konischer Laufbahnen oder nicht achsparallel geführten Wälzkörper entsteht. Die daraus resultierenden Axialkräfte können die Anlaufflächen innerhalb kürzester Zeit zerstören.

Huber und *Hampp* führten ihre Arbeiten mit der Betrachtung der Schraubwirkung bei Pleuelrollenlagern fort [HH37b]. Sie kamen zu dem Schluss, dass die Schraubkraft in erster Linie von der Lagerbelastung abhängig ist. In zweiter Linie auch von Drehzahl, Ölmenge und Lagerspiel. Die Schraubkraft sinkt mit zunehmender Drehzahl und kleiner werdender Ölmenge bzw. Öldruck. Bei kleiner werdendem Spiel steigt die Schraubkraft. Die Untersuchungen wurden bei einer konstanten einseitigen Belastung durchgeführt. Die Wechselbelastung im Motor sollte sich weniger stark auswirken, da eine geringere mittlere Belastung vorliegt und bei Änderung der Belastungsrichtung der Schraubvorgang unterbrochen wird. Als Hauptursache für das Schrauben wird eine ungleiche Tangentiallastverteilung über die Rolle gesehen. Ein weiterer Einfluss ist die Rollenführung durch den Käfig, da auch schon bei achsgleichen Stegen durch das Spiel zwischen Käfig und Rollen eine Schiefstellung in gewissen Grenzen entsteht. Eine genau symmetrische Ausführung des Lagers wird empfohlen.

Im gleichen Jahr veröffentlichten die Autoren erste Untersuchungsergebnisse zu den Bewegungsverhältnissen in Rollenlagern [HH37a]. Es wurden sowohl konventionell zentrisch geführte Lager mit drehendem Innenring unter ruhender Belastung als auch exzentrisch geführte Pleuellager überprüft. Es wurden Lager mit Innen- und Außenbordführung sowie käfiggeführten Wälzkörpern untersucht. Ein Schlupfen des Käfigs konnte in beiden Fällen nicht festgestellt werden, da die Wälzkörper in der Lastzone korrekt abwälzen und den Käfig mitnehmen. Wälzkörper, die sich außerhalb der Lastzone befinden unterliegen nicht mehr einer ausreichenden Haftbedingung mit den Laufbahnen aufgrund fehlenden Rollendrucks und weichen von ihrer theoretischen Wälzbewegung ab, so dass es zu Gleitvorgängen kommt. Die zentrisch geführten Lager zeigten Schlupf im einstelligen Bereich bei Bordführung, bei Käfigführung jedoch bis zu 37 %, wobei allerdings hervorgehoben wird, dass es sich bei den Käfigen nicht um eine spezielle Ausführung für käfiggeführte Lager handelte. Bei den Pleuellagern waren Schlupfanteile deutlich höher, was auf das ständige Abbremsen und Beschleunigen durch die Kinematik des Kurbeltriebs zurückzuführen ist. Es kam häufig zum Stillstand der Rollen bezüglich der Käfigtasche, die bis zu einer Dauer von 1,5 Kurbelwellenumdrehungen vorhielt. Die bordgeführten Lager folgten über die beobachtete Umdrehungszahl im Mittel der theoretischen Wälzbewegungen mit einem Zeitanteil von 62 % bis 78 %. Bei käfiggeführten Lagern reduzierte sich dieser auf unter 50 %. Höhere Drehzahlen und geringere Ölmenge führten zu Verbesserungen der Bewegungsverhältnisse. Als Folge der Gleitbewegungen kommt es zu starkem Verschleiß und Zerstörungen bei Pleuellagern, wenn die Wälzkörper beim Wiedereintritt in die Lastzone unter hoher Pressung stark be-

schleunigt werden und dabei schlechten Schmierungsverhältnissen ausgesetzt sind.

Erkenntnisse zur Belastungsverteilung in Pleuelrollenlagern werden von *Hampp* in [Ham38] erläutert. Beim Pleuellager dient zumeist das Pleuel direkt als Außenlaufbahn. Die relativ dünnwandigen Pleuel unterliegen starken Formänderungen, die zu Abweichungen von der Berechnung der Rollenkräfte führen, die grundsätzlich von starren Laufbahnen ausgehen. Bei Druckbelastung sind die höchsten Rollendrucke größer als der berechnete Höchstdruck. Bei Zugbelastung fallen sie geringer als berechnet aus, liegen dafür jedoch in dem theoretisch wenig belasteten Gebiet senkrecht zur Belastungsrichtung. Bei Druckbelastung ist die Belastungszone enger als berechnet und schnürt sich bei stärkerer Belastung zunehmend ein bis ab einer mittleren Belastung keine weitere Verengung auftritt. Die Belastungszone erstreckt sich bei Zugbelastung über mehr als den halben Umfang. Dies hat zur Folge, dass bei Druckbelastung eine Aufweitung des Durchmessers zu verzeichnen ist, bei Zugbelastung eine Einschnürung und damit ein Anschmiegen der Pleuellaufbahn an die Rollen. Die Schraubkräfte sind sowohl von den Rollendrücker als auch der Wirkzeit bzw. der Anzahl der beteiligten Rollen abhängig. Die Zugbelastung erweist sich daher aufgrund des größeren belasteten Gebietes als besonders gefährdet für das „Schrauben“ der Wälzkörper. Eine Anhebung der Rollenzahl im Lager senkt den Druck der einzelnen Rollen und führt zu höheren Lebensdauern und einer Absenkung der Schraubwirkung. Für die Gestaltung von Pleueln wird die Empfehlung angegeben, dass die Belastungsverteilung in beiden Belastungsrichtungen möglichst gleichmäßig ausfallen sollte.

Hampp [Ham41] stellt in seiner Dissertation die Bewegungsverhältnisse in Rollenlagern dar. Neben den Gleichungen für die theoretische Bewegung der Lagerkomponenten stellt er Bewegungsgleichungen für die Wälzkörper auf, die, sobald eine ausreichende Haftreibung mit den Laufbahnen nicht mehr gegeben ist, abbremsen. Die Gleichungen werden im Abschnitt 4.4.2 vorgestellt und bilden auch die Grundlage des in dieser Arbeit erstellten Modells zur Abschätzung der Wälzlagerreibleistung, siehe Kapitel 5. Zum Abgleich mit dem Modell dienen Messungen an ruhend belasteten Rollenlagern mit drehendem Innenring und Pleuelrollenlagern. Dies sind die vorgenannten Untersuchungen von *Huber* und *Hampp* und neue Untersuchungen im Zuge seiner Dissertation, die kapazitiv die Bewegung einer einzelnen Rolle betrachten. Im Ergebnis konnte das Verhalten des Käfigs bestätigt werden, der die theoretische Bewegung mit geringen Abweichungen von bis zu 1% ausführt. Bei den Rollen eines ruhenden belasteten Lagers wurden maximale Schlupfwerte von 3% bis 5,5% gemessen. Der durchschnittliche Wert bei einer Käfigumdrehung betrug 1,5%. Dies verschlechterte sich jedoch bei Lagern mit schlechter Rollenführung. So ergaben die Messungen bei

bordlosen Lagern Höchstwerte von 37% und Mittelwerte von 13%. Höhere Drehzahlen und geringere Ölmengen verbesserten die Bewegungsverhältnisse, was auf die Temperaturerhöhung und die daraus resultierende Lagerspielverkleinerung und Ölviskositätssenkung zurückgeführt wurde. Messungen an Pleuelrollenlagern zeigten größere Abweichungen vom idealen Abwälzen. Die Rolle bremste oftmals bis zum Stillstand ab und blieb über bis zu 300° Kurbelwinkel in diesem Zustand. Im Endergebnis sind bei den Pleuelrollenlagern Einflüsse, die das Lagerspiel verringern, die Reibungswiderstände verringern oder das „Haften“ an der Laufbahn erhöhen als positiv einzustufen. Dies sind höhere Drehzahlen und somit höhere Fliehkräfte, höhere Lagertemperaturen und folglich geringere Ölviskosität. Ein größeres Verhältnis von Rollenlänge zu Rollendurchmesser wirkt sich ebenso positiv im Sinne eines schlupffreien Abrollens aus, wobei potentiell erhöhte Schraubkräfte infolge Schränkens auftreten. Wenn auf eine sorgfältige Ausführung der Rollenführung insbesondere durch den Käfig geachtet wird, hat dies nur einen geringen Einfluß auf das Abwälzen. Das erstellte Modell liefert eine qualitativ gute Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen, überschätzt jedoch den Einfluss der Ölviskosität. Abweichungen der realen Messergebnisse werden auf die im Modell nicht berücksichtigten elastischen Bedingungen sowie den im Betrieb vorhandenen Schmierzustand zurückgeführt. Als eine sichere Maßnahme zur Vermeidung von Schlupf wird ein formschlüssiger Antrieb der Wälzkörper über eine Verzahnung genannt, was aber eine unwirtschaftliche Sonderlösung darstellt. Durch Lagervorspannung und demzufolge stets belastete Wälzkörper kann ein reines Abrollen herbeigeführt werden. Allerdings wurde bei hohen Drehzahlen beobachtet, dass die auftretenden Massenkkräfte und unterschiedlichen Federungen der beteiligten Bauteile Pleuel, Laufringe und Gehäuse die Vorspannung verringert oder gänzlich aufhebt und sich das Abwälzverhalten dadurch wiederum verschlechtert. Eine zu hohe Vorspannung verursacht höhere Lagertemperaturen, bewirkt ein erhöhtes Reibmoment und verringert die Lagerlebensdauer durch die erhöhte Rollenbelastung. Es werden daher konstruktive Möglichkeiten vorgestellt, eine radiale Vorspannung ohne Überbeanspruchung der Wälzelemente zu erzielen.

4.4.2 Kinematik und Dynamik der Kurbelwellenlagerung

Bereits 1919 beschrieb *Swan* die besonderen Beanspruchungen, die Wälzlager im Einsatz als Pleuellager erfahren [Swa19]. Er berichtet von Verschleiß an den Wälzkörpern von Kugellagern, die im Einsatz als Pleuellager von Sternmotoren auftraten. Nachdem zunächst von einem fehlerhaften Käfig ausgegangen wurde, ließen sich die Verschleißspuren in Form flacher Zonen jedoch auch bei käfiglosen Lagern nachgewiesen. Letztlich sieht der Autor die Ursache in der Zen-

trifugalkraft auf die Wälzkörper, welche die Wälzkörper ohne Käfig in einer Zone zusammendrängt wo die gegenläufige Bewegung der Kugeln zu hoher Reibung und einem starken abrasiven Verschleiß führte. Bei der Lagerausführung mit Käfig führten die Zentrifugalkräfte aus der Masse des Käfigs und der Wälzkörper zu einem Auswandern des Käfigs, bis die zusätzlichen Kräfte durch die Wälzkörper ausgeglichen wurden. Als Resultat der Verformung kam es zu starkem abrasivem Verschleiß zwischen dem Käfig und den Kugeln. Es werden Konstruktionshinweise für Käfigkonstruktionen zur Unterdrückung dieser Effekte gegeben sowie ein Modell zur Abschätzung der zusätzlichen Wälzkörper- und Käfigbelastung durch die Fliehkräfte aufgestellt. Zudem stellen laut Autor die Kugellager im Gegensatz zum Rollenlager aufgrund des Punktkontaktes keine zweckmäßige Lösung für den Einsatz als Pleuellager dar.

Riebe erörterte in seiner Veröffentlichung [Rie23] die herrschenden Fliehkräfte des Pleuellagers und die daraus resultierenden Nachteile für die Wälzkörper in Form sich verschlechternder Bewegungsverhältnisse der Wälzkörper. *Kirner* [Kir23] vertiefte diesen Aspekt in seiner Publikation über Pleuellager. Die Beanspruchung des Hauptlagers wird vereinfacht, die lediglich eine in Richtung und Größe wechselnde Kraftwirkung darstellt. *Kirner* beschreibt damit die kinematischen Verhältnisse der Wälzlager sowie der auftretenden Massen- und Pendelkräfte an Rollen und Käfig.

In Anlehnung an diese Arbeit definiert auch *Hampp* [Ham41] die Bewegungs- und Kraftverhältnisse am Pleuellager. Daran orientiert sich auch die folgende Darstellung. Dabei werden nur die wesentlichen Zusammenhänge dargestellt. Im Einzelnen sei auf die beiden vorgenannten Ausführungen verwiesen. Zudem wird ein ideales Abwälzen im Lager angenommen.

4.4.2.1 *Bewegungsverhältnisse im Hauptlager*

Die Hauptlager der Kurbelwelle sind Wälzlager in konventioneller Ausführung. Sie sind ortsfest angeordnet mit drehendem Innenring und stehendem Außenring und unterliegen daher nur der äußeren Fliehkraftbeanspruchung durch die Massenkräfte der übrigen Bauteile und inneren Fliehkräften durch die Rotation des Wälzkörpersatzes. Die Kurbelwelle dreht mit der Winkelgeschwindigkeit ω . Die Wälzkörperwinkelgeschwindigkeit ergibt sich dann mit

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{d}{4\rho}\omega = \frac{d}{D-d}\omega. \quad (4.50)$$

Die Winkelgeschwindigkeit des Käfigs lässt sich über den geometrischen Zusammenhang $\frac{d}{2} + \rho = \frac{1}{4}(D + d)$ ermitteln. Hierbei sind der Innenringlaufbahndurchmesser d , der Außenringlaufbahndurchmesser D und der Wälzkörperradius ρ . Es gilt dann

$$\frac{d\tau}{dt} = \frac{d}{D+d}\omega = k\omega \quad (4.51)$$

mit der Übersetzung des Käfigs

$$k = \frac{d}{D + d}.$$

Die Winkelgeschwindigkeit in Bezug auf die Käfigtasche lässt sich dann unter Einbeziehung der Käfiggeschwindigkeit als

$$\frac{d\bar{\vartheta}}{dt} = \frac{d\vartheta}{dt} + \frac{d\tau}{dt} = \frac{2dD}{(D + d)(D - d)}\omega \quad (4.52)$$

ausdrücken.

4.4.2.2 Massenkräfte im Hauptlager

Neben den resultierenden Kräften durch die äußere Last wirken in Lagern zusätzlich Massenkräfte durch die Rotation des Wälzkörpersatzes. Bei einem Lager mit stehendem Außenring und drehendem Innenring, wie es im Falle der Kurbelwellenhauptlagerung vorliegt, können die Umfangskräfte bei konstanter Drehzahl zu $U = 0$ angenommen werden. Die Normalkräfte entsprechen den Fliehkräften und ergeben sich über die geometrischen Verhältnisse und die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle zu

$$N = m_{\text{WK}} \cdot \left(\frac{d}{2} + \rho\right) \cdot k^2 \omega^2 = m_{\text{WK}} \cdot \left(\frac{d}{2} + \rho\right) \cdot \frac{d\tau^2}{dt} \quad (4.53)$$

4.4.2.3 Bewegungsverhältnisse im Pleuellager

Wie in Abschnitt 4.2.1 beschrieben dreht sich die Kurbelwelle mit der Winkelgeschwindigkeit ω und beschreibt dabei den Winkel φ . Das Pleuel mit der Länge l , welches den Kolben mit dem Pleuelzapfen (mit dem Kurbelradius r) verbindet, führt eine Schwenkbewegung aus. Hierbei bezeichnet der Winkel χ den Schwenkwinkel zwischen dem Pleuel und der Zylinderachse. Beide Winkel beschreiben den vom Außenring gegenüber dem Innenring zurückgelegten Winkel

$$\psi = \varphi + \chi, \quad (4.54)$$

vergleiche Abbildung 4.17. Es gilt zudem der Zusammenhang aus Gleichung (4.2), wodurch sich die Gleichung (4.54) auch als

$$\psi = \varphi + \arcsin(\lambda \cdot \sin \varphi) \quad (4.55)$$

darstellen lässt. Durch das Differenzieren dieser Gleichung ergibt sich die Winkelgeschwindigkeit des Außenrings zu

$$\frac{d\psi}{dt} = \omega \left(1 + \frac{\lambda \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right). \quad (4.56)$$

4.4.2.4 Kraftverhältnisse der Pleuellagerung

FLIEHKRÄFTE Bedingt durch den exzentrischen Lauf des Pleuellagers unterliegt es im Gegensatz zu einem konventionell eingesetzten Wälzlager neben der äußeren Belastung und den Massenkräften durch Rotation des Wälzkörpersatzes um die eigene Achse noch zusätzlichen Massenkräften. Hier ist zunächst die Fliehkraft C zu nennen, die durch die Umdrehung um die Kurbelwellenmitte 0 entsteht. Sie wirkt entlang von Strahlen, die durch die Kurbelwellenmitte 0 und die jeweilige Wälzkörpermitte gehen. Ihre Größe

$$C = m_{\text{WK}} \cdot r^* \cdot \omega^2 \quad (4.61)$$

ist abhängig von der Wälzkörpermasse m_{WK} , dem jeweiligen Radius zur Kurbelwellenmitte r^* und der Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle ω . Zudem wirkt die Fliehkraft bezüglich der Drehung um den Kurbelzapfen mit dem Zentrum $0'$. Für ihre Berechnung gilt analog

$$C_K = m_{\text{WK}} \cdot \frac{d_m}{2} \cdot \left(\frac{d\tau'}{dt} \right)^2 \quad (4.62)$$

mit dem Radius des Wälzkreises bzw. halbem mittleren Durchmesser d_m und der in Gleichung (4.58) definierten Käfiggeschwindigkeit $\frac{d\tau'}{dt}$. Neben den Fliehkraften wirkt auf die Wälzkörper die Corioliskraft. *Kirner* [Kir23] führt an, dass es im Sinne der betrachteten Zentrifugalkräfte sinnvoller sei, die der Corioliskraft entgegengesetzte, und damit nach innen wirkende, *zusammengesetzte Zentrifugalkraft* zu betrachten. Diese Bezeichnung wird an [AE22] angelehnt und für die Größe der Kraft gilt die Gleichung

$$P_z = -2m_{\text{WK}} \cdot \dot{w} \cdot \omega. \quad (4.63)$$

Die Größe \dot{w} bezeichnet die relative Bahngeschwindigkeit des betrachteten Wälzkörpers, vgl. Gleichung (4.67).

PENDELKRÄFTE Zusätzlich wirken „Pendelkräfte“ an den Rollen durch die drehend schwingende Bewegung des Lagers. Die Pendelkräfte werden anhand der Gleichungen zur Berechnung einer harmonischen Schwingung dargestellt. Zudem ist bei den Pendelkräften zu unterscheiden zwischen solchen, die durch die ungleichförmige Drehung um die Wälzkörperachse und solchen, die durch das Pendeln um die Pleuelzapfenachse 0 entstehen. *Kirner* betrachtet die auftretenden maximalen Kräfte in den Endlagen der Pendelbewegung, wenn die Beschleunigung und mit ihr die auftretende Kraft am größten ist. Für die Pendelkraft für die Bewegung um die Wälzkörperachse stellt er die Gleichung

$$P_{p,\max} \approx m_{\text{WK}} \frac{D\lambda}{16} \omega^2 \quad (4.64)$$

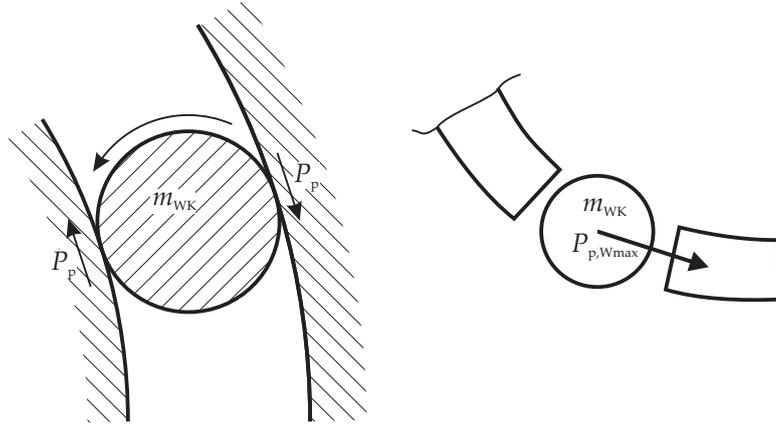


Abbildung 4.18: Pendelkräfte aufgrund der Bewegung um die eigene Achse (links) bzw. der Achsenbewegung (rechts), [Kir23]

auf. Die Kraft wirkt auf die Laufbahnen, siehe Abbildung 4.18 (links). Die Höchstkraft infolge der Drehung um die Pleuelzapfenachse beträgt

$$P_{pw,max} \approx m_{WK} \frac{D\lambda}{4} \omega^2. \quad (4.65)$$

und wirkt gegen den Käfig, siehe Abbildung 4.18 (rechts).

NORMAL- UND UMFANGSKRÄFTE NACH HAMPP *Hampp* verwendet in seiner Arbeit den Begriff „Corioliskraft“, die bei ihm jedoch ebenfalls nach innen wirkt und damit nicht mit der Beschreibung von *Kirner* einhergeht. Die Kraftverhältnisse des Pleuellagers nach seinem Modell zeigt die Abbildung 4.19. Erkennbar ist zunächst eine äußere Belastung, die das Lager in ein belastetes bzw. „unbelastetes“ Gebiet aufgeteilt, wodurch die Rollen im unbelasteten Gebiet keinen Rollendruck erfahren. Die Rollen sind jedoch in der „unbelasteten“ Zone nicht kraftfrei, sondern unterliegen unterschiedlichen Beschleunigungskräften, wie zuvor beschrieben. Dies sind die Fliehkraft C um die Kurbelwellenachse 0 , die Fliehkraft C_K um die Kurbelzapfenachse $0'$ und die Corioliskraft C_C , die in Größe und Richtung der zusammengesetzten Zentrifugalkraft nach [Kir23] entspricht. Diese bilden eine resultierende R_C , welche ebenso durch die vektorielle Beschreibung von Umfangskräften U sowie Normalkräften N zu beschreiben ist. Da *Hampp* diese Kräfte im Inertialsystem betrachtet, werden die auftretenden Kräfte bei der Betrachtung des Wälzkörpermittelpunktes über die absolute Beschleunigung beschrieben. Die Pendelkräfte werden vernachlässigt, die Pendelkraft nach Gleichung (4.65) beträgt bspw. für das Pleuellager mit den Werten nach Abschnitt 8.1 lediglich 0,0195 N für einen Wälzkörper.

Hampp betrachtet einen Wälzkörper, der sich zum Zeitpunkt $t = 0$ direkt auf der Zylinderachse befindet, so dass ebenfalls $\varphi = 0$ sowie

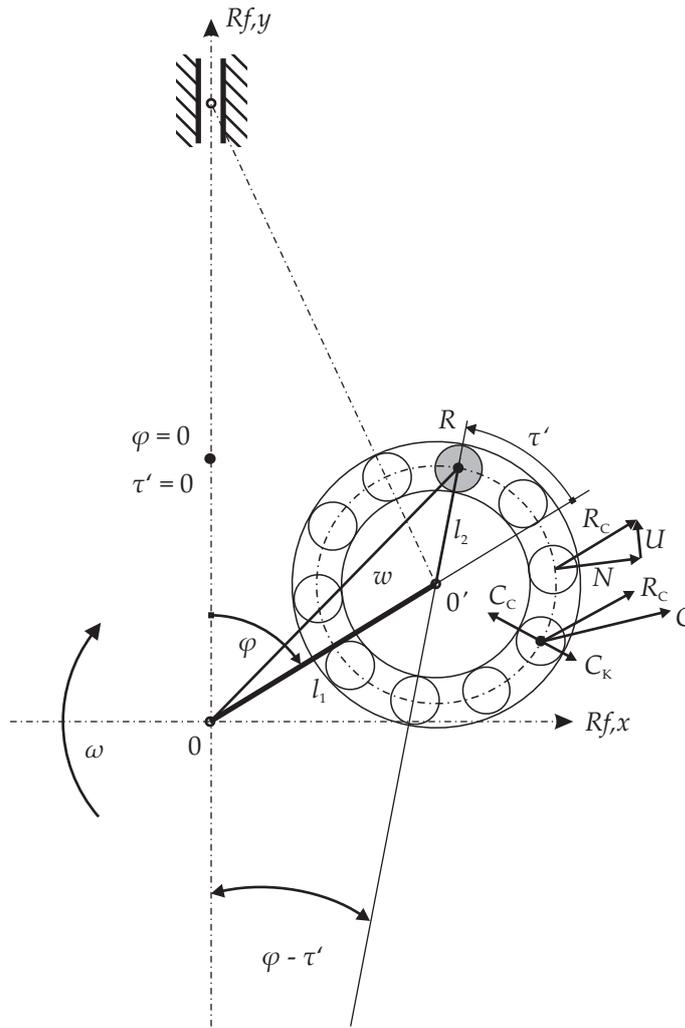


Abbildung 4.19: Kräfte im Pleuellager [Ham41]

$\tau' = 0$ gelten, siehe Abbildung 4.19. Die Position des Wälzkörpers lässt sich in Polarkoordinaten ausdrücken durch

$$w = l_1 e^{i\varphi} + l_2 e^{i(\varphi - \tau')} \quad (4.66)$$

Einmaliges Differenzieren führt auf die Geschwindigkeit

$$\dot{w} = i l_1 \omega e^{i\varphi} + i l_2 \left(\omega - \frac{d\tau'}{dt} \right) e^{i(\varphi - \tau')}, \quad (4.67)$$

nochmaliges Differenzieren auf die absolute Beschleunigung des betrachteten Wälzkörpers

$$\ddot{w} = -\omega^2 \left[l_1 e^{i\varphi} - l_2 e^{i(\varphi - \tau')} \left(1 - k' - \frac{\lambda k' \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right)^2 - i e^{i(\varphi - \tau')} l_2 k' \frac{\lambda (1 - \lambda^2) \sin \varphi}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{3/2}} \right]. \quad (4.68)$$

Die Form der Polarkoordinaten wird über die Eulersche Relation wiedergegeben.

Multipliziert mit der Wälzkörpermasse ergibt sich die Massenkraft, die sich in richtungsabhängige Komponenten aufteilt, siehe Abbildung 4.20a.

1. In die Richtung der Achse $00'$ (Glieder mit $e^{i\varphi}$):

$$K_2 = -m_{\text{WK}} \omega^2 l_1$$

2. In Richtung $R0'$ (Glieder mit $e^{i(\varphi-\tau')}$):

$$N_1 = -m_{\text{WK}} \omega^2 l_2 \left(1 - k' - \frac{\lambda k' \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right)^2$$

3. Senkrecht zu $R0'$ (Glieder mit $i e^{i(\varphi-\tau')}$):

$$U_1 = m_{\text{WK}} \omega^2 l_2 k' \frac{\lambda (1 - \lambda^2) \sin \varphi}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{3/2}}$$

Die Komponente K_2 lässt sich wiederum in Richtung von $R0'$ bzw. senkrecht dazu zerlegen, wie in Abbildung 4.20b dargestellt.

$$N_2 = K_2 \cos \tau'$$

$$U_2 = K_2 \sin \tau'$$

Es ergeben sich also für die Massenkraft der Rollen in Normal- und Umfangsrichtung die Gleichungen

$$N = -m_{\text{WK}} \omega^2 l_1 \left[\frac{l_2}{l_1} \left(1 - k' - \frac{\lambda k' \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right)^2 + \cos \tau' \right] \quad (4.69)$$

$$U = +m_{\text{WK}} \omega^2 l_1 \left[\frac{l_2}{l_1} k' \frac{\lambda (1 - \lambda^2) \sin \varphi}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{3/2}} - \sin \tau' \right] \quad (4.70)$$

KÄFIGKRÄFTE Die Massenkraft des Käfigs greifen an jedem Käfigteilchen für sich an, so dass sie strahlenförmig verlaufen. Neben der Zentrifugalkraft dP_K durch die Bewegung um die Kurbelwellenachse 0 lassen sich auch hier die Massenkraft als die resultierende Massenkraft dP_i aus der Zentrifugalkraft C_K um $0'$ und der Corioliskraft C_C bilden, vgl. Abbildung 4.21. Letztgenannte ist immer nach innen gerichtet. Des Weiteren hängt die Beanspruchung des Käfigs in erster Linie von der Art seiner Führung ab. Sie ändert sich je nachdem, ob der Käfig von Innenring, Außenring oder den Rollen geführt wird [Kir23]. Kirner beschreibt, wie bei der Betrachtung der Rollen, zusätzlich die Pendelkraft des Käfigs, die im „idealen“ Fall von zwei gegenüber liegenden Rollen aufgenommen wird. In Wirklichkeit kann die Kraft

Hampp vereinfacht hier bis nur noch eine Abhängigkeit von φ besteht. Dies ist für die späteren Betrachtungen jedoch nicht notwendig.

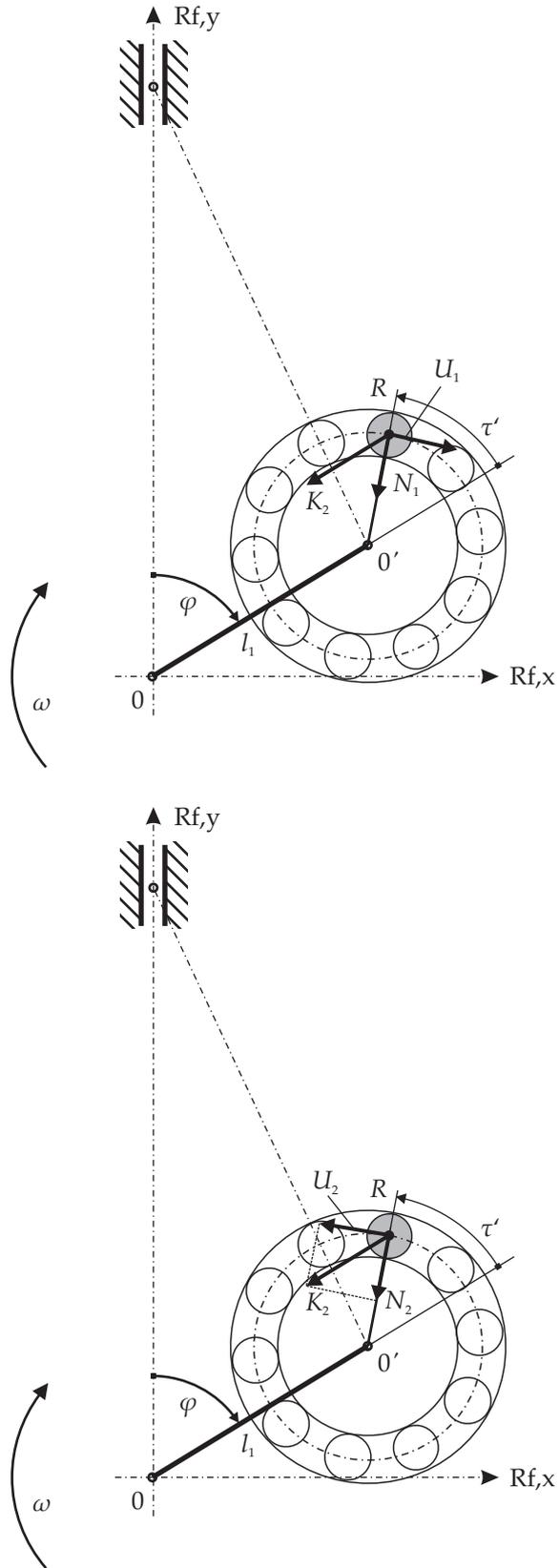


Abbildung 4.20: Zerlegung der Massenkraft [Ham41]

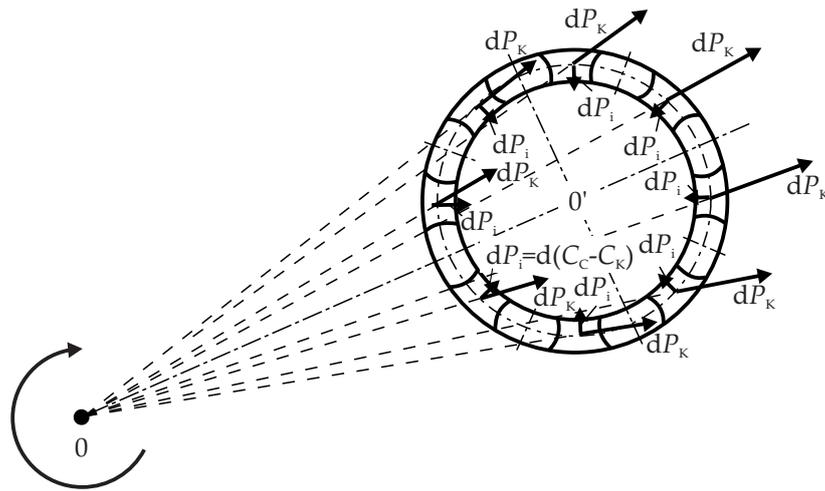


Abbildung 4.21: Fliehkräfteinfluss auf den Käfig, [Kir23]

aber von beliebig vielen Rollen oder auch durch ein Anliegen des Käfigs an einer der Laufbahnen aufgenommen werden. Für den idealen Fall beträgt die Käfigpendelkraft

$$P_{pk,max} = m_K \frac{D\lambda}{8} \omega^2. \quad (4.71)$$

Hampp berechnet die Massenkraft auf den Käfig durch die Fliehbeschleunigung um 0 über eine Gesamtmasse m_K mit

$$F_{Kä} = m_{Kä} r \omega^2, \quad (4.72)$$

die durch die Anlage am Außenring zu einer zusätzlichen Reibung führt. Darüber hinaus wirken Trägheitskräfte durch die ungleichförmige Bewegung um $0'$ und Massenkraft unbelasteter Rollen auf den Käfig. Die resultierenden Kräfte in Umfangsrichtung werden von den belasteten Rollen aufgenommen und verursachen dort eine höhere Reibung. Diese zusätzliche Reibung wird bereits bei gering belasteten Lagern ohne Beeinflussung des Abwälzens überwunden, die Auswirkungen der Käfigkräfte werden daher von *Hampp* [Ham41] dessen Fokus auf den Auswirkungen auf das Schlupfverhalten der Pleuellagerung liegt, im Weiteren nicht berücksichtigt.

Neese und *von Collani* stellen in ihrer Arbeit [NC75] einen Überblick über die Dimensionierung und Berechnung einer Pleuellagerung zunächst allgemein und dann für den Fall des Dürkopp-M-Profilstahlnadelkäfigs dar. Neben einer Erläuterung der besonderen Bewegungsverhältnisse im Pleuellager wird eine Berechnungsmethode zur Abschätzung der Gleitreibung der Käfigmantelfläche aufgezeigt, die nachfolgend zur Abschätzung einer zulässigen Grenzdrehzahl mittels eines $p \cdot v$ -Wertes dient. Hierbei wird davon ausgegangen, dass sich der Käfig an die Außenlaufbahn über einen theoretisch angenommenen Winkel von 120° mit der Flächenpressung p andrückt

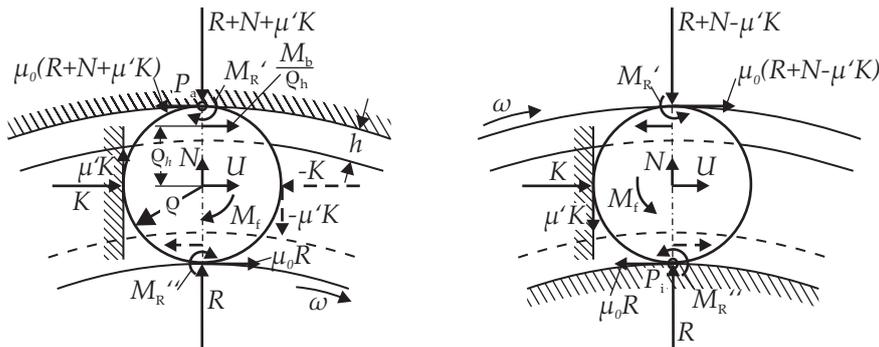


Abbildung 4.22: Die bewegte Rolle bei voller Ausnutzung der Haftreibung [Ham41]

und sich mit der mittleren Geschwindigkeit v fortbewegt. Der theoretisch angenommene Winkel basiert auf Vergleichswerten anderer Lager und Motoren. Für die Berechnung der Anpresskraft werden neben der Käfigmasse überschlägig 50 % der Wälzkörpermassen hinzu addiert.

4.4.3 Schlupfverhalten von Wälzlagern

Abschnitt 4.4.2 beschreibt die Bewegungsverhältnisse von Pleuellagern unter idealen Abwälzbedingungen. Diese sind jedoch nicht immer gegeben. Die Wälzkörper unterliegen während des Bewegungsvorgangs zahlreichen Widerständen. Dies sind neben der Roll- und Gleitreibung im Wälzkontakt die Gleitreibung an Borden und Käfigen und Widerstände des Schmiermittels. Diese sind von der „Haftreibung“ zu überwinden, die wiederum vom Rollendruck abhängig ist. In der lastfreien Zone eines Wälzlagers wirken nur Reibungs- und Massenkräfte, so dass ein Abbremsen der Rollen auftreten kann. Durch die erhöhten Massenkräfte zwischen Wälzkörper und Käfig sowie an der radialen Käfigführung gilt dies bei Pleuellager in verstärktem Maße. In [Ham41] hat Hampp ein umfassendes Modell zur Voraussage des Wälzkörperschlupfes erstellt, dessen wesentliche Punkte hier noch einmal zusammengefasst und diskutiert werden.

Zunächst werden die Kraft- und Momentenverhältnisse an Wälzkörpern sowohl für drehende Innen- als auch Außenringe aufgestellt, vergleiche Abbildung 4.22. Hierbei ist μ_0 die „Haftreibung“ und μ' die Gleitreibung. In den nachfolgenden Gleichungen wird μ als die um die Rollreibung verminderte Haftreibung verwendet.

Die Käfigkontaktkraft K lässt sich nach Aufstellen der Gleichgewichtsbedingungen wie folgt substituieren

$$K = \frac{\mu N - U \mp \frac{M_b}{\rho_h}}{1 - \mu\mu'}. \quad (4.73)$$

Eigentlich ist eine Tangentialkraftübertragung im Wälzkontakt immer mit Schlupf verbunden. Ein „Haften“ im strengen Sinne gibt es also nicht. Hier ist gemeint, dass der maximal übertragbare Kraftschluss nicht ausgeschöpft ist.

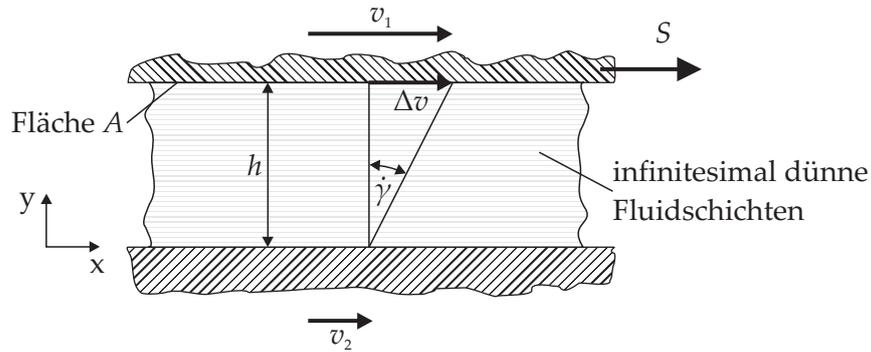


Abbildung 4.23: Schmierpalt mit Geschwindigkeitsgefälle bei einer Newtonschen Flüssigkeit

Für das zur Änderung der Winkelgeschwindigkeit führende Moment M gilt somit bei drehendem Innenring

$$M = 2\mu\rho R + \mu\rho N \frac{1 - \mu'}{1 - \mu\mu'} + \mu'\rho U \frac{1 - \mu}{1 - \mu\mu'} \pm \mu'\rho \frac{1 - \mu'}{1 - \mu\mu'} \frac{M_b}{\rho_h} - M_f \tag{4.74}$$

mit dem Vorzeichen \pm zur Unterscheidung von Lager mit Außenborden (+) und Innenborden (-).

Die Käfigkontaktkraft ist bei drehendem Außenring durch

$$K = \frac{-\mu N - U \pm \frac{M_b}{\rho_h}}{1 - \mu\mu'} \tag{4.75}$$

gegeben.

Die Gleichung für das Moment ist damit

$$M = 2\mu\rho R + \mu\rho |N| \frac{1 + \mu'}{1 - \mu\mu'} + \mu'\rho U \frac{1 + \mu}{1 - \mu\mu'} \mp \mu'\rho \frac{1 + \mu'}{1 - \mu\mu'} \frac{M_b}{\rho_h} - M_f. \tag{4.76}$$

Die Vorzeichenbedeutung für den vorletzten Term wechselt entsprechend. Der jeweils letzte Term bezeichnet das Widerstandsmoment durch die Flüssigkeitsreibung M_f .

4.4.3.1 Modellbildung zur Flüssigkeitsreibung

Nach einer Prüfung über die Richtigkeit der Annahme einer laminaren Zähigkeitsströmung anhand der Reynolds-Zahl, wird die Flüssigkeitsreibung unter Annahme der *Newtonschen Reibung* modelliert, siehe Abbildung 4.23. Demnach ergibt sich der Zähigkeitswiderstand als Produkt von Viskosität η , Flächenteilchen f und Geschwindigkeitsgefälle im Schmierpalt $\frac{dv}{dy}$

$$S = \eta f \frac{dv}{dy}. \tag{4.77}$$

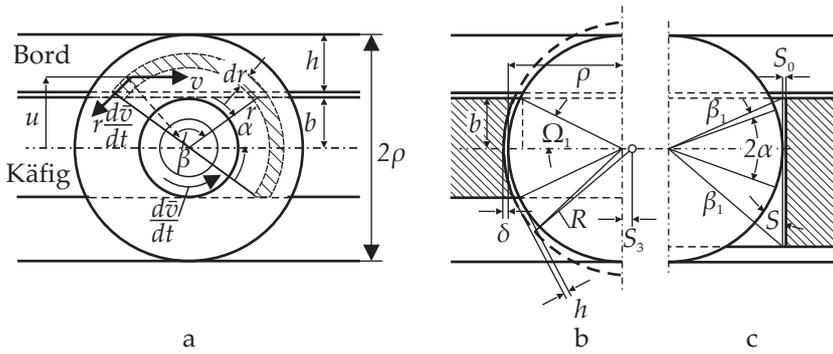


Abbildung 4.24: Ermittlung der Flüssigkeitsreibung [Ham41]

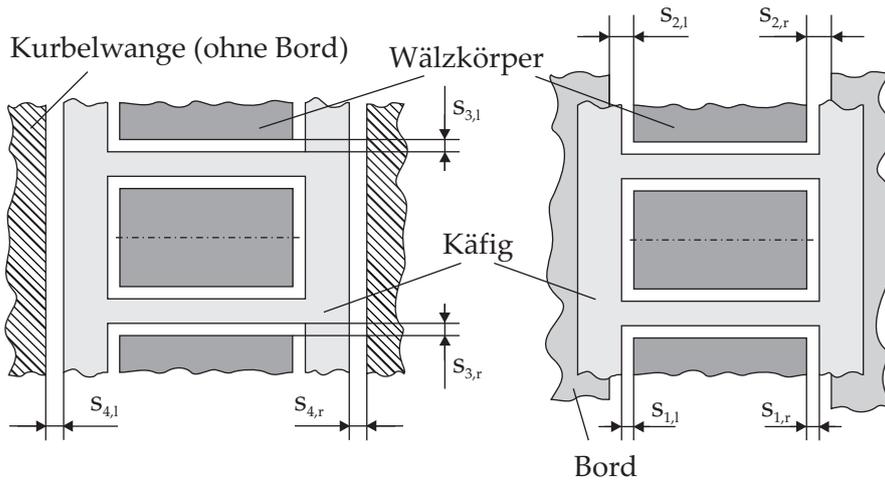


Abbildung 4.25: Spaltweiten zur Ermittlung der Flüssigkeitsreibung

Anhand der geometrischen Beziehungen, wie in Abbildung 4.24 gezeigt, ergeben sich bei konstant angenommener Viskosität die Kräfte bzw. Momente als Produkt der Flächen, der Geschwindigkeiten unter Einbeziehungen der unterschiedlichen Spaltweiten $s_1 - s_4$. Die Definition der einzelnen Spaltweiten wird in Abbildung 4.25 deutlich. Bei Hampp werden die Spaltweiten symmetrisch gerechnet, es gilt $s_i = s_{i,l} = s_{i,r}$. Im Modell dieser Arbeit sind Untersuchungen zur Unsymmetrie dieser Spaltweiten einbezogen, vgl. Abschnitt 5.1.4.

Im Einzelnen setzt sich die Flüssigkeitsreibung bei Hampp aus folgenden Reibungsanteilen zusammen.

FLÜSSIGKEITSREIBUNG ZWISCHEN ROLLENSTIRNSEITE UND KÄFIG

$$M_a = \frac{2\eta}{s_1} \frac{d\bar{\theta}}{dt} \left[\rho^4 \arcsin \frac{b}{\rho} + \frac{1}{3} b \rho^3 \sqrt{1 - \frac{b^2}{\rho^2}} \left(1 + 2 \frac{b^2}{\rho^2} \right) \right] \quad (4.78)$$

FLÜSSIGKEITSREIBUNG AN DEN BORDEN

$$\begin{aligned}
M_b = & -2 \frac{\eta}{s_2} k'(\cdot) \omega \left[\frac{2}{3} \left(\frac{d}{2} + \rho \right) (2\rho h - h^2)^{(3/2)} \pm \frac{1}{2} \left\{ \frac{\pi}{4} \rho^4 - (\rho - h) \right. \right. \\
& \left. \left. (2\rho h - h^2)^{(3/2)} - \frac{1}{2} \rho^2 (\rho - h) \cdot \sqrt{2\rho h - h^2} - \frac{1}{2} \rho^4 \arcsin \frac{\rho - h}{\rho} \right\} \right] + \\
& \frac{\eta}{s_2} \frac{d\bar{\vartheta}}{dt} \left[\rho^4 \arccos \frac{\rho - h}{\rho} - \frac{1}{3} \rho^2 (\rho - h) \sqrt{2\rho h - h^2} \left(1 + 2 \frac{(\rho - h)}{\rho^2} \right) \right]
\end{aligned} \quad (4.79)$$

M_d für die
gebräuchliche Form
des Fensterkäfigs

FLÜSSIGKEITSREIBUNG ZWISCHEN ROLLENMANTEL UND KÄFIG

$$\begin{aligned}
M_d = & 2\eta\rho^2 l \frac{d\bar{\vartheta}}{dt} \left[-2\alpha + \frac{(\rho + s_3) \arctan \left(\sqrt{\frac{\rho + s_3}{s_3}} \tan \frac{\alpha}{2} \right)}{\sqrt{s_3\rho + s_3^2}} \right. \\
& \left. + \frac{(2\rho + \delta) \arctan \left(\sqrt{\frac{2\rho + \delta}{\delta}} \tan \frac{\alpha}{2} \right)}{\sqrt{2s_3\delta + \delta^2}} \right] + \underbrace{\frac{\rho^4 l \zeta \gamma \Sigma \beta}{8g} \left(\frac{d\bar{\vartheta}}{dt} \right)^2}_{\text{turbulenter Anteil}}
\end{aligned} \quad (4.80)$$

An den nicht erfassten Teilen des Rollenmantels und der Stirnseiten herrscht turbulente Strömung. Die entstehende Reibung ergibt sich zu

$$M_t = \rho S = \frac{f \zeta \gamma \rho^3}{8g} \left(\frac{d\bar{\vartheta}}{dt} \right)^2. \quad (4.81)$$

Die Reibung wird jedoch gegenüber den anderen Reibungsanteilen als klein angesehen und kann wie der turbulente Anteil der Gleichung (4.80) vernachlässigt werden, die gesamte Flüssigkeitsreibung ergibt sich zu

$$M_f = M_a + M_b + M_d (+M_t). \quad (4.82)$$

Mit dieser Modellierung der Flüssigkeitsreibung werden über die Bedingung

$$M = J_s \frac{d^2\vartheta}{dt^2} \quad (4.83)$$

die Gleichungen (4.74) und (4.76) so umgeformt, dass sich letztlich über das Lösen von Differentialgleichungen für verschiedene Belastungsfälle die Bewegungsgleichungen für die Wälzkörper ergeben. Es gilt die Randbedingung, dass sich die Rollen in der lastfreien Zone befinden. *Hampp* weist anhand von Berechnungsbeispielen nach, dass ein Auftreten von Schlupf in der Lastzone bei einer Lagerbelastung z.B. bei $F \approx 1000 \text{ N}$ nur bei sehr geringen Rollenkräften $R < 10 \text{ N}$ auftreten kann.

Bei der Simulation der Bewegungsverhältnisse eines Pleuellagers wird auf die Gleichung (4.76) zurückgegriffen, da für einen Beobachter, der sich mit dem Pleuelzapfen bewegt, der Außenring eine vor-

und zurückpendelnde Bewegung ausführt. Angesichts der seinerzeit fehlenden numerischen Lösungsmöglichkeiten für diese Differentialgleichung brach *Hampp* das Problem auf eine analytische Näherungslösung herunter, die das Bewegungsverhalten eines Wälzkörpers allein in Abhängigkeit des Kurbelwinkels φ darstellte. Hierbei wurden, unter Akzeptanz kleiner Fehler, entsprechende Winkelabhängigkeiten vereinfacht; der Wälzkörper lediglich im unbelasteten Gebiet betrachtet. Im Vergleich von Rechnung und Versuch ergab eine qualitative Übereinstimmung angesehen. Der Einfluss der Ölzähigkeit fällt in der Rechnung höher aus als im Versuch. Die Innenbordführung zeigt einen geringfügigen Vorteil gegenüber der Außenbordführung. Eine sehr starke Beeinflussung der Reibungswiderstände ergibt sich durch die veränderliche Lage der Rolle zur Käfigtasche. Hinsichtlich

- der Verbesserung der Bewegungsverhältnisse bei höheren Drehzahlen,
- des verstärkten Gleitens bei Pleuellagern sowie
- der Geschwindigkeitsabnahme in unbelasteten Zone

stimmen die Ergebnisse qualitativ. Die Abweichungen von den wirklichen Verhältnissen sind laut *Hampp* auf die elastischen Einflüsse bei der Belastungsverteilung und den im Betrieb vorhandenen realen Schmierzustand zurückzuführen. Zudem ist unklar, ob im unbelasteten Gebiet bei hohen Drehzahlen ein Schmierfilm im Sinn der hydrodynamischen Theorie entsteht, so dass die Berechnung der übertragenen Umfangskräfte gegebenenfalls unter Berücksichtigung der Flüssigkeitskräfte zu erfolgen hätte.

5

MODELLBILDUNG

Unter Verwendung der gezeigten Gleichungen zur Beschreibung der Kinetik im Kurbeltrieb wird im Folgenden ein Modell zur Abschätzung der Reibleistung von Kurbelwellenlagern entwickelt. Anhand der Daten für Massen und Geometrien des Kurbeltriebs sowie der tribologischen Daten des verwendeten Schmierstoffs lassen sich die wirkenden Kräfte und Momente simulieren. Die Programmierung des Modells erfolgt mit Hilfe der Software MATLAB. Insofern die Einheiten nicht gesondert angegeben werden, gelten SI-Einheiten für die Größen.

5.1 MODELLÜBERGREIFENDE GLEICHUNGEN

Für die Modellierung der Wälzlagerreibung werden zwei Vorgehensweisen verwendet. Diese unterscheiden sich in der Berechnung der Wälzkörpergeschwindigkeiten und der resultierenden Reibleistung. Die Ermittlung der äußeren Lagerlast und der Pleuellagerkinetik sowie die Berechnung der Rollenkräfte und der Flüssigkeitsreibung erfolgt in gleicher Weise und wird in diesem Abschnitt beschrieben.

5.1.1 Berechnung der äußeren Kräfte

Die äußeren Kräfte lassen sich anhand der in Abschnitt 4.2.2.2 aufgeführten Formeln berechnen. Da in dieser Arbeit die Belastung im Experiment allein durch Massenkräfte erfolgt, entfällt die Betrachtung des Gaskrafteinflusses F_G nach Gleichung (4.15), welche dann auf die Stangenkraft F_{St} führt. Zusammen mit dem rotatorischen Massenanteil des Pleuels folgt daraus die Pleuellagerbelastung. In kartesischen Koordinaten lassen sich die Kräfte für ein pleuel- und ein hubzapfenfestes Koordinatensystem darstellen, siehe Abbildung 5.1. So ergibt sich die Pleuellagerbelastung im Pleuelsystem zu

$$F_{Pl,x} = F_{Pl,rot} \cdot \sin(\varphi + \chi) \quad (5.1)$$

$$F_{Pl,y} = F_{Pl,rot} \cdot \cos(\varphi + \chi) - F_{St} \quad (5.2)$$

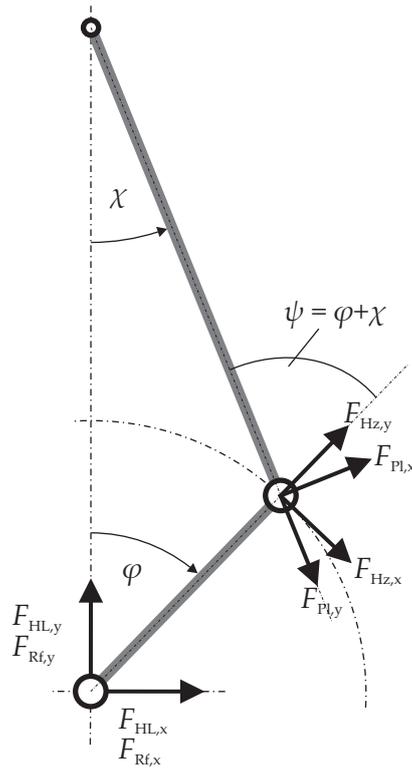


Abbildung 5.1: Koordinatensysteme zur Beschreibung der Pleuellager- sowie Hauptlagerbelastung

während für das Hubzapfensystem gilt

$$F_{Hz,x} = F_{St} \cdot \sin(\varphi + \chi) \quad (5.3)$$

$$F_{Hz,y} = F_{Pl,rot} - F_{St} \cdot \cos(\varphi + \chi). \quad (5.4)$$

Für die Addition der Pleuellagerkräfte zur Hauptlagerbelastung ist zusätzlich eine Betrachtung in raumfesten Koordinaten angebracht. Die Gleichungen für die Kräfte lauten dann

$$F_{Rf,x} = F_{Pl,rot} \cdot \sin \varphi + F_{St} \cdot \sin \chi \quad (5.5)$$

$$F_{Rf,y} = F_{Pl,rot} \cdot \cos \varphi - F_{St} \cdot \cos \chi. \quad (5.6)$$

Die Belastung der Hauptlager ist entsprechend der Gleichung (4.21) zu ermitteln. Hierbei ist das Koordinatensystem raumfest mit der Zylinderlaufrichtung als y-Koordinate. Die Gleichungen für die Komponenten ergeben sich zu

$$F_{HL,x} = F_{KW} \cdot \sin \varphi + F_{Lager} \cdot \sin \varphi - F_{Gg} \cdot \sin \varphi + F_{Rf,x} \quad (5.7)$$

$$F_{HL,y} = F_{KW} \cdot \cos \varphi + F_{Lager} \cdot \cos \varphi - F_{Gg} \cdot \cos \varphi + F_{Rf,y} \quad (5.8)$$

Die Kräfte in den kartesischen Koordinatensystemen lassen sich dann in Polarkoordinaten überführen.

Der Betrachtungszeitraum soll alle möglichen Belastungen für die Wälzkörper umfassen. Das Verhältnis der Umdrehungen der Kurbel-

welle bzw. des Kolbens und damit der äußeren Belastung zur Käfigbewegung lässt sich durch die äußere Käfigübersetzung k' darstellen

$$N_{K,PL} = k' \cdot N_{A,PL}, N_{K,PL} \in \mathbb{Z} \wedge 2|N_{A,PL}. \quad (5.9)$$

Die Zahl der Käfigumdrehungen N_K ist also so zu wählen, dass sie ganzzahlig ist. Der Umstand, dass sich die Gaskraft beim Viertaktprinzip nach zwei Umdrehungen wiederholt, wird durch die Bedingung einer ganzzahligen Teilung durch 2 ausgedrückt. Im hier betrachteten Fall, bei dem die Gaskraft nicht wirkt, ist lediglich die Bedingung zu erfüllen, dass sowohl Käfig als auch Außenring eine ganzzahlige Umdrehungszahl absolviert haben, anderenfalls wäre die Zahl der Kurbelwellenumdrehungen doppelt so hoch.

5.1.2 Berechnung der Lagerkinetik

Nach der Bestimmung der äußeren Lagerlasten folgt die Berechnung der Lagerkinetik. Dies erfolgt unter der Annahme, dass die Käfige und Wälzkörper sich kinematisch ideal verhalten, also kein Schlupf vorliegt. Anhand der in den Abschnitten 4.4.2.1 und 4.4.2.3 beschriebenen Gleichungen lassen sich zunächst die Positionen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen der Käfige und Wälzkörper ermitteln.

Mit diesen Werten, lassen sich für eine angenommene Startposition von Wälzkörpern und Käfigstegen deren Stellungen dieser während einer vollständigen Umlaufs erzeugen. Die Position ergibt sich winkelaufgelöst mit dem Zeitabstand

$$\Delta t = \frac{1}{n \cdot 60} \quad (5.10)$$

zwischen den Winkelschritten zu

$$\tau_{i+1} = \frac{d\tau}{dt} \Delta t + \tau_i \quad (5.11)$$

für Hauptlager. Für Pleuellager gilt

$$\tau'_{i+1} = \frac{d\tau'}{dt} \Delta t + \tau'_i. \quad (5.12)$$

5.1.3 Ermittlung der Rollen- und Käfigkräfte

Mit der Position der Wälzkörper und Käfigsegmente sowie der äußeren Kraft lassen sich die im Lager wirkenden Kräfte berechnen. Sie sind hier beispielhaft für das Pleuellager dargestellt und ergibt sich für ein Hauptlager gleichermaßen. In Abbildung 5.2 ist für eine beliebige Pleuelstellung der Angriff einer äußeren Last gezeigt. Die Kraftverteilung auf die einzelnen Rollen ist abhängig von der Position τ'_1

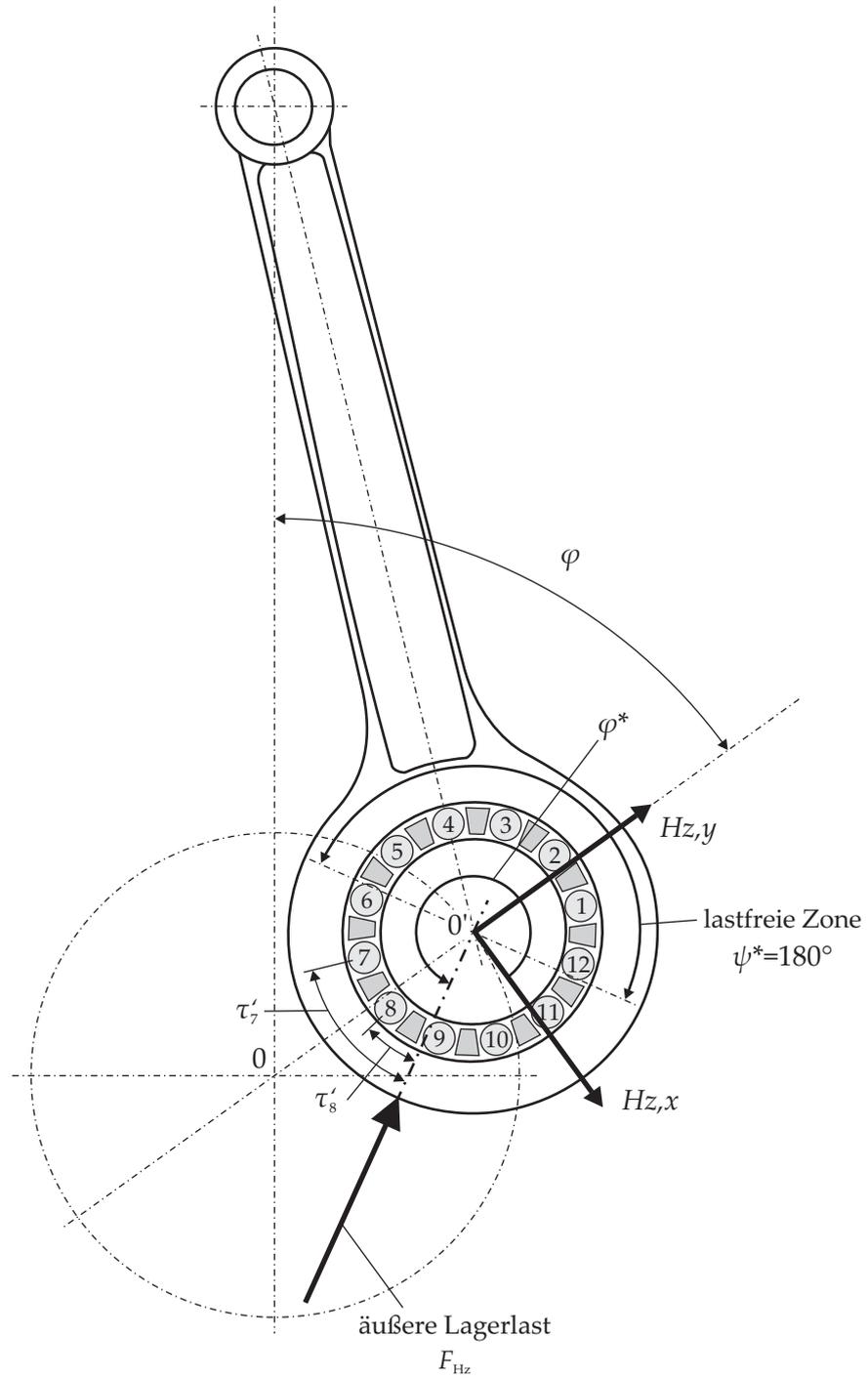


Abbildung 5.2: Pleuellagerbelastung und Rollenstellung im Hubzapfensystem

der einzelnen Rollen zur angreifenden Last. Die Rollenkräfte werden in [Ham41] über die Formel

$$R = \frac{4,01}{z} F_{\text{Hz}} \cos \tau'_i$$

ermittelt. Diese Form der Berechnung war früher üblich, während der Zahlenfaktor eine leichte Varianz zeigt und bspw. in [Pal64] mit 4,08 angegeben wird. Dieses Verfahren nimmt eine spielfreie Lagerung an, die lastfreie Zone erstreckt sich über einen Winkel von $\psi^* = 180^\circ$. Im Modell wird die in [BEHW95] dargestellte Methode für die Druckverteilung bei Linienberührung angewandt.

Es ist die Bedingung des Kraftgleichgewichts für das Lager zu erfüllen, so dass die Differenz der äußeren Kraft und der Rollkörperkräfte, die in ihre Richtung wirken zu Null werden

$$F_{\text{Hz}} - F_{\text{rL}} = F_{\text{Hz}} - \sum_i^z R(\tau'_i) \cdot \cos \tau'_i \stackrel{!}{=} 0. \quad (5.13)$$

Die Wälzkörperkräfte selbst werden durch die Gleichung

$$R(\tau'_i) = C_{\delta\text{L},i} \cdot \delta_i^{1,08} \quad (5.14)$$

berechnet, wobei sich die Federkonstante aus

$$C_{\delta\text{L},i} = 26200 \cdot I_{\text{eff}} \cdot \delta_i^{0,92} \quad (5.15)$$

ergibt. Die radiale Verformung der einzelnen Wälzkörper wiederum ergibt sich nach der Gleichung

$$\delta_i = \delta_0 \cdot \cos \tau'_i - \frac{e}{2} \quad (5.16)$$

mit der Gesamtlagerverformung δ_0 und der Lagerluft e . Dieses Gleichungssystem lässt sich mit einer Abschätzung der Gesamtlagerverformung δ_0 iterativ lösen, negative Werte für die Rollkörperkräfte fallen heraus und werden zu Null gesetzt. Eine Darstellung am Beispiel eines Hauptlagers zeigt die Abbildung 5.3. Die linke Hälfte zeigt das Lager im unbelasteten, die rechte das Lager im belasteten Zustand.

Die Normalkraft für die Wälzkörper eines *Hauptlagers* ist mittels Gleichung (4.53) zu ermitteln. Die Normal- und Umfangskräfte für ein *Pleuellager* N und U werden über die Gleichungen (4.69) bzw. (4.70) berechnet. Es ergibt sich gemäß der Gleichung (4.75) der Betrag der Käfigkontaktkraft K . Über den Gleitreibungsfaktor μ' folgt der Betrag der Käfigreaktionskraft in radialer Richtung

$$K_{\text{R}} = \mu' K, \quad (5.17)$$

wie in Abschnitt 4.4.3 ersichtlich. Beide Kräfte lassen sich mit dem bekanntem Winkel des Käfigstegs zur Hubzapfenmitte ζ , in dessen Richtung K_{R} wirkt, ermitteln, da K lotrecht zu K_{R} steht. 5.4 zeigt die

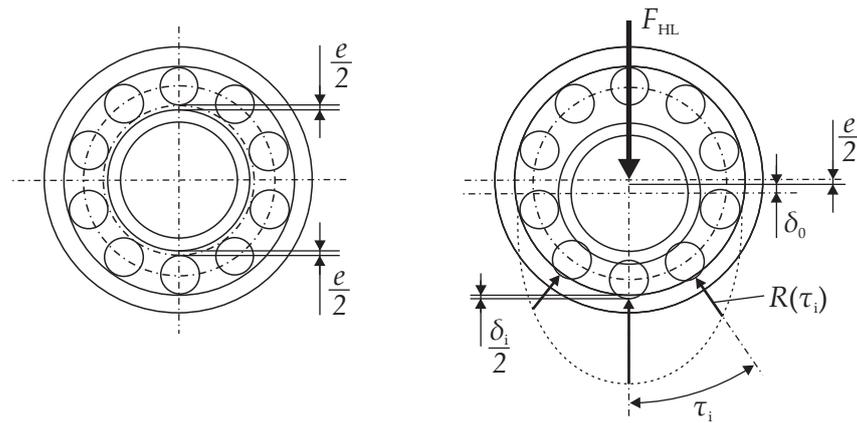


Abbildung 5.3: Radialspiel im lastfreien Lager (links), belastete Zone und Rollenlasten (rechts)

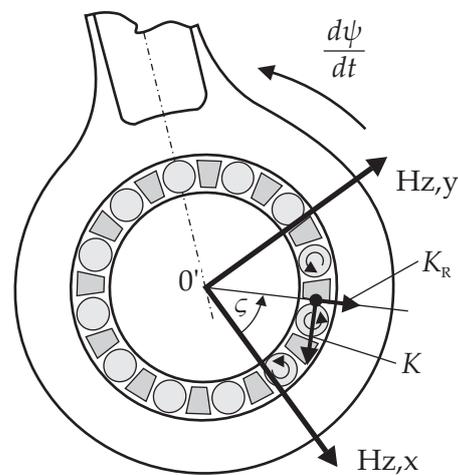


Abbildung 5.4: Käfigkontaktkräfte an einem Käfigsteg

Kräfte beispielhaft an einer Käfigtasche. Innerhalb des Modells werden, im Falle des Pleuellagers, die Polarkoordinaten der Kraftangriffswinkel und Beträge in ein kartesisches Koordinatensystem überführt und aufaddiert, so dass die Summenkräfte von K_R und K zurückgegeben werden. Diese können anschließend zur Berechnung der Käfigreibleistung an der Mantelfläche herangezogen werden.

Es hat sich in den späteren Rechnungen gezeigt, dass die so ermittelten Kräfte nur wenig Abweichung vom Ansatz von *Neese* und *von Collani* zeigen, siehe Abschnitt 4.4.2.4. Der Unterschied liegt im Bereich von wenigen Zehntel Newton. Es ist daher im endgültigen Modell der Ansatz von *Neese* und *von Collani* implementiert.

5.1.4 Berechnung der Flüssigkeitsreibung

In Abschnitt 4.4.3.1 wurden die Ansätze von *Hampp* für die Abschätzung der Flüssigkeitsreibung zwischen Lagerbord und Rollenstirn-

seite, Käfig und Rollenstirnseite sowie Käfig und Rollenmantelfläche beschrieben. Die Gleichungen (4.78) – (4.80) ermöglichen die Berechnung der Flüssigkeitsreibung in Abhängigkeit der festen geometrischen Größen des Lagers, der als konstant angenommenen Spaltweiten $s_1 - s_4$ sowie der als konstant angesehenen Ölviskosität η . Als Variablen sind die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle ω bzw. der Außenringgeschwindigkeit $\frac{d\psi}{dt}$ und der Wälzkörpergeschwindigkeit $\frac{d\bar{\theta}}{dt}$ zu sehen. Entsprechend der Arbeit von *Hampp* lässt sich die Flüssigkeitsreibung auch über zwei Konstanten und die Variablen ausdrücken. Für ein *Hauptlager* gilt

$$M_{f,HL} = C_1 \cdot \frac{d\bar{\theta}}{dt} + C_{32} \cdot \omega, \quad (5.18)$$

wobei der turbulente Anteil nach (4.81) mit kleinem Fehler zu vernachlässigen ist [Ham41]. Bei der Betrachtung der *Pleuellagerung* ist entsprechend die Wälzkörpergeschwindigkeit $\frac{d\bar{\theta}'}{dt}$ in das Modell einzusetzen. Das Moment durch die Flüssigkeitsreibung ergibt sich dann durch

$$M_{f,PL} = C_1 \cdot \frac{d\bar{\theta}'}{dt} + C_{32} \cdot \frac{d\psi}{dt}. \quad (5.19)$$

In Abwandlung zu den Gleichungen wird überdies eine links- und rechtsseitige Variation der Spaltweiten eingeführt, um deren Auswirkungen abzubilden. Die Gleichungen für die Konstanten lauten dann

$$\begin{aligned} C_1 = & \left(\frac{\eta}{s_{1,l}} + \frac{\eta}{s_{1,r}} \right) \left(\rho^4 \arcsin \frac{b}{\rho} + \frac{1}{3} b \rho^3 \sqrt{1 - \frac{b^2}{\rho^2}} \left(1 + 2 \frac{b^2}{\rho^2} \right) \right) + \\ & \frac{1}{2} \left(\frac{\eta}{s_{2,l}} + \frac{\eta}{s_{2,r}} \right) \\ & \left[\rho^4 \arccos \frac{\rho - h}{\rho} - \frac{1}{3} \rho^2 (\rho - h) \sqrt{2\rho h - h^2} \left(1 + 2 \frac{(\rho - h)}{\rho^2} \right) \right] + \\ & \eta \rho^2 l \left[-4\alpha + \frac{(\rho + s_{3,l}) \arctan \left(\sqrt{\frac{\rho + s_{3,l}}{s_{3,l}}} \tan \frac{\alpha}{2} \right)}{\sqrt{s_{3,l} \rho + s_{3,l}^2}} \right. \\ & + \frac{(\rho + s_{3,r}) \arctan \left(\sqrt{\frac{\rho + s_{3,r}}{s_{3,r}}} \tan \frac{\alpha}{2} \right)}{\sqrt{s_{3,r} \rho + s_{3,r}^2}} + \frac{(2\rho + \delta) \arctan \left(\sqrt{\frac{2\rho + \delta}{\delta}} \tan \frac{\alpha}{2} \right)}{\sqrt{2s_{3,l}\delta + \delta^2}} \\ & \left. + \frac{(2\rho + \delta) \arctan \left(\sqrt{\frac{2\rho + \delta}{\delta}} \tan \frac{\alpha}{2} \right)}{\sqrt{2s_{3,r}\delta + \delta^2}} \right] \quad (5.20) \end{aligned}$$

bzw.

$$C_{32} = \left(\frac{\eta}{s_{2,l}} + \frac{\eta}{s_{2,r}} \right) k \left(' \right) \left[\frac{2}{3} \left(\frac{d}{2} + \rho \right) (2\rho h - h^2)^{(3/2)} \right. \\ \left. \pm \frac{1}{2} \left\{ \frac{\pi}{4} \rho^4 - (\rho - h) (2\rho h - h^2)^{(3/2)} - \right. \right. \quad (5.21) \\ \left. \left. \frac{1}{2} \rho^2 (\rho - h) \cdot \sqrt{2\rho h - h^2} - \frac{1}{2} \rho^4 \arcsin \frac{\rho - h}{\rho} \right\} \right].$$

Wie in Abschnitt 4.4.3 erwähnt, erfolgt die Lösung der Bewegungsgleichung nach (4.83) bei *Hampp* analytisch. Hierzu werden zunächst die letzten beiden Terme von Gleichung (4.74) bzw. Gleichung (4.76) mit der Abschätzung $\rho_h = 0,75 \cdot \rho$ zu einem gemeinsamen Flüssigkeitsreibungsterm für Haupt-

$$M'_{f,HL} = M_f \mp \mu' \frac{1 + \mu'}{1 - \mu\mu'} \frac{M_b}{0,75} \quad (5.22)$$

und Pleuellager

$$M'_{f,PL} = M_f \pm \mu' \frac{1 + \mu'}{1 - \mu\mu'} \frac{M_b}{0,75} \quad (5.23)$$

zusammengefasst. Die Gleichung (5.18) wird dementsprechend

$$M'_{f,HL} = C'_{1,HL} \cdot \frac{d\bar{\vartheta}}{dt} + C'_{32,HL} \cdot \omega. \quad (5.24)$$

und (5.19) zu

$$M'_{f,PL} = C'_{1,PL} \cdot \frac{d\bar{\vartheta}'}{dt} + C'_{32,PL} \cdot \frac{d\psi}{dt}. \quad (5.25)$$

Die Konstanten sind demnach entsprechend der Betrachtung eines Hauptlagers (drehender Innenring) und eines Pleuellagers (drehender Außenring) zu unterscheiden. Die Konstanten variieren aufgrund der Fallunterscheidungen durch wechselnden Vorzeichen gemäß der Gleichungen (4.74) bis (4.75)

$$C'_{1,HL} = C_{1,HL} \mp \mu' \frac{1 - \mu}{0,75 (1 - \mu\mu')} \left(\frac{\eta}{s_{2,l}} + \frac{\eta}{s_{2,r}} \right) \cdot \left[\rho^4 \arccos \frac{\rho - h}{\rho} - \frac{1}{3} \rho^2 (\rho - h) \sqrt{2\rho h - h^2} \left(1 + 2 \frac{(\rho - h)}{\rho^2} \right) \right] \quad (5.26)$$

sowie

$$C'_{32,HL} = C_{32,HL} \mp \mu' \frac{1 - \mu}{0,75 (1 - \mu\mu')} \cdot C_{32,HL} \quad (5.27)$$

für ein Hauptlager. Es gilt dann das negative Vorzeichen und k' für ein Lager mit Außenbord und das positive Vorzeichen und k für ein Lager mit Innenbord.

Für Pleuellager gilt

$$C'_{1,PL} = C_{1,PL} \pm \mu' \frac{1 + \mu}{0,75(1 - \mu\mu')} \left(\frac{\eta}{s_{2,l}} + \frac{\eta}{s_{2,r}} \right) \cdot \left[\rho^4 \arccos \frac{\rho - h}{\rho} - \frac{1}{3} \rho^2 (\rho - h) \sqrt{2\rho h - h^2} \left(1 + 2 \frac{(\rho - h)}{\rho^2} \right) \right] \quad (5.28)$$

und

$$C'_{32,PL} = C_{32,PL} \pm \mu' \frac{1 + \mu}{0,75(1 - \mu\mu')} \cdot C_{32,PL}. \quad (5.29)$$

für Pleuellager. Im Gegensatz zum Hauptlager sind hier für Lager mit Außenbord die Variable k' und das positive Vorzeichen und für Lager mit Innenbord k und das negative Vorzeichen zu verwenden.

5.2 MODELLSTUFE 1

In der Modellstufe 1 werden die Wälzkörpergeschwindigkeiten und die Reibleistung über die Zusammenhänge der Coulombschen Reibung ermittelt. Sie sind stark an die Arbeit von Hampp [Ham41] angelehnt und sind nachfolgend erläutert.

5.2.1 Berechnung der Wälzkörpergeschwindigkeit

Die Berechnung der Wälzkörpergeschwindigkeit erfolgt über die Ermittlung der Wälzkörperbeschleunigung bezogen auf den stillstehenden Ring $\frac{d^2\bar{\vartheta}}{dt^2}$ über die Gleichung (4.83). Für ein Hauptlager mit konstanter Geschwindigkeit ist die Käfigbeschleunigung $\frac{d^2\tau}{dt^2} = 0$ und daher die Wälzkörperwinkelbeschleunigung gegenüber der Käfigtasche gleich der absoluten $\frac{d^2\vartheta}{dt^2} = \frac{d^2\bar{\vartheta}^2}{dt^2}$. Es folgt mit Berücksichtigung von (4.74) und (5.22)

$$J_s \frac{d^2\vartheta}{dt^2} = J_s \frac{d^2\bar{\vartheta}}{dt^2} = M = \mu\rho N \frac{1 - \mu'}{1 - \mu\mu'} + \mu'\rho U \frac{1 - \mu}{1 - \mu\mu'} - M'_{f,HL}. \quad (5.30)$$

Durch Umstellen auf die Winkelbeschleunigung und einsetzen der Gleichung (5.24) ist

$$\frac{d^2\bar{\vartheta}}{dt^2} = \frac{1}{J_s} \left(\mu\rho N \frac{1 - \mu'}{1 - \mu\mu'} + \mu'\rho U \frac{1 - \mu}{1 - \mu\mu'} - C'_{1,HL} \cdot \frac{d\bar{\vartheta}}{dt} - C'_{32,HL} \cdot \omega \right). \quad (5.31)$$

Bei der Aufstellung der Gleichungen für die Wälzkörperbeschleunigung des Pleuellagers gegenüber der Käfigtasche ist die Käfigbeschleunigung mit einzubeziehen. Unter Verwendung der Gleichungen (4.76) und (5.23) folgt die Bewegungsgleichung

$$J_s \frac{d^2\vartheta'}{dt^2} = J_s \left(\frac{d^2\bar{\vartheta}'}{dt^2} + \frac{d^2\tau'}{dt^2} \right) = \mu\rho |N| \frac{1 + \mu'}{1 - \mu\mu'} + \mu'\rho U \frac{1 + \mu'}{1 - \mu\mu'} - M'_{f,PL}.$$

(5.32)

Nach Umstellung und Einsetzen der Gleichung (5.23) für $M'_{f,PL}$ ergibt sich für die Beschleunigung bezüglich der Käfigtasche

$$\frac{d^2\bar{\vartheta}'}{dt^2} = \frac{1}{J_s} \left(\mu\rho |N| \frac{1+\mu'}{1-\mu\mu'} + \mu'\rho U \frac{1+\mu'}{1-\mu\mu'} - C'_{1,PL} \cdot \frac{d\bar{\vartheta}'}{dt} - C'_{32,PL} \cdot \frac{d\psi}{dt} \right) - \frac{d^2\tau'}{dt^2}. \quad (5.33)$$

Diese Differentialgleichung wird, wie vorab erwähnt, von *Hampp* analytisch für einen Wälzkörper gelöst. Durch die heutigen Möglichkeiten der elektronischen Datenverarbeitung ist es jedoch auch möglich diese für alle Wälzkörper eines Lagers numerisch zu lösen.

Die Software *MATLAB* bietet für diese Möglichkeit die Nutzung verschiedener Differentialgleichungslöser, wie z.B. *ode45* oder *ode23*, die *Runge-Kutta-Verfahren* verschiedener Ordnungen verwenden [Scho9]. Eine andere Möglichkeit ist die Lösung über das *Eulersche Streckenzugverfahren*, welches weniger Rechenaufwand bedeutet, aber im Ergebnis ungenauer ausfällt. Eine Beispielrechnung für diesen Anwendungsfall bei dem die Ergebnisse des *Eulersche Streckenzugverfahren* mit den Ergebnissen des *ode45-Lösers* (*Runge-Kutta-Verfahren* der 4. – 5. Ordnung) verglichen wurden, zeigten jedoch nur sehr geringe Abweichungen von maximal 1,8 % bei einer Verkürzung der Rechenzeit um das fast 350-fache, so dass die Lösung über das *Eulersche Streckenzugverfahren* zur Anwendung kommt. Die numerische Lösung der Bewegungsgleichung für Hauptlager lautet dann

$$\frac{d\bar{\vartheta}_i}{dt} = \left[\frac{1}{J_s} \left(\mu\rho N_i \frac{1-\mu'}{1-\mu\mu'} + \mu'\rho U_i \frac{1-\mu}{1-\mu\mu'} - C'_{1,HL} \cdot \frac{d\bar{\vartheta}_{i-1}}{dt} - C'_{32,HL} \cdot \omega \right) \right] \cdot \Delta t + \frac{d\bar{\vartheta}_{i-1}}{dt}. \quad (5.34)$$

Die Berechnung der Wälzkörpergeschwindigkeit für ein Pleuellager erfolgt analog über

$$\frac{d\bar{\vartheta}'_i}{dt} = \left[\frac{1}{J_s} \left(\mu\rho |N_i| \frac{1+\mu'}{1-\mu\mu'} + \mu'\rho U_i \frac{1+\mu}{1-\mu\mu'} - C'_{1,PL} \cdot \frac{d\bar{\vartheta}'_{i-1}}{dt} - C'_{32,PL} \cdot \frac{d\psi_i}{dt} \right) - \frac{d^2\tau'_i}{dt^2} \right] \cdot \Delta t + \frac{d\bar{\vartheta}'_{i-1}}{dt}. \quad (5.35)$$

Es folgt eine Prüfung, ob die so berechnete Geschwindigkeit größer oder gleich der theoretischen Wälzkörpergeschwindigkeit (ohne Schlupf) ist. Ist dies der Fall, so wird der Wert durch die theoretische Wälzkörpergeschwindigkeit überschrieben. Als Startwert für die Wälzkörpergeschwindigkeiten wird zunächst die theoretische Wälzkörpergeschwindigkeit zum Zeitpunkt $t = 0$ gesetzt. Nachdem jeder Wälzkörper einmal einer Rollkraft $R > 0$ ausgesetzt war, ist

die Wälzkörpergeschwindigkeit als rechnerisch gesichert anzusehen. Zur vollständigen Abbildung wird der Betrachtungszeitraum zweimal durchlaufen und der erste Durchlauf anschließend gelöscht.

5.2.2 Berechnung der Reibleistung

Nach der Ermittlung der Kraft- und Momentenverhältnisse im Lager, kann die Berechnung der Reibleistung erfolgen. Zunächst ist hier die Reibung im Laufbahnkontakt bei ideal abwälzenden Körpern zu nennen, wo der Rollreibungsfaktor μ_R gilt. Die Rollreibungsleistung für ein Hauptlager ergibt sich durch

$$P_{\text{WK,Roll,HL}} = \mu_R \rho \left| 2R + N + \mu' \frac{\mu N \mp \frac{M_b}{\rho_h}}{1 - \mu\mu'} \right| \cdot \frac{d\vartheta}{dt}. \quad (5.36)$$

*K substituiert nach
Gleichung (4.73),
U = 0*

Für ein Pleuellager ergibt sich analog

$$P_{\text{WK,Roll,PL}} = \mu_R \rho \left| 2R + N + \mu' \frac{-\mu N - U \pm \frac{M_b}{\rho_h}}{1 - \mu\mu'} \right| \cdot \frac{d\vartheta'}{dt}. \quad (5.37)$$

Für den Fall, dass der Wälzkörper gegenüber der Laufbahn eine Gleitbewegung ausführt, gilt der Gleitreibungsfaktor μ' und die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen der vorliegenden und theoretischen Wälzbewegung und für das Hauptlager

$$P_{\text{WK,Gl,HL}} = \mu' \rho \left| 2R + N + \mu' \frac{-\mu N \mp \frac{M_b}{\rho_h}}{1 - \mu\mu'} \right| \cdot \left(\frac{d\vartheta_{\text{theor}}}{dt} - \frac{d\vartheta}{dt} \right) \quad (5.38)$$

und

$$P_{\text{WK,Gl,PL}} = \mu' \rho \left| 2R + N + \mu' \frac{-\mu N - U \pm \frac{M_b}{\rho_h}}{1 - \mu\mu'} \right| \cdot \left(\frac{d\vartheta'_{\text{theor}}}{dt} - \frac{d\vartheta'}{dt} \right) \quad (5.39)$$

für das Pleuellager.

Für die Reibung zwischen Wälzkörper und Käfig gilt

$$P_{\text{WK,Kä,HL}} = \mu' \rho \left| \mu' \frac{\mu N \mp \frac{M_b}{\rho_h}}{1 - \mu\mu'} \right| \cdot \frac{d\bar{\vartheta}}{dt}, \quad (5.40)$$

$$P_{\text{WK,Kä,PL}} = \mu' \rho \left| \mu' \frac{-\mu N - U \pm \frac{M_b}{\rho_h}}{1 - \mu\mu'} \right| \cdot \frac{d\bar{\vartheta}'}{dt}. \quad (5.41)$$

Mit dem zuvor ermittelten Flüssigkeitsreibmoment M'_f ergibt sich die Flüssigkeitsreibleistung zu

$$P_{\text{WK,Fl,HL}} = M'_{f,\text{HL}} \cdot \frac{d\bar{\vartheta}}{dt}, \quad (5.42)$$

$$P_{\text{WK,Fl,PL}} = M'_{f,\text{PL}} \cdot \frac{d\bar{\vartheta}'}{dt}. \quad (5.43)$$

Zusätzlich ist die Reibleistung des Pleuellagerkäfigs zu betrachten. Für den Fall eines käfiggeführten Lagers gibt es eine Reibung zwischen der Käfigseitenfläche und den Anlaufscheiben. Das Reibmoment ergibt sich nach den geometrischen Verhältnissen nach Abbildung 4.24 und den neu eingeführten Spaltweiten $s_{4,l}$ bzw. $s_{4,r}$ zu

$$M_{Ks} = \frac{1}{2} \cdot \pi \left(\frac{\eta}{s_{4,l}} + \frac{\eta}{s_{4,r}} \right) \cdot \frac{d\tau'}{dt} \cdot \left[\left(\frac{d}{2} + \rho + b \right)^4 - \left(\frac{d}{2} + \rho - b \right)^4 \right]. \quad (5.44)$$

Für die Reibleistung folgt

$$P_{Ks} = M_{Ks} \cdot \frac{d\tau'}{dt}. \quad (5.45)$$

Die Berechnung der Käfigaußenreibung durch den Kontakt mit der Außenlaufbahn des Lagers bzw. der Pleuelinnenseite kann wie bei einem dynamisch belasteten Gleitlager durchgeführt werden, siehe Abschnitt 4.3.1.1. Eingangsgrößen sind hier Kraft und Winkel der Käfigkraft. Der Winkel ist bezogen auf das Hubzapfenkoordinatensystem. Für die Parameter b und d der Lagerbreite bzw. des Lagerdurchmessers werden die Werte für die Kontaktbreite des Käfigs $b_{K\ddot{a}}$ und der Käfigaußendurchmesser $d_{K\ddot{a}}$ verwendet, siehe Abschnitt 8.1.

Wie in Abschnitt 4.3.1.1 erläutert wird für die Abschätzung der Käfigkraft der Ansatz von *Neese* und *von Collani* [NC75] verwendet. Dieser berücksichtigt die Käfigmasse und geht davon aus, dass sich die halbe Wälzkörperanzahl im Käfig abstützt, ihre Masse für die Zentrifugalkraft also ebenfalls zu berücksichtigen ist. Es wird bei diesem Ansatz der Umstand vernachlässigt, dass bei einem Pleuellager, wie auch beim eingesetzten Versuchslager in dieser Arbeit, die Käfighälften aus Montagegründen möglicherweise geteilt ausgeführt werden. Für den Fall, dass sich die Teilungsebene orthogonal zur Kröpfungsrichtung befindet, stützt sich die Lagerhälfte, welche näher zum Drehpunkt ist, auf der anderen ab. Der Gesamtschwerpunkt liegt dann weiterhin mittig zwischen den Käfighälften. Je weiter sich die Teilungsebene zum anderen Extrem, dem Verlauf in Kröpfungsrichtung, umso mehr wandern die Schwerpunkte der beiden Käfighälften auseinander. Dann wirken zwei Einzelkräfte durch den jeweiligen Schwerpunkt und nicht mehr parallel zur Kröpfungsrichtung. Die Abweichung des Kraftbetrags vom ursprünglichen Ansatz wird aufgrund der geringen Wirkradiusänderung als vernachlässigbar angesehen. Es ist zu beachten, dass die unterschiedliche Wirkrichtung zu Verschiebungen der Käfighälften zueinander führen kann, was wiederum den Aufbau eines hydrodynamischen Schmierfilms behindert. Auf diesen Umstand wird in Abschnitt 8.3.3.2 näher eingegangen.

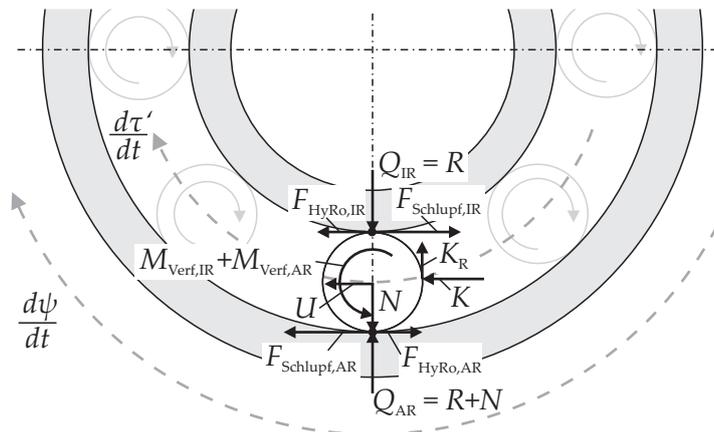


Abbildung 5.5: Kräfte und Momente an den Wälzkörpern eines Rollenlagers, hier am Beispiel Pleuellager

5.3 MODELLSTUFE 2

Ausgehend von der gleichen Berechnung der Lagerkinematik und der angreifenden Kräfte wurde eine zweite Modellstufe entwickelt. Diese wendet eine andere Herangehensweise an die Berechnung der Wälzkörpergeschwindigkeiten und -kräfte an. Sie basiert auf den aktuellen Erkenntnissen der EHD-Theorie und wurde am IMKT im Rahmen mehrerer Forschungsarbeiten für Lager in konventionellen Anwendungen entwickelt. Eine aktuelle Version für unterschiedliche Lagertypen wurde für das Vorhaben *Low Friction Powertrain - Wirkungsgradoptimiertes Getriebe* [WP13] erstellt. Die Modellstufe berücksichtigt die im Schmierpalt wirkenden Reibmomente durch irreversible Verformungsarbeit und hydrodynamische Rollreibung entsprechend Abschnitt 4.3.2.2. Das Modell setzt die vollständige hydrodynamische Trennung der Wälzpartner voraus. Die Kraftübertragung erfolgt über die im Schmierfilm auftretenden Schubspannungen. Außerdem sind beim Pleuellager die zusätzlichen Massenkkräfte zu beachten, so dass die Reibung zwischen Käfigsteg und Wälzkörper miteinbezogen wird.

Abbildung 5.5 zeigt die wirkenden Kräfte und Momente an einem Wälzkörper eines Rollenlagers. Die Schlupfkräfte $F_{\text{Schlupf,IR}}$ und $F_{\text{Schlupf,AR}}$ treiben den Wälzkörper an. Bremsend wirken die Kräfte $F_{\text{Roll,IR}}$ und $F_{\text{Roll,AR}}$, die sich durch die hydrodynamische Rollreibung ergeben, sowie die Momente aus irreversibler Verformungsarbeit $M_{\text{Verf,IR}}$ und $M_{\text{Verf,AR}}$. Weiterhin resultiert aus der Käfigkontaktkraft K die Käfigreibungskraft K_R , die gegen die Wälzkörperbewegung arbeitet. Die Last am Innenring Q_{IR} entspricht der Kraft auf die Rolle R , bei der Kraft am Außenring Q_{AR} ist überdies die Normalkraft N mit einzubeziehen. Am exzentrisch laufenden Pleuellager ist zusätzlich die Umfangskraft U in tangentialer Richtung zu berücksichtigen. Die Gleichungen zur Berechnung des hydrodynamischen Rollreib-

moments und der irreversiblen Verformungsarbeit sind in Abschnitt 4.3.2.2 beschrieben. Dieser Abschnitt beschreibt die Berechnung des Käfigreibmoments, der antreibenden Schlupfkkräfte sowie der darin eingehenden Parameter. Er wird abgeschlossen mit der Wälzkörper-schlupfberechnung und der Reibleistungsermittlung.

5.3.1 Berechnung des Käfigreibmoments

Die Bestimmung der Käfigkontaktkraft K folgt aus dem Gleichgewicht der horizontalen Kräfte

$$K = F_{HyRo,AR} - F_{HyRo,IR} + F_{Schlupf,IR} - F_{Schlupf,AR} - U. \quad (5.46)$$

Es ist dann wie in der Modellstufe 1 die radiale Käfigreaktionskraft über das Einbeziehen des Gleitreibungsfaktors

$$K_R = K \cdot \mu'. \quad (5.47)$$

Über den Hebelarm, der in diesem Fall der Wälzkörperradius ρ ist, ergibt sich das Käfigreibmoment des Wälzkörpers

$$M_{Kä} = K_R \cdot \rho. \quad (5.48)$$

5.3.2 Berechnung des Schlupfmoments

Die antreibenden Schlupfkkräfte der Wälzkörper sind über die Schubspannungen in den Kontaktflächen, welche durch die Scherung des Schmierstoffes entstehen, zu ermitteln. Zusammen mit der Kontaktfläche folgt

$$F_{Schlupf} = \bar{\tau}_{Fl} \cdot A. \quad (5.49)$$

Die Schubspannungen sind das Produkt aus der Scherrate $\dot{\gamma}$ und der Viskosität η , die von der Temperatur und dem Druck abhängig ist

$$\tau_{Fl} = \eta(p, T) \cdot \dot{\gamma} \quad (5.50)$$

Das Schlupfmoment um die Wälzkörperachse ergibt sich dann aus der Summe der Schlupfkkräfte am Außen- und Innenringkontakt, welche mit dem Wälzkörperradius zu multiplizieren ist

$$M_{Schlupf} = \rho \cdot (F_{Schlupf,IR} + F_{Schlupf,AR}). \quad (5.51)$$

5.3.3 Bestimmung der Schubspannung

Das Verhalten der *Newtonschen Fluide* ist bei der Aufstellung der Flüssigkeitsreibungsanteile in Abschnitt 4.4.3.1 beschrieben worden. Demnach ist die Viskosität unabhängig von der Scherrate, wodurch sich

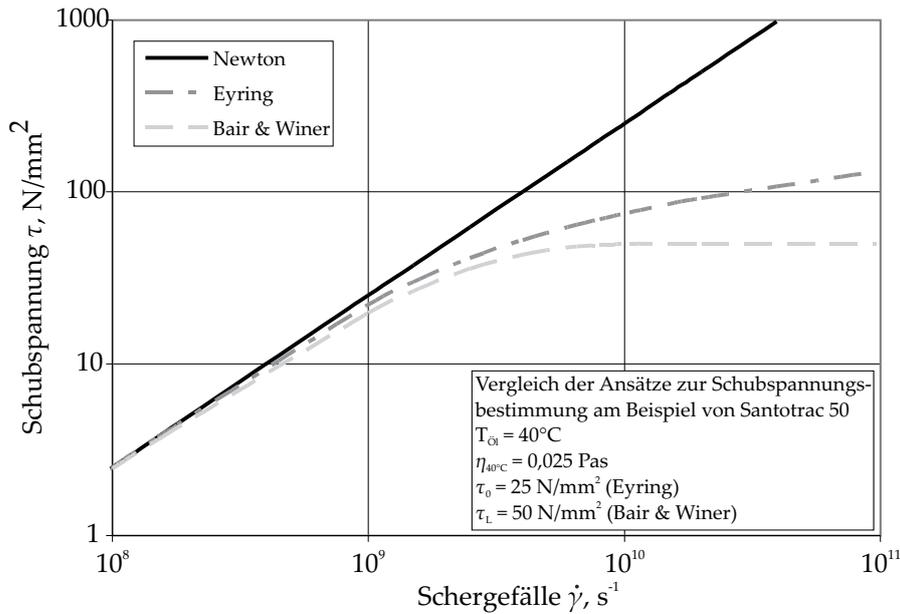


Abbildung 5.6: Ansätze zur Beschreibung der Viskosität [Mey10]

eine lineare Abhängigkeit der Schubspannung von der Scherrate ergibt. Dieser Ansatz ist jedoch nur im Bereich kleiner Scherraten zulässig. Mit zunehmender Scherrate ist zu beobachten, dass die Zunahme Schubspannungen geringer ausfiel oder sogar abnahm [Mey10]. Für die Abschätzung der Schubspannung wurden daher verschiedene Ansätze wie von *Eyring* [Eyr36] oder *Bair* und *Winer* [BW92] entwickelt. Einen beispielhaften Vergleich der drei Ansätze zeigt Abbildung 5.6.

Für den Ansatz von *Bair* und *Winer* sind eingehende Untersuchungen zum verwendeten Schmierstoff nötig. In diesem Modell wird ein vereinfachter Ansatz verwendet, entsprechend [WP13]. Er ist in Abbildung 5.7 wiedergegeben. Die Kurve im Bereich B ist zunächst durch einen linearen Verlauf und dann durch ein Abknicken in ein Plateau angenähert. Das Absinken der Schubspannung im Bereich höherer Scherraten wird somit vernachlässigt.

Die Grenzschubspannungen sind an einem Tribometer für Linienkontakte, dem Zweiseibenprüfstand des IMKT, ermittelt worden. Der Grenzdruck für das in Versuchen verwendete Öl *Shell Helix 5W-30* beträgt $p_{\text{Grenz}} = 502 \text{ MPa}$. Als kritische Schubspannung wird mit $\tau_c = 4 \text{ MPa}$ gerechnet.

Für die Schubspannung werden folgende Annahmen getroffen, vgl. auch Tabelle 5.1. Ist die berechnete Schubspannung $\tau_N \geq \tau_c$ und der mittlere Druck $\bar{p} < p_{\text{Grenz}}$, dann wird oberhalb der *kritischen Schubspannung* τ_c nichtlinear gerechnet.

Die Schubspannung wird zunächst mit dem *Newtonschen Berechnungsansatz* nach

$$\tau_N(p, T) = \eta_0(T) \cdot e^{\alpha_p(p, T) \cdot \bar{p}} \cdot \dot{\gamma}, \quad (5.52)$$

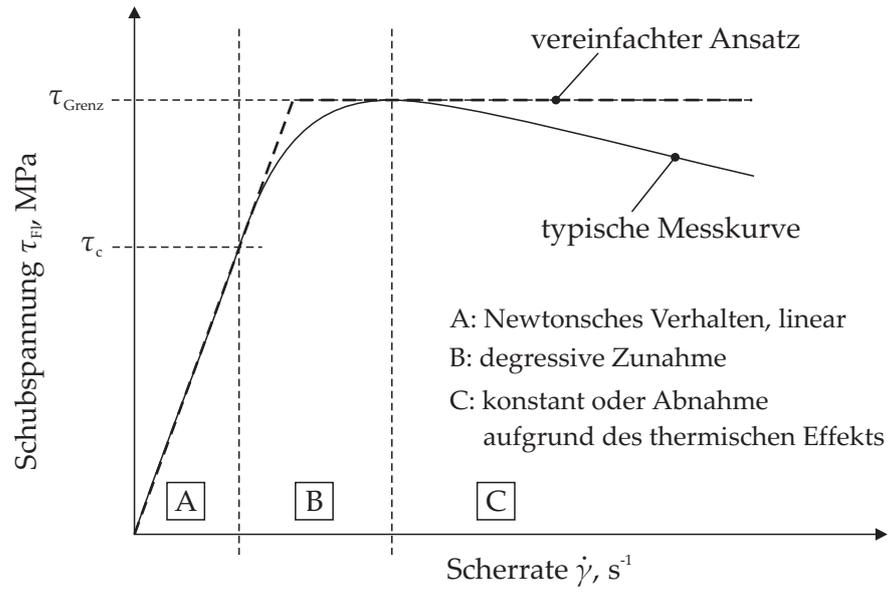


Abbildung 5.7: Ansatz zur Schubspannungsberechnung, [WP13]

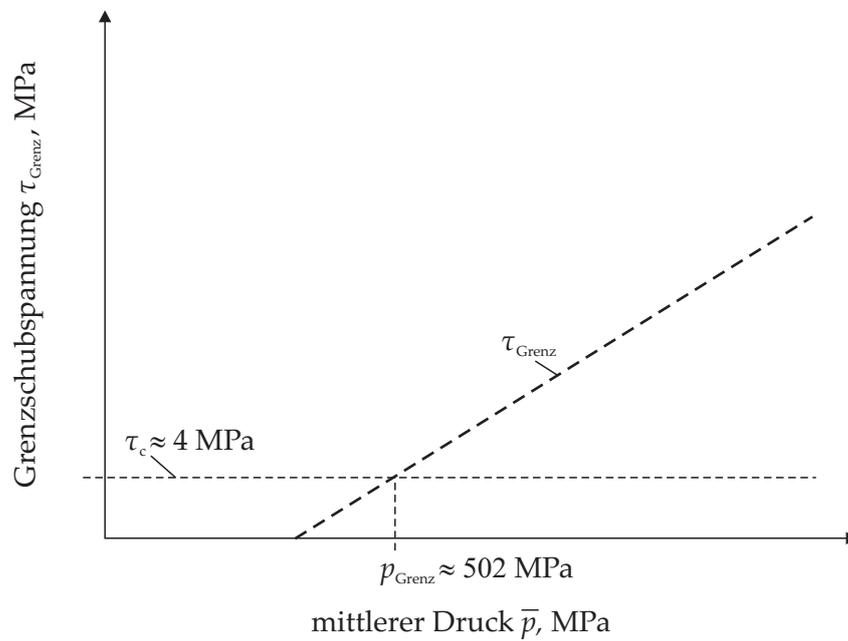


Abbildung 5.8: Druckabhängigkeit der maximalen Schubspannung

unter Einführung des Druckviskositätskoeffizienten α_p , berechnet. Ist der mittlere Druck $\bar{p} \geq p_{\text{Grenz}}$ und die berechnete Schubspannung $\tau_N \geq \tau_{\text{Grenz}}$, dann ist die Grenzschubspannung τ_{Grenz} anzusetzen. Ist keine der genannten Bedingungen erfüllt, wird τ_N verwendet.

Allgemein kann die Grenzschubspannung über

$$\tau_{\text{Grenz}} = \left(\tau_c + (\bar{p} - p_{\text{Grenz}}) \cdot \frac{d\tau_{\text{Grenz}}}{dp_{\text{Grenz}}} \right) \quad (5.53)$$

[WP13] abgeschätzt werden, wobei ohne experimentelle Daten für $d\tau_{\text{Grenz}}/dp_{\text{Grenz}}$ mit einem Wert von 0,08 gerechnet werden kann. Mit den Ergebnissen des Zweiseibenprüfstandes für das Versuchsöl ergibt sich die Gleichung

$$\tau_{\text{Grenz}} = (4 + (\bar{p} - 502) \cdot 0,07). \quad (5.54)$$

Der mittlere Druck \bar{p} im Schmierpalt errechnet sich mittels der Kontaktfläche A , siehe Abschnitt 5.3.5, und der Kontaktkraft Q . Für den Innenring- und Außenringkontakt gilt dann

$$\bar{p}_{\text{IR}} = \frac{Q_{\text{IR}}}{A_{\text{IR}}}, \quad (5.55)$$

$$\bar{p}_{\text{AR}} = \frac{Q_{\text{AR}}}{A_{\text{AR}}}. \quad (5.56)$$

5.3.4 Schmierstoffviskosität

Für die Berechnung der Schubspannungen nach Gleichung (5.52) ist die dynamische Viskosität bei Atmosphärendruck und Betriebstemperatur $\eta_0(T)$ sowie der Druckviskositätskoeffizient $\alpha_p(p, T)$ erforderlich.

Die dynamische Viskosität ergibt sich als Produkt der Dichte bei Atmosphärendruck und Betriebstemperatur $\rho_0(T)$ und der kinematischen Viskosität $\nu(T)$

$$\eta_0(T) = \nu \cdot \rho_0(T). \quad (5.57)$$

Üblicherweise erfolgt die Angabe der dynamischen Viskosität in der Einheit Ns/mm^2 . Die Berechnung der kinematischen Viskosität ist in DIN 51 563 [Deu11a] festgelegt

$$\nu = 10^l - 0,8 \text{ mit } \begin{cases} l &= 10^{[m \cdot (\lg(T_1+273,15) - \lg(T+273,15)) + \lg \lg(\nu_1+0,8)]} \\ m &= \frac{\lg \lg(\nu_1+0,8) - \lg \lg(\nu_2+0,8)}{\lg(T_2+273,15) - \lg(T_1+273,15)} \end{cases}$$

Anwendung	Schubspannungsbedingung	Druckbedingung
τ_c	$\tau_N \geq \tau_c$	$\bar{p} < p_{\text{Grenz}}$
τ_{Grenz}	$\tau_N \geq \tau_{\text{Grenz}}$	$\bar{p} \geq p_{\text{Grenz}}$

Tabelle 5.1: Bedingungen zur Anwendung geänderter Schubspannungsansätze, [WP13]

(5.58)

Die kinematischen Viskositäten ν_1 und ν_2 , mit der Einheit mm^2/s , sind die kinematischen Viskositäten bei den Bezugstemperaturen T_1 und T_2 . Diese sind für gewöhnlich bei $T_1 = 40^\circ\text{C}$ bzw. $T_2 = 100^\circ\text{C}$ definiert und den Produktdatenblättern des jeweiligen Schmierstoffes zu entnehmen.

Über die Rechenvorschriften in DIN 51 757 [Deu11b] lässt sich die Schmierstoffdichte $\rho_0(T)$ bei bekannter Dichte ρ_0 bei der Temperatur T^* berechnen

$$\rho_0(T) = \rho_{T^*} - 6,05 \cdot 10^{-13} \cdot (T - T^*). \quad (5.59)$$

Die Einheit für die Dichte ist Ns/mm^2 .

Der Druckviskositätskoeffizient $\alpha_p(p, T)$ lässt sich bei bekannter kinematischer Viskosität ν_{40} bei einer Bezugstemperatur von $T = 40^\circ\text{C}$ über die Gleichung [INA87]

$$\alpha_p(T) = [2,08 + 1,375 \cdot \lg \nu_{40} - 0,015 \cdot T + 5 \cdot 10^{-5} \cdot T^2] \cdot 10^{-2} \quad (5.60)$$

berechnen.

5.3.5 Hertzsche Kontaktfläche und Krümmungsverhältnisse

Wie in Abschnitt 5.3.2 beschrieben ist für die Berechnung der Schlupfkraft die Kenntnis der Kontaktfläche A notwendig. Sie kann mit Hilfe der *Hertzschen Theorie* berechnet werden. Die *Hertzsche Theorie* beschreibt im Allgemeinen die Berührung zweier allseitig gekrümmter Körper, die mit der Kraft Q gegeneinander gepresst werden, siehe Abbildung 5.9. Die Krümmungen k_K der Körper sind die Kehrwerte der Krümmungsradien r_K . Für konvexe Körper ergibt sich eine positive, für konkave eine negative Krümmung

$$k_K = +\frac{1}{r_K} \text{ (konvex)}, \quad k_K = -\frac{1}{r_K} \text{ (konkav)}. \quad (5.61)$$

Für zwei konvexe Körper mit Linienberührung gilt als Beispiel für zwei konvexe Körper (siehe Abbildung 5.9)

$$\sum k_K = k_{K,11} + k_{K,21} = \frac{1}{r_{11}} + \frac{1}{r_{21}}. \quad (5.62)$$

Zwischen Innenring und Wälzkörper und Außenring und Wälzkörper liegen unterschiedliche Kontaktverhältnisse, so dass unterschiedliche Gleichungen für die Kontaktflächen aufzustellen sind

$$A_{\text{IR}} = 2 \cdot b \cdot l_{\text{eff}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{8 \cdot Q_{\text{IR}} \cdot l_{\text{eff}}}{\pi \cdot E_0 \cdot \left(\frac{1}{\rho} + \frac{1}{R_{\text{IR}}}\right)}} \quad (5.63)$$

$$A_{\text{AR}} = 2 \cdot b \cdot l_{\text{eff}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{8 \cdot Q_{\text{AR}} \cdot l_{\text{eff}}}{\pi \cdot E_0 \cdot \left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{R_{\text{AR}}}\right)}}. \quad (5.64)$$

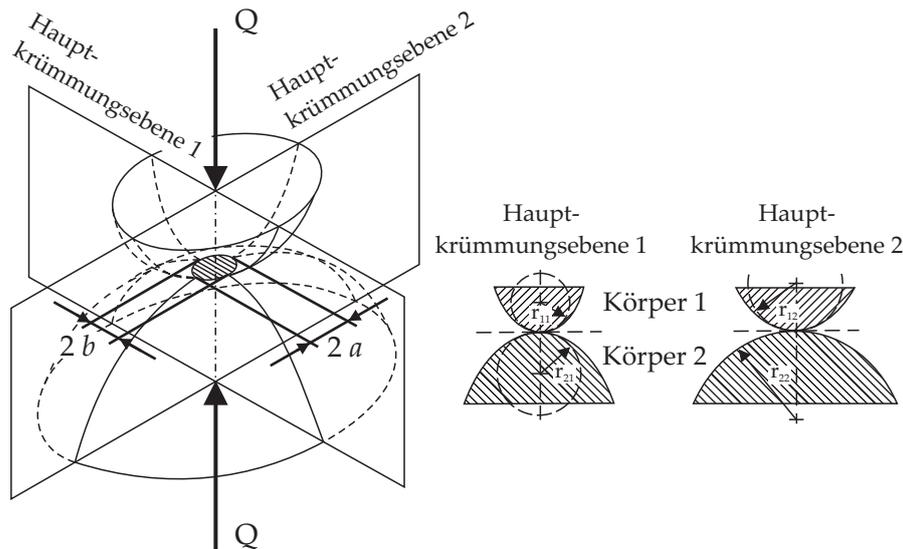


Abbildung 5.9: Berührung zweier allseitig gekrümmter Körper [BEHW95]

mit der halben Druckflächenbreite b , der effektiven Wälzkörperlänge l_{eff} in mm, dem reduzierten Elastizitätsmodul E_0 in N/mm^2 und den Radien ρ , R_i in mm. Die Fläche A_i ergibt sich dann folglich in mm^2 .

Anhand der beschriebenen Krümmungsradien lassen sich die effektiven Krümmungsradien des Innen- und Außenringkontakts berechnen. Je nach Krümmungsradius der Oberflächen gilt allgemein

$$\frac{1}{R_{\text{eff}}} = \pm \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2}. \quad (5.65)$$

Für die Innen- und Außenringkontakte folgt

$$R_{\text{eff,IR}} = \frac{R_{\text{IR}} \cdot \rho}{R_{\text{IR}} + \rho} \quad (5.66)$$

$$R_{\text{eff,AR}} = \frac{R_{\text{AR}} \cdot \rho}{R_{\text{AR}} - \rho}. \quad (5.67)$$

Der reduzierte Elastizitätsmodul E_0 ist anzuwenden, wenn die beiden Körper aus unterschiedlichen Werkstoffen mit unterschiedlichen Elastizitätsmodulen und Querkontraktionszahlen bestehen. Die Berechnung erfolgt nach [DH66] über

$$E_0 = \frac{2}{\frac{1-\nu_{p1}^2}{E_1} + \frac{1-\nu_{p2}^2}{E_2}}. \quad (5.68)$$

5.3.6 Berechnung der Geschwindigkeit im Schmierpalt

Dieser Abschnitt erläutert die Berechnung der wirksamen Geschwindigkeiten innerhalb der betrachteten Wälzlager. Die Gleichungen werden zunächst allgemein beschrieben und dann für die im Modell be-

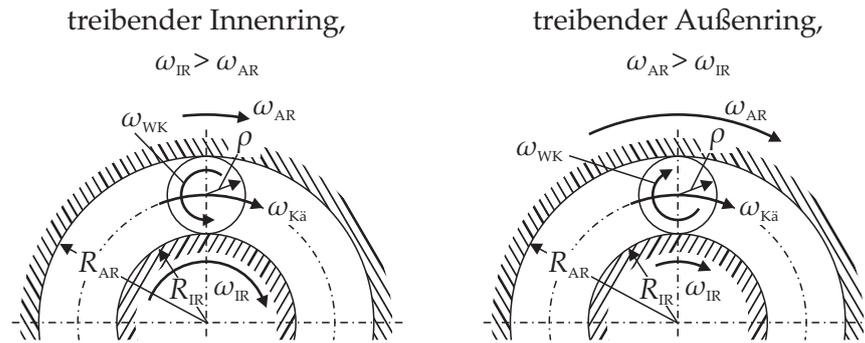


Abbildung 5.10: Geschwindigkeiten im Wälzlager

trachteten Fälle aufgestellt. Es gelten die in Abbildung 5.10 dargestellten Bezeichnungen für die Geschwindigkeiten und Geometrien im Wälzlager. Da die kinematischen Verhältnisse des Wälzkörpers hinsichtlich Drehrichtung und Winkelgeschwindigkeit davon abhängen ob Innen- oder Außenring antreiben sind Fallunterscheidungen durchzuführen.

5.3.6.1 Relativgeschwindigkeit

Zur Berechnung der Scherrate $\dot{\gamma}$, die zur Bestimmung der Schlupfkkräfte benötigt wird (vgl. Abschnitt 5.3.2) ist die Kenntnis der Relativgeschwindigkeit zwischen den in Kontakt stehenden Körpern notwendig.

Für den Fall eines *treibenden Innenrings* gelten

$$\Delta v_{\text{IR}} = R_{\text{IR}} \cdot (\omega_{\text{IR}} - \omega_{\text{Kä}}) - \rho \cdot |\omega_{\text{WK}}| \quad (5.69)$$

$$\Delta v_{\text{AR}} = R_{\text{AR}} \cdot (\omega_{\text{Kä}} - \omega_{\text{AR}}) - \rho \cdot |\omega_{\text{WK}}| \quad (5.70)$$

für die Relativgeschwindigkeiten an Innen- bzw. Außenring. Übertragen auf das Modell und den Fall eines *Hauptlagers* ergeben sich die Gleichungen zu

$$\Delta v_{\text{IR}} = R_{\text{IR}} \cdot \left(\omega - \frac{d\tau}{dt} \right) - \rho \cdot \left| \frac{d\bar{\theta}}{dt} \right| \quad (5.71)$$

$$\Delta v_{\text{AR}} = R_{\text{AR}} \cdot \frac{d\tau}{dt} - \rho \cdot \left| \frac{d\bar{\theta}}{dt} \right|. \quad (5.72)$$

Für den *treibenden Außenring* berechnen sich die Relativgeschwindigkeiten über

$$\Delta v_{\text{IR}} = R_{\text{IR}} \cdot (\omega_{\text{Kä}} - \omega_{\text{IR}}) - \rho \cdot \omega_{\text{WK}} \quad (5.73)$$

$$\Delta v_{\text{AR}} = R_{\text{AR}} \cdot (\omega_{\text{AR}} - \omega_{\text{Kä}}) - \rho \cdot \omega_{\text{WK}}. \quad (5.74)$$

Diese Gleichungen sind für das Modell auf das *Pleuellager* zu übertragen und lauten dann

$$\Delta v_{\text{IR}} = R_{\text{IR}} \cdot \frac{d\tau'}{dt} - \rho \cdot \frac{d\bar{\vartheta}'}{dt} \quad (5.75)$$

$$\Delta v_{\text{AR}} = R_{\text{AR}} \left(\frac{d\psi}{dt} - \frac{d\tau'}{dt} \right) - \rho \cdot \frac{d\bar{\vartheta}'}{dt}. \quad (5.76)$$

5.3.6.2 Hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit

Die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit u ist die mittlere Fördergeschwindigkeit mit welcher der Schmierstoff in den Schmierpalt gefördert wird. Sie ist der arithmetische Mittelwert der Oberflächengeschwindigkeiten der im Kontakt stehenden Körper und für die Berechnung der EHD-Geschwindigkeitskennzahl U notwendig, siehe Gleichung (5.89).

Die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit am Innenring u_{IR} bzw. am Außenring u_{AR} bei *treibendem Innenring* lautet allgemein

$$u_{\text{IR}} = \frac{1}{2} [R_{\text{IR}} \cdot (\omega_{\text{IR}} - \omega_{\text{Kä}}) + \rho \cdot |\omega_{\text{WK}}|] \quad (5.77)$$

$$u_{\text{AR}} = \frac{1}{2} [R_{\text{AR}} \cdot (\omega_{\text{Kä}} - \omega_{\text{AR}}) + \rho \cdot |\omega_{\text{WK}}|] \quad (5.78)$$

Übertragen auf das *Hauptlager* im Modell lauten die Gleichungen dann

$$u_{\text{IR}} = \frac{1}{2} \left[R_{\text{IR}} \cdot \left(\omega - \frac{d\tau}{dt} \right) + \rho \cdot \left| \frac{d\bar{\vartheta}}{dt} \right| \right] \quad (5.79)$$

$$u_{\text{AR}} = \frac{1}{2} \left[R_{\text{AR}} \cdot \frac{d\tau}{dt} + \rho \cdot \left| \frac{d\bar{\vartheta}}{dt} \right| \right]. \quad (5.80)$$

Für den Fall des *treibendes Außenrings* sind die hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeiten

$$u_{\text{IR}} = \frac{1}{2} [R_{\text{IR}} \cdot (\omega_{\text{Kä}} - \omega_{\text{IR}}) + \rho \cdot \omega_{\text{WK}}] \quad (5.81)$$

$$u_{\text{AR}} = \frac{1}{2} [R_{\text{AR}} \cdot (\omega_{\text{AR}} - \omega_{\text{Kä}}) + \rho \cdot \omega_{\text{WK}}]. \quad (5.82)$$

Damit folgt für das *Pleuellager* bei Betrachtung aus dem Hubzapfensystem heraus

$$u_{\text{IR}} = \frac{1}{2} \left[R_{\text{IR}} \cdot \frac{d\tau'}{dt} + \rho \cdot \frac{d\bar{\vartheta}'}{dt} \right] \quad (5.83)$$

$$u_{\text{AR}} = \frac{1}{2} \left[R_{\text{AR}} \left(\frac{d\psi}{dt} - \frac{d\tau'}{dt} \right) + \rho \cdot \frac{d\bar{\vartheta}'}{dt} \right]. \quad (5.84)$$

Kontaktart	Ansatz nach	e_0	e_1	e_2	e_3
Punkt	Archard	1,40	0,74	0,74	0,074
	Cameron	5,81	1,00	1,00	0,33
	Cheng	2,21	0,725	0,725	0,058
	Hamrock/Dowson	1,90	0,53	0,67	0,067
Linie	Ertel/Grubin	1,95	0,73	0,73	0,091
	Dowson/Toyoda	3,06	0,56	0,69	0,10
	Dowson/Higginson	1,60	0,60	0,70	0,13
	Crook	2,14	0,75	0,75	0,125

Tabelle 5.2: Exponenten zur Schmierspalthöhenberechnung, nach [CHSo3]

5.3.7 Schmierspalthöhe

Die Berechnung der Schmierspalthöhe, die zur Berechnung der Scher-
rate $\dot{\gamma}$ benötigt wird, wurde von *Dowson* und *Higginson* auf Basis
von belastungs-, werkstoff- und geschwindigkeitsspezifischen Para-
metern entwickelt [CHSo3]. Die drei Parameter werden durch Expo-
nenten unterschiedlich gewichtet und entsprechend der Problemstel-
lung angepasst. Die Gleichung zur Ermittlung der Schmierfilmhöhe
lautet allgemein

$$h_0 = R_{\text{eff}} \cdot e_0 \cdot G^{e_1} \cdot U^{e_2} \cdot W^{-e_3}. \quad (5.85)$$

Die Bestimmung des effektiven Krümmungsradius R_{eff} erfolgt wie in
Gleichung (5.66) bzw. (5.67). Die übrigen Variablen sind die Werkstoff-
kennzahl G , die Geschwindigkeitskennzahl U und die Belastungs-
zahl W . Die gewichtenden Exponenten e_0 bis e_3 sind für Punkt- und
Linienkontakte mit unterschiedlichen Ansätzen in Tabelle 5.2 ange-
führt.

Die Werkstoffkennzahl

$$G = \alpha_p \cdot E_0 \quad (5.86)$$

ist das Produkt des Druck-Viskositätskoeffizienten und des reduzier-
ten Elastizitätsmoduls.

Die Belastungskennzahl unterscheidet sich nach der Kontaktart. Im
Falle des Linienkontakts gilt

$$W_L = \frac{Q}{E_0 \cdot l_{\text{eff}} \cdot R_{\text{eff}}}, \quad (5.87)$$

für den Punktkontakt hingegen

$$W_P = \frac{Q}{E_0 \cdot R_{\text{eff}}^2}. \quad (5.88)$$

Die Geschwindigkeitskennzahl U ist über die Formel

$$U = \frac{\eta_0 \cdot u}{E_0 \cdot R_{\text{eff}}} \quad (5.89)$$

unter Anwendung der dynamischen Viskosität nach Abschnitt 5.3.4 und hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit nach Abschnitt 5.3.6 zu bestimmen.

Im Modell wird für die Berechnung der zentralen Schmierfilmhöhe die von *Hamrock* vorgeschlagene Gleichung

$$h_{0,\text{iso}} = 2,922 \cdot R_{\text{eff}} \cdot \frac{U^{0,629} \cdot G^{0,470}}{W_L^{0,166}}. \quad (5.90)$$

verwendet, die für einen Linienkontakt unter isothermen Bedingungen anwendbar ist. Nach [Bar96] lässt sich mit einem Ansatz von *Wilson* [Wil79] der Temperatureinfluss infolge berücksichtigen. Er lässt sich über einen thermischen Faktor einkalkulieren, der bereits bei der Berechnung der hydrodynamischen Rollreibung (siehe Gleichung (4.47)) beschrieben wurde. Unter Erwärmung des Fluids bei Eintritt in den Kontakt und Vollschröpfung gilt

$$h_{0,\text{th}} = C_{\text{th}} \cdot h_{0,\text{iso}}. \quad (5.91)$$

Der thermische Korrekturfaktor C_{th} wird definiert als

$$C_{\text{th}} = \frac{1}{1 + 0,39 \cdot L_{\text{th}}^{0,548}} \quad (5.92)$$

mit dem thermischen Belastungsfaktor L_{th}

$$L_{\text{th}} = \eta_{0,\text{K}} \cdot \frac{\beta_{\text{th}} \cdot u^2}{k_{\text{th}}}. \quad (5.93)$$

Als Variablen sind die dynamische Viskosität $\eta_{0,\text{K}}$ des Schmierstoffes bei Atmosphärendruck und der Oberflächentemperatur T_{K} der Kontaktpartner in der Einlaufzone in Ns/mm^2 , β_{th} ein Temperaturviskositätskoeffizient mit der Einheit $1/\text{K}$, u die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit am Innenring- bzw. Außenringkontakt in mm/s und k_{th} ein Wärmeleitkoeffizient in $\text{N}/(\text{K s})$ einzusetzen.

Der Temperaturviskositätskoeffizient β_{th} ist nach der Arbeit von *Harris* [Har91] mit den bekannten dynamischen Viskositäten bei zwei Temperaturen zu bestimmen

$$\beta_{\text{th}} = \frac{(T_2 + 273,2) \cdot (T_1 + 273,2)}{(T_2 - T_1) \cdot (T + 273,2)^2} \cdot \ln \left(\frac{\eta_1}{\eta_2} \right). \quad (5.94)$$

Der Wärmeleitkoeffizient k_{th} lässt sich nach *Gohar* [Goh88] über

$$k_{\text{th}} = \frac{0,1173 - 6,33 \cdot 10^{-5} \cdot (T + 273,15)}{10^9 \cdot \rho_0} \quad (5.95)$$

berechnen.

5.3.8 Berechnung der Wälzkörpergeschwindigkeit

Zur Berechnung der Wälzkörpergeschwindigkeit sind zwei Ansätze möglich. Der erste Ansatz, der von einem von Wang [WP13] entwickelten Modell ausgeht, wird das Lager *quasistationär* betrachtet. Die Summe aller antreibenden Momente muss demnach zu Null werden

$$0 \stackrel{!}{=} \Delta M = M_{\text{Schlupf}} \left(\frac{d\bar{\vartheta}}{dt} \right) - M_{\text{HyRo}} \left(\frac{d\bar{\vartheta}}{dt} \right) - M_{\text{Kä}} \left(\frac{d\bar{\vartheta}}{dt} \right) - M'_{f,\text{HL}} \left(\frac{d\bar{\vartheta}}{dt}, \omega \right) - M_{\text{Verf}}. \quad (5.96)$$

Die Lösung der Gleichung erfolgt iterativ durch Anpassung der Wälzkörpergeschwindigkeit gegenüber der Käfigtasche $\frac{d\bar{\vartheta}}{dt}$.

Der zweite Ansatz ist *dynamisch* und betrachtet wie die erste Modellstufe (siehe Abschnitt 5.2.1), die Entwicklung der Geschwindigkeit unter Berücksichtigung der Massenträgheit. Es hat sich herausgestellt, dass die Modellierung über einen *quasistationären* Ansatz unzureichende Ergebnisse liefert. Geschwindigkeitsänderungen auf ideale Abrollbedingungen bzw. auf den Nullpunkt erfolgen ohne Zeitverzögerung [Sch13]. Es wird daher nur der *dynamische* Ansatz weiter verfolgt und in diesem Abschnitt beschrieben. Eine ausführliche Beschreibung des Programmablaufs für den *quasistationären* Ansatz erläutert [Sch13].

Wie bei der ersten Modellstufe ist eine Momentenbilanz für jeden Wälzkörper aufzustellen, die mit dem Produkt aus Massenträgheit und Beschleunigung gleichzusetzen ist. In Anlehnung an Gleichung (5.30) gilt für ein *Hauptlager*

$$J_s \frac{d^2\vartheta}{dt^2} = J_s \frac{d^2\bar{\vartheta}}{dt^2} = \Delta M. \quad (5.97)$$

Mit der Differenz der angreifenden Momente und einer Umstellung zur Winkelbeschleunigung ergibt sich

$$\frac{d^2\bar{\vartheta}}{dt^2} = \frac{1}{J_s} \cdot \left[M_{\text{Schlupf}} \left(\frac{d\bar{\vartheta}}{dt} \right) - M_{\text{HyRo}} \left(\frac{d\bar{\vartheta}}{dt} \right) - M_{\text{Kä}} \left(\frac{d\bar{\vartheta}}{dt} \right) - M'_{f,\text{HL}} \left(\frac{d\bar{\vartheta}}{dt}, \omega \right) - M_{\text{Verf}} \right]. \quad (5.98)$$

Mit dem Einsatz des *Eulerschen Streckenzugverfahrens* ist die Lösung der Differentialgleichung zur numerischen Berechnung der Wälzkörpergeschwindigkeit

$$\frac{d\bar{\vartheta}_i}{dt} = \left[\frac{1}{J_s} \left(M_{\text{Schlupf}} \left(\frac{d\bar{\vartheta}_{i-1}}{dt} \right) - M_{\text{HyRo}} \left(\frac{d\bar{\vartheta}_{i-1}}{dt} \right) - M_{\text{Kä}} \left(\frac{d\bar{\vartheta}_{i-1}}{dt} \right) - M'_{f,\text{HL}} \left(\frac{d\bar{\vartheta}_{i-1}}{dt}, \omega \right) - M_{\text{Verf},i} \right) \right] \cdot \Delta t + \frac{d\bar{\vartheta}_{i-1}}{dt}.$$

(5.99)

Im Vergleich mit der Modellstufe 1 sind hier abgesehen vom Moment durch die irreversible Verformung alle Komponenten von der Wälzkörpergeschwindigkeit abhängig, die vom vorherigen Zeitschritt herangezogen wird.

Die Startwerte für das Anfangswertproblem zum Zeitpunkt $t = 0$ werden durch den *quasistationären* Ansatz bestimmt. Für die Obergrenze der Wälzkörpergeschwindigkeit kann im Gegensatz zur Modellstufe 1 nicht mit idealen Abrollbedingungen gearbeitet werden, da die Schlupfkkräfte zu Null würden und Stabilitätsprobleme der Differentialgleichung verursachen. Ein minimaler Mikroschlupf wird angenommen und mit 0,1 % Abweichung von der idealen Geschwindigkeit gerechnet

$$\frac{d\bar{\vartheta}_{i,\max}}{dt} = 0,999 \cdot \frac{d\bar{\vartheta}_{i,\text{theor}}}{dt}. \quad (5.100)$$

Die Untergrenze bildet der Stillstand der Rolle gegenüber der Käfigtasche $\frac{d\bar{\vartheta}_{i,\min}}{dt} = 0$. Wie in der Modellstufe 1 ist zur Sicherstellung der Ergebnisse der Durchlauf zweimal durchgeführt, so dass jeder Wälzkörper belastet wurde. Die Ergebnisse des zweiten Durchlaufs werden als Ergebnis ausgegeben.

Die Vorgehensweise für die Berechnung der Wälzkörpergeschwindigkeit im *Pleuellager* ist entsprechend. Die Beschleunigung des Käfigs ist hier ungleich Null und muss berücksichtigt werden

$$\begin{aligned} J_s \frac{d^2 \vartheta'}{dt^2} = J_s \left(\frac{d^2 \bar{\vartheta}'}{dt^2} + \frac{d^2 \tau'}{dt^2} \right) = \Delta M = M_{\text{Schlupf}} \left(\frac{d\bar{\vartheta}'}{dt} \right) - M_{\text{HyRo}} \left(\frac{d\bar{\vartheta}'}{dt} \right) \\ - M'_{f,PL} \left(\frac{d\bar{\vartheta}'}{dt}, \frac{d\psi}{dt} \right) - M_{\text{Kä}} \left(\frac{d\bar{\vartheta}'}{dt} \right) - M_{\text{Verf}}. \end{aligned} \quad (5.101)$$

Nach Umstellung zur Wälzkörpergeschwindigkeit bezüglich der Käfigtasche lautet die zu lösende Differentialgleichung

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \bar{\vartheta}'}{dt^2} = \frac{1}{J_s} \left[M_{\text{Schlupf}} \left(\frac{d\bar{\vartheta}'}{dt} \right) - M_{\text{HyRo}} \left(\frac{d\bar{\vartheta}'}{dt} \right) - M_{\text{Kä}} \left(\frac{d\bar{\vartheta}'}{dt} \right) \right. \\ \left. - M'_{f,PL} \left(\frac{d\bar{\vartheta}'}{dt}, \frac{d\psi}{dt} \right) - M_{\text{Verf}} \right] - \frac{d^2 \tau'}{dt^2}. \end{aligned} \quad (5.102)$$

Für die Lösung über das *Eulersche Streckenzugverfahren* ist

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{\vartheta}'_i}{dt} = \left[\frac{1}{J_s} \left(M_{\text{Schlupf}} \left(\frac{d\bar{\vartheta}'_{i-1}}{dt} \right) - M_{\text{HyRo}} \left(\frac{d\bar{\vartheta}'_{i-1}}{dt} \right) - M_{\text{Kä}} \left(\frac{d\bar{\vartheta}'_{i-1}}{dt} \right) \right. \right. \\ \left. \left. - M'_{f,PL} \left(\frac{d\bar{\vartheta}'_{i-1}}{dt}, \frac{d\psi_i}{dt} \right) - M_{\text{Verf},i-1} \right) - \frac{d^2 \tau'_i}{dt^2} \right] \cdot \Delta t + \frac{d\bar{\vartheta}'_{i-1}}{dt}. \end{aligned} \quad (5.103)$$

5.3.9 Berechnung der Reibleistung

Die Berechnung der Reibleistung kann, wie in Abschnitt 5.2.2 für Modellstufe 1 beschrieben, durchgeführt werden. Es sind die berechneten Momente mit den zugehörigen Winkelgeschwindigkeiten zu multiplizieren. Für die *hydrodynamische Rollreibung* gelten die Gleichungen

$$P_{\text{WK,HyRo,HL}} = M_{\text{HyRo}} \cdot \frac{d\vartheta}{dt} \quad (5.104)$$

$$P_{\text{WK,HyRo,PL}} = M_{\text{HyRo}} \cdot \frac{d\vartheta'}{dt}. \quad (5.105)$$

Die Reibleistung aus der irreversiblen Verformungsarbeit ist entsprechend

$$P_{\text{WK,Verf,HL}} = M_{\text{Verf}} \cdot \frac{d\vartheta}{dt} \quad (5.106)$$

$$P_{\text{WK,Verf,PL}} = M_{\text{Verf}} \cdot \frac{d\vartheta'}{dt}. \quad (5.107)$$

Im *Kontakt Wälzkörper/Käfig* ist die Reibleistung mit der Wälzkörpergeschwindigkeit gegenüber der Käfigtasche zu bestimmen

$$P_{\text{WK,Käfig,HL}} = M_{\text{Kä}} \cdot \frac{d\bar{\vartheta}}{dt} \quad (5.108)$$

$$P_{\text{WK,Käfig,PL}} = M_{\text{Kä}} \cdot \frac{d\bar{\vartheta}'}{dt}. \quad (5.109)$$

Die übrigen Reibleistungsanteile für Käfigmantelfläche, Käfig- und Pleuelseitenreibung sowie die Flüssigkeitsreibanteile der Lager entsprechen der Modellstufe 1 und sind in Abschnitt 5.2.2 beschrieben.

EXPERIMENTELLE AUSSTATTUNG

In diesem Kapitel werden die eingesetzten Versuchseinrichtungen und Messverfahren vorgestellt.

6.1 EINZELLAGERVERSUCHSSTAND

Für die experimentellen Untersuchungen zum Bewegungsverhalten von Zylinderrollenlagern unter dynamischer Lastaufbringung wurde ein vorhandener Versuchsstand [Keß09] umfangreich weiterentwickelt und umgebaut. Dieser Umbau wurde mit Hilfe studentischer Arbeiten von *Böttcher* [Böt10b, Böt10c] realisiert. Dieser Versuchsstand ermöglichte zunächst die Untersuchung von Wälzlagern unter Schiefstellung unter ruhender Belastung. Durch die frei zugängliche Front erlaubt der Aufbau den Einsatz eines Bildrotators zur Beobachtung des Prüflagers, siehe Abschnitt 6.2. Die Abbildung 6.1 zeigt eine Schnittansicht des Aufbaus.

Die Einleitung der Kraft erfolgte in der ursprünglichen Version zunächst unterhalb des Querträgers über einen einseitig wirkenden Hydraulikzylinder. Da im Kurbeltrieb hochdynamisch veränderliche Kräfte in Betrag und Richtung herrschen, wurde der Versuchsstand modifiziert um ähnliche Belastungsverhältnisse abbilden zu können. Für die dynamische Krafteinleitung ist der Prüfstand um einen Piezostapelaktor ergänzt worden. Dieser ist oberhalb des Versuchslagers adaptiert, siehe Abbildung 6.2 und arbeitet gegen den Hydraulikzylinder. Er ermöglicht den Abbau der Last durch den Hydraulikzylinder und weiterhin den Aufbau einer Last in der entgegengesetzten Richtung (Wechsel der Lastzone). Die Kraft des Piezostapelaktors ist abhängig von der Steifigkeit des Systems. Im Idealfall verfügt der Aktor über eine maximale Blockierkraft von 30 kN. Je weiter der Piezoaktor ausfährt, desto geringer ist die aufgebrachte Kraft. Daher wurde der Prüfstand wesentlich verstärkt; die seitlichen Stützen und der oben liegende Querträger wurden hierzu deutlich versteift. Um bei Lastwechseln schnelle vertikale Bewegungen innerhalb des Lagerspiels zu ermöglichen, ist das Lagergehäuse in senkrechte Linearführungen federnd gelagert und damit von der großen Massen des Querhauptes der Messplattform entkoppelt.

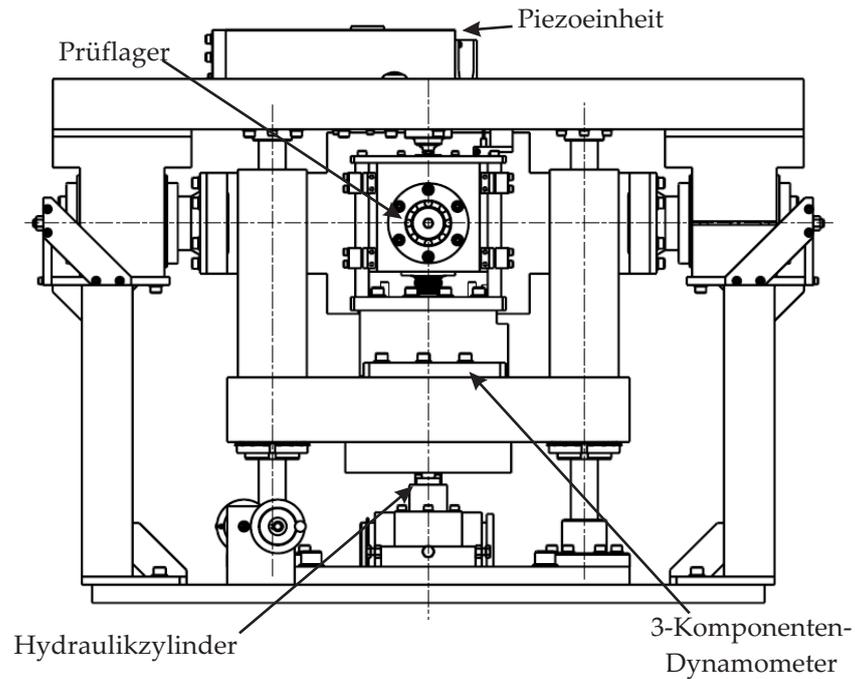


Abbildung 6.1: Vorderansicht Einzellagerversuchsstand

Der Antrieb ist über einen Gleichstrom-Nebenschlussmotor realisiert, dessen Drehzahl stufenlos geregelt werden kann. Über eine Kupplung erfolgt der Antrieb der Welle. Die Welle ist mittels axial vorgespannter Schrägkugellager in O-Anordnung (ein Lagerpaar im Tandem und ein einzelnes Lager) gelagert, um eine möglichst hohe Steifigkeit zu erreichen. Die Drucklinien der Tandemlageranordnung treffen sich annähernd im Versuchslagermittelpunkt. Dadurch wird der Einfluss der Wellendurchbiegung minimiert. Während der Innenring des Versuchslagers auf der Welle sitzt, stützt sich der Außenring in einem Lagergehäuse ab. Dieses ist direkt auf einen Kraft-Messaufnehmer, ein 3-Komponenten-Dynamometer der Firma KISTLER, montiert. Darin sind vier Dreikomponenten-Piezo-Messaufneh-

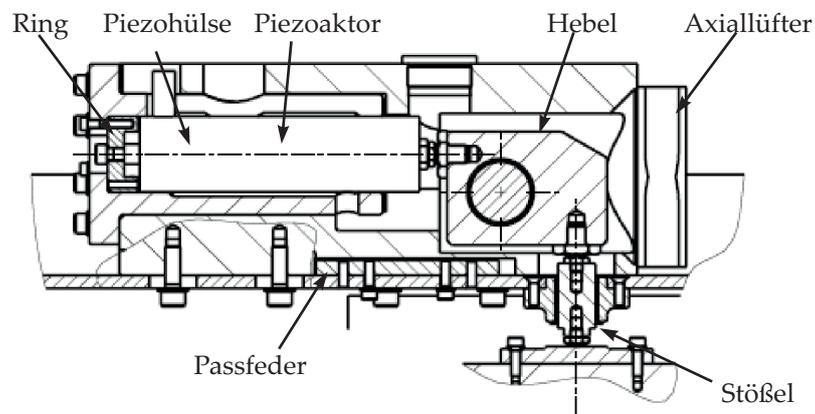


Abbildung 6.2: Piezoeinheit im Detail

Koordinate	Empfindlichkeit, pC/N	max. Drift _{100sec.} , N
x	7,866	$\pm 0,38$
y	7,734	$\pm 0,38$
z	3,623	$\pm 0,82$

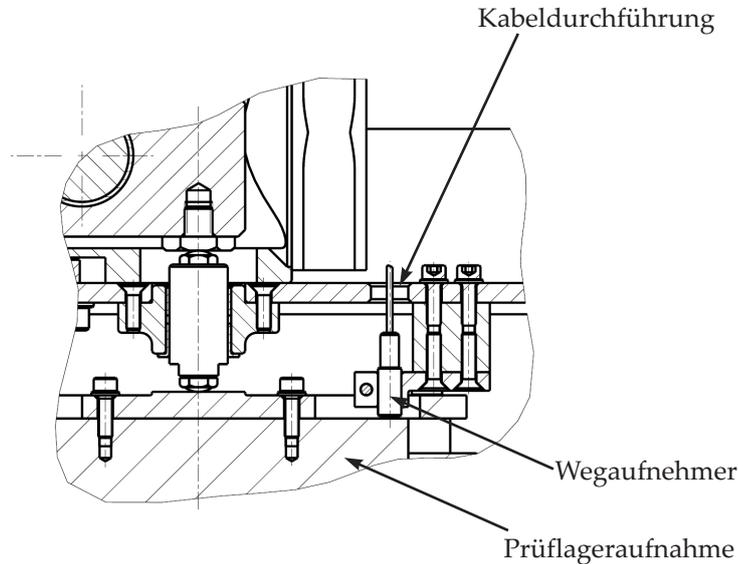
Tabelle 6.1: Drift der *Kistler* Messplattform (Herstellerangabe)

Abbildung 6.3: Detailansicht Wegaufnehmer

mer so verschaltet, dass die orthogonalen Komponenten einer auf die Messplattform wirkenden Kraft getrennt voneinander ermittelt werden können. Insgesamt liefert das Dynamometer 8 Signale. Vier Kraftkomponenten in z -Richtung sowie jeweils zwei Kräftepaare in x - und y -Richtung.

Aufgrund der prinzipbedingten Drift von Piezomessaufnehmern sind statische Langzeitmessungen eines Betriebspunktes damit nur mit Hilfe von Korrekturen durchführbar. Je nach eingestellter Zeitkonstante sind jedoch quasistatische Messungen möglich. Für die verwendete Messplattform wird vom Hersteller für die Drift im statischen Messmodus ein Grenzwert von $\pm < 0,03$ pC/s bei 25°C angegeben. Mit den bekannten richtungsabhängigen Empfindlichkeiten der Messplattform lässt sich die maximal auftretende Drift rechnerisch abschätzen, siehe Tabelle 6.1, die Messplattform erfasst die statische Vorlast, die durch die Hydraulik aufgebracht wird.

Für die Erfassung der Kräfte des Piezoaktors bei dynamischer Lastaufbringung wird ein Kraft-Weg-Zusammenhang ermittelt. Mit einem Wegaufnehmer (Abbildung 6.3) wird die jeweilige Verschiebung im Versuch erfasst und in die Kraft umgerechnet.

6.2 BILDDEROTATOR

Zur Beobachtung der Bewegungen von Lagerkäfig und Wälzkörpern wird ein sogenannter Bildderotator eingesetzt, der am Institut für Mess- und Regelungstechnik (IMR), der Leibniz Universität Hannover entwickelt wurde. Er ermöglicht es, stehende Bilder von rotierenden Objekten zu erzeugen.

Abbildung 6.4 zeigt eine Schnittansicht des Bildderotators als CAD-Modell sowie den Versuchsaufbau. Der Bildderotator wird auf die halbe Drehzahl des zu derotierenden Objekts geregelt. Hauptbestandteil des Derotators ist ein drehbar gelagertes Spiegel-Prisma, welches ein stehendes Bild erzeugt. Hinter dem Bildderotator ist eine Hochgeschwindigkeitskamera zur Aufnahme der Bilder appliziert. Für die Messungen muss eine genaue axiale Positionierung des Derotators erfolgen, um die nachträgliche Bildanalyse zu erleichtern. Hierzu ist der Bildderotator auf einem Hexapod aufgebaut, der über seine sechs Freiheitsgrade eine genaue Einstellung ermöglicht.

Bei den Versuchen ist das zu derotierende Objekt der Lagerkäfig. Für die Regelung wird das Drehgebersignal der Prüfwellen an die Derotatorsteuerung weitergeleitet und dort über die zuvor berechnete Käfigübersetzung an die Drehzahl des Käfigs angeglichen und während der Einstellung vor der Messung leicht an den Schlupfzustand angepasst. Während dieser Einstellungen wird die Bildwiederholfrequenz durch Anpassung des Bildausschnitts so modifiziert, dass sie entsprechend der Nyquist-Frequenz, mindestens eine doppelt so hohe Frequenz wie die beobachtete Bewegung innehat.

Werden die Aufnahmen eines Betriebspunktes als Sequenz abgespielt, so erscheint das Bild eines stehenden Käfigs und damit Wälzkörpersatzes. Außen- und Innenring bewegen sich in jeweils entgegengesetzter Richtung. Tritt in einem Betriebspunkt Käfigschlupf auf, so dreht sich der Käfig innerhalb der betrachteten Bildsequenz.

6.3 KURBELTRIEB-PRÜFSTAND

Anhand des Kurbeltrieb-Prüfstands kann die Reibleistungsreduktion beim Wälzlagerereinsatz an einer Kurbelwelle im Vergleich zu Gleitlagern messtechnisch überprüft werden. Überdies ist es möglich, den Einfluss der Kurbelkröpfung und der dadurch bedingten Fliehkraftbeanspruchung auf die Wälzlagerreibung im Pleuellager zu quantifizieren. Die Konstruktion, der Aufbau, die Inbetriebnahme und Modifikationen wurde mit der Unterstützung der studentischen Arbeiten von *Neubauer* [Neu09], *Böttcher* [Böt10a], *Heinken* [Hei11], *Strauß* [Str12] und *Bartsch* [Bar13] vorgenommen.

Der Kurbeltrieb-Prüfstand ist im Prinzip ein geschleppter Einzylindermotor. Die Abmessungen des Kurbeltriebs orientieren sich dabei an einem Daimler Benz M271-Aggregat. Im Prüfstand kommt der

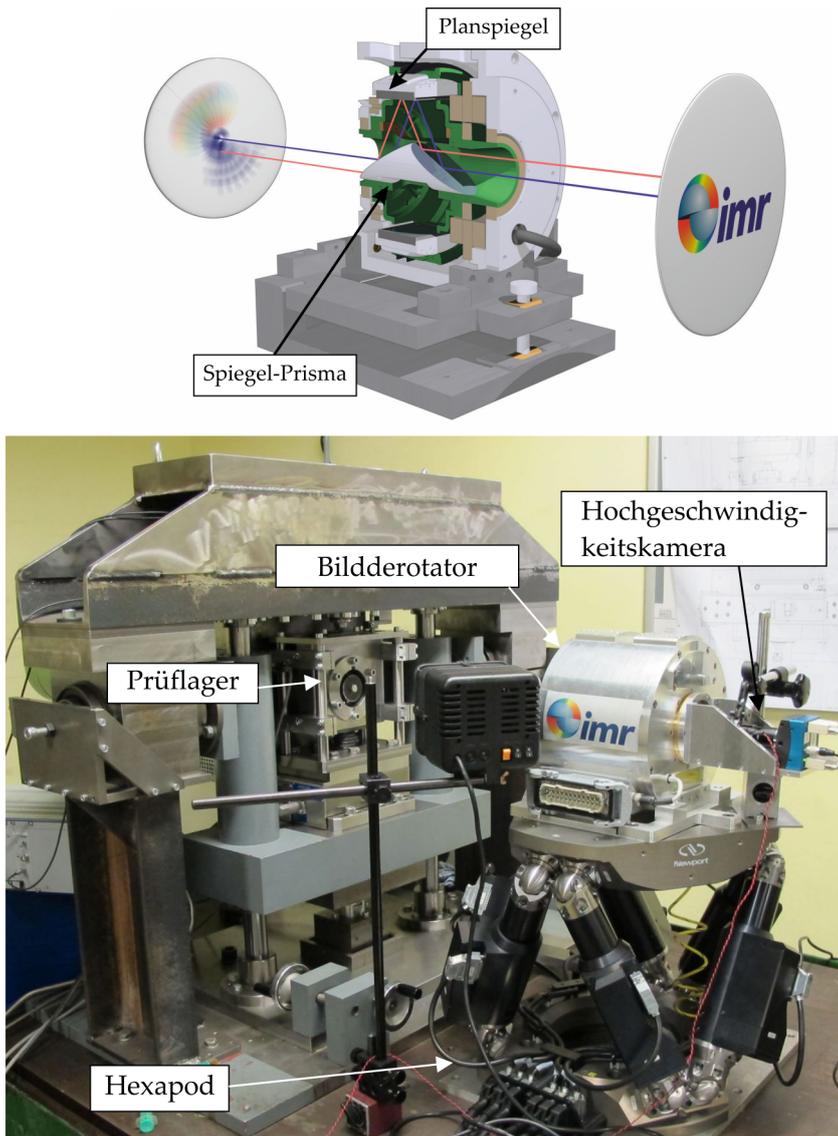


Abbildung 6.4: Bildderotator als CAD-Modell und im Prüfaufbau vor Einzellagerversuchsstand

Kolben mit Kolbenringen und Zylinderlaufbuchse des Originalmotors zum Einsatz. Die Zylinderlaufbuchse ist in den Zylinder eingepresst. Der Zylinder ist über drei Schrauben an der Gehäuseoberseite befestigt. Um die Reibleistung im Kontakt Kolben/Zylinderlaufbuchse erfassen und später aus der gesamten Reibleistung herausrechnen zu können, sind zwischen dem Zylinder und der Gehäuseoberseite piezoelektrische Messunterlegscheiben der Firma KISTLER (siehe Abbildung 6.5) appliziert, die den Kraftfluss über die Schraubverbindung messen. Die Drift der Messunterlegscheiben beträgt laut Hersteller $0,5\text{ N/min}$. Die Schrauben sind als Dehnschrauben mit Hülse ausgeführt, um den Kraftnebenschluss über die Schrauben möglichst gering zu halten. Über eine Eichung der Messunterlegscheiben mit-



Abbildung 6.5: Messunterlegscheibe im Einbau

tels statischer Messungen mit bekannten Massen wurde der Kraftnebenschluss aus der Messung eliminiert.

Die Ölversorgung des Prüfstands kann über Heizpatronen im Öltank sowie im unteren Gehäuseteil temperiert werden. Zwischen Öltank und Prüfstandsgehäuse ist ein Filter eingebaut, um evtl. auftretende Partikel vor der Zuführung aus dem Schmierstoff zu entfernen. Die Regelung der Temperatur erfolgt auf die Temperatur T_1 , die im ölvertehenden T-Stück am Gehäuse abgenommen wird. Die Zuleitungen sind wärmeisoliert, so dass der Temperaturabfall zwischen Temperaturabnahme und Öldüsenaustritt als gering anzusehen ist. Eine Übersicht des gesamten Prüfaufbaus zeigt die Abbildung 6.6.

Der Kurbeltrieb wird in einem geschweißten Gehäuse betrieben, welches zum einfachen Ein- und Umbau des Kurbeltriebs in der Wellenebene der Hauptlager geteilt ist. Die Außenringe der Hauptlager befinden sich dabei in gesonderten Lagertöpfen. Alle Kontaktpunkte der Gehäuseteile sind in Anbetracht der vorgesehenen Ölschmierung gedichtet. Die dynamische Dichtung der Kurbelwelle erfolgt mittels Radialwellendichtring auf dem angetriebenen Wellenende. Der Effekt der prinzipbedingten Drehungleichförmigkeit der Kurbelwelle wird durch eine Schwungmasse, die zwischen Kupplung und Gehäuse appliziert ist, gemindert. Damit wird die Drehmomentmesswelle, die zwischen Antriebsmotor und Schwungmasse angeordnet ist, von dy-

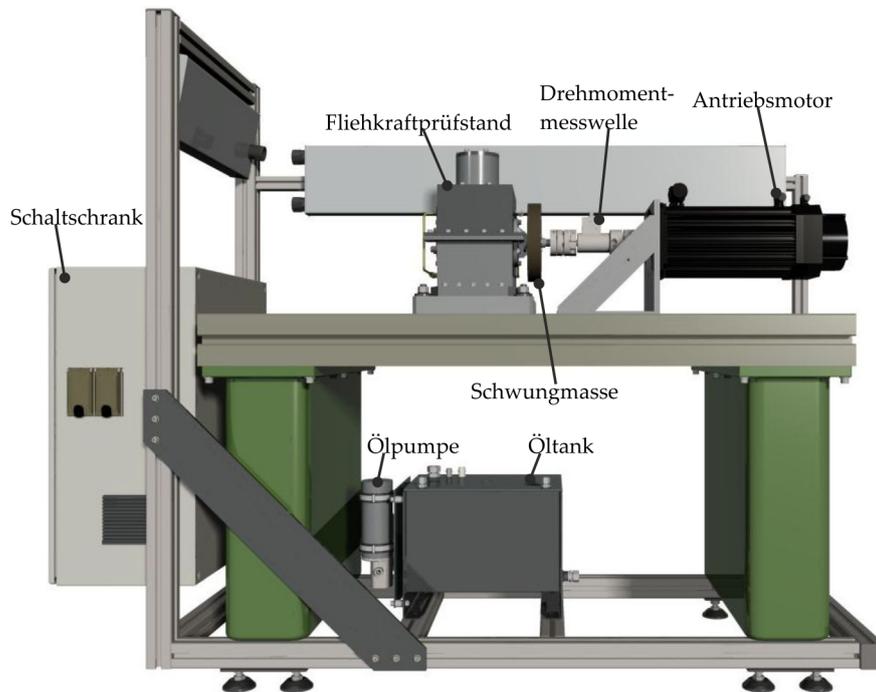


Abbildung 6.6: Seitenansicht des Kurbeltrieb-Prüfstands

namischen Torsionsmomenten entlastet. Ziel ist eine genaue Messung des mittleren Reibmoments des Kurbeltriebs.

Die Messung der auftretenden Reibmomente wird mit einer Drehmomentmesswelle der Firma KTR durchgeführt. Ihr Messbereich beträgt -30 Nm bis 30 Nm und sie hat eine Ungenauigkeit $< 0,1\%$.

Für die Untersuchung der unterschiedlichen Reibleistungen der Lagerstellen werden drei Konfigurationen der Welle verwendet, die nachfolgend näher beschrieben werden.

6.3.1 Vollwälzgelagerte Kurbelwelle – Konfiguration 1

In der ersten Konfiguration ist die Kurbelwelle vollständig mit Wälzlagern ausgestattet. Von der begleitenden Arbeitsgruppe wurde dabei die Lagergröße 2208 für die Hauptlager ausgewählt. Der Innenringdurchmesser von 40 mm entspricht dabei dem Wellendurchmesser einer konventionellen, gleitgelagerten Kurbelwelle. Die Wellenenden, auf denen die Hauptlager angebracht sind, werden durch eine Presspassung in die Kurbelwangen eingesetzt. Zur axialen Festlegung der Kurbelwelle ist das antriebsseitige Hauptlager des zu schleppenden Kurbeltriebes als Loslager in Form eines Standardzylinderrollenlagers der Baugröße NU2208, sowie das zweite Hauptlager als Festlager in Form eines Standardzylinderrollenlagers der Baugröße NUP2208 ausgeführt. Das Pleuel ist eine Eigenanfertigung und dient im großen Pleuelauge auch als die Außenlaufbahn für die Wälzkörper, siehe Abbildung 6.7a. Die Toleranzen für das Pleuel, den Hubzapfen (In-

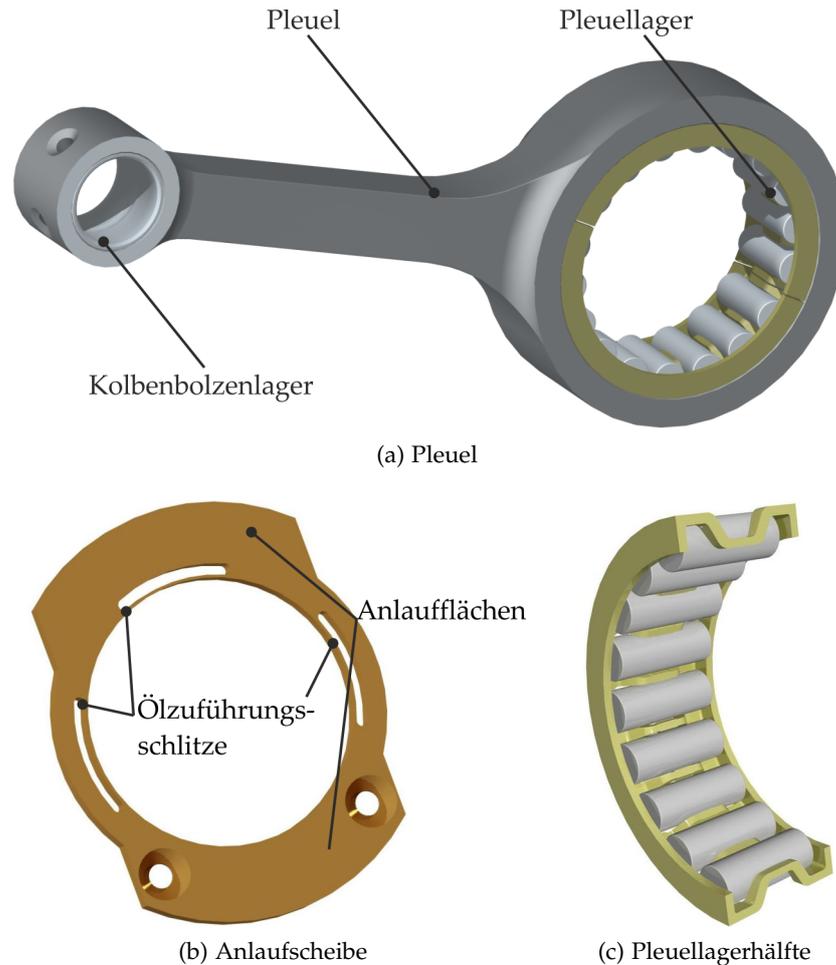


Abbildung 6.7: Bauteile des Kurbeltrieb-Prüfstands in Konfiguration 1

nenlaufbahn) und den Abstand der axialen Anlaufflächen folgen Angaben der Firma Schaeffler. Die axialen Anlaufflächen der Anlaufscheiben, siehe Abbildung 6.7b, sind so gestaltet, dass sie im oberen und unteren Bereich überstehen und so auch eine axiale Führung des Pleuels übernehmen. Das Pleuel ist damit im Gegensatz zum konventionellen M271-Aggregat unten geführt.

Für die Lagerung des großen Pleuelauges dient ein Lager mit M-Käfig der Firma Schaeffler. Dieses Lager ist speziell für diese Anwendung vorgesehen und zeichnet sich durch die radiale Führung des zweigeteilten Käfigs durch die Außenlaufbahn und die axiale Führung mittels Anlaufscheiben aus. Die Wälzkörper sind käfiggeführt. Abbildung 6.7c zeigt eine Lagerhälfte des Pleuellagers.

Beim Kolben handelt es sich um den Kolben des M271-Aggregats. Für die Versuche war es das Ziel die Welle ausschließlich mit den Massenkräften zu belasten. Die Kolbenoberseite wurde daher aufgefärs, um eine Kompression und damit ein Auftreten von Gaskräften zu verhindern. Auf den Kolben wirken daher lediglich Massenkräfte und die Reibkräfte der Kolbenringe.

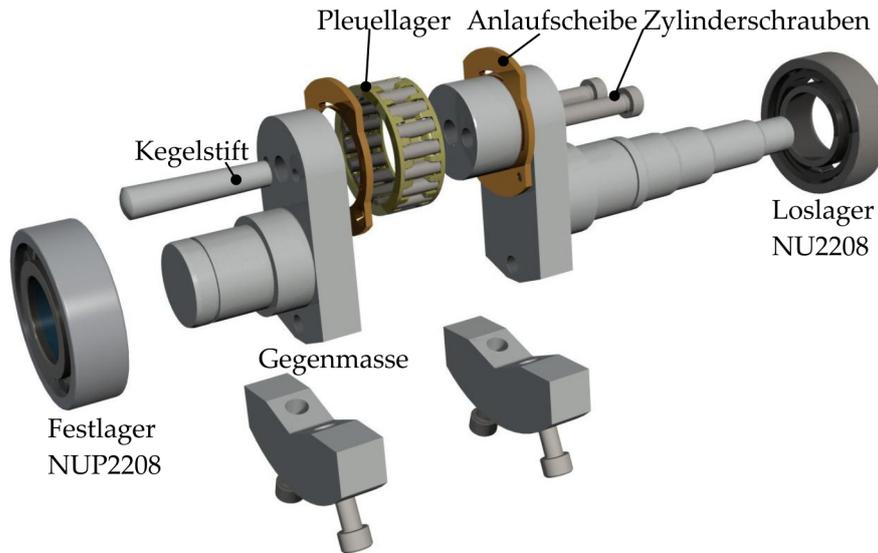


Abbildung 6.8: Gebaute Kurbelwelle mit Lagern und Anlaufscheiben (Konfiguration 1)

Die Ölversorgung ist so ausgerichtet, dass die seitlichen Ränder der Pleuellager getroffen werden und das Öl sich von dort als Nebel verteilt. Die Öldüse zur Versorgung des Pleuellagers strahlt so, dass bei einem Durchlauf die linke Anlaufscheibe im Bereich der Ölzuführungsschlitze getroffen wird. Zusätzlich ist eine Zuleitung in die untere Gehäusehälfte gelegt, deren Bohrungen drei Ölstrahlen in Richtung Pleuellagerstelle und Pleuellager lenken, die durch die Pleuellagerbewegung zerstäubt werden und so die Ölnebelbildung im Gehäuse fördern.

Eine Sicht auf die Pleuellager mit den Pleuellagern, den Pleuellagern und Pleuellagern zeigt die Abbildung 6.8. Die Pleuellager besteht aus zwei Teilen, was zum einen für die Montage des ungeteilten Pleuels sowie der Pleuellagern ermöglicht, zum anderen aber auch durch die Bearbeitungsmöglichkeiten der Pleuellagerwerkstatt des IMKT erforderlich ist. Das Zusammenfügen der beiden Pleuellagerteile stellt eine besondere Herausforderung dar. Bei unzureichender Ausrichtung der beiden Pleuellagerteile kommt es am Ende des langen Pleuellagerteils zu einem unzulässig hohen Radialschlag, der den Betrieb bei höheren Drehzahlen verhindert. Nach mehreren konstruktiven Ansätzen hat sich die Ausrichtung der beiden Pleuellagerteile über einen Pleuellagern in der Pleuellagermitte als beste Lösung herausgestellt. Die Pleuellagerkraft wird über zwei Pleuellagern erzeugt, die auf gleicher Höhe wie der Pleuellagern liegen. Der Pleuellagerausgleich erfolgt über Pleuellagern, die auf der Unterseite der Pleuellagern angeschraubt sind.

6.3.2 *Wälzgelagerte Hauptlager, gleitgelagertes Pleuel – Konfiguration 2*

In der zweiten Konfiguration ist zum Herausstellen der Reibleistungsunterschiede von Wälz- und Gleitlagerung im großen Pleuelauge ein Gleitlager verbaut. Dieses Lager ist das Originalgleitlager des M271-Aggregats. Dementsprechend kann auch das Original-Pleuel verwendet werden. Beim Kolben handelt es sich wie in der Konfiguration 1 um die aufgefärbte Version des Originalkolbens. Prinzipiell ist diese Version der Pleuelauge ähnlich der vorigen aufgebaut. Auch hier werden zwei Pleuelaugeteile über eine Schraubenverbindung mit Zentrierung über einen Kegelstift zusammengefügt.

Da das Gleitlager aber prinzipbedingt durch eine Nut aus dem Inneren der Pleuelauge mit Öl zu versorgen ist, sind neben der Gestaltung des Pleuelaugens einige Anpassungen vorzunehmen. Zunächst wird das Pleuelauge auf der Festlagerseite verlängert und aus dem Gehäuse geführt. Es ist zudem als Pleuelauge ausgeführt, so dass über eine Pleuelauge das Öl in die Pleuelauge gefördert werden kann. Von dort wird es kurz vor der Pleuelauge radial aus der Pleuelauge geführt und über ein eingeklebtes Rohr in den Pleuelauge geleitet. Diese Konstruktion ist erforderlich, da der Kegelstift eine Zuführung durch die Pleuelauge in die Pleuelauge verhindert. Von einer Ölzuführung in den unteren Bereich des Pleuelaugens und damit einem Ölaustritt auf der entgegengesetzten Seite wurde abgesehen. Dies hätte zur Folge, dass sich das Öl gegen die auftretenden Zentrifugalkräfte bewegen müsste.

6.3.3 *Vollwälzgelagerte, ungekröpfte Pleuel – Konfiguration 3*

Die dritte Konfiguration dient zur Untersuchung des Kröpfungsinflusses auf das Pleuelauge im großen Pleuelauge. Durch den exzentrischen Lauf wirken im Pleuelauge erhöhte Massenkräfte auf die Pleuelauge und den Pleuelauge, die zu einer Erhöhung der Pleuelauge beitragen. Die Differenz aus der Pleuelauge der vollwälzgelagerten Konfiguration 1 und dieses Aufbaus mit einem Pleuelauge auf einer zentrisch laufenden Lagerstelle zeigt den Einfluss der Pleuelauge auf die Pleuelauge. Die ungekröpfte Pleuelauge mit den beiden unveränderten Pleuelaugen zeigt Abbildung 6.9.

Zur Erzeugung der externen Pleuelauge auf das Pleuelauge wird der Pleuelauge aus dem Pleuelaugeversuchsstand, siehe Abschnitt 6.1, appliziert. Anstelle des Pleuelaugens als Pleuelauge wird ein eigener Pleuelauge (siehe Abbildung 6.10) genutzt. Zur Aufnahme der Pleuelauge des Pleuelaugens ist die Pleuelauge des Pleuelaugens plangefräst. In die Pleuelauge ist ein Pleuelauge als Aufnahme der Pleuelauge eingebracht. Um Pleuelauge auf den Pleuelauge zu vermeiden, sind zur Pleuelauge beidseitig gehärtete Pleuelauge an die Pleuelauge geschraubt. Dort dient

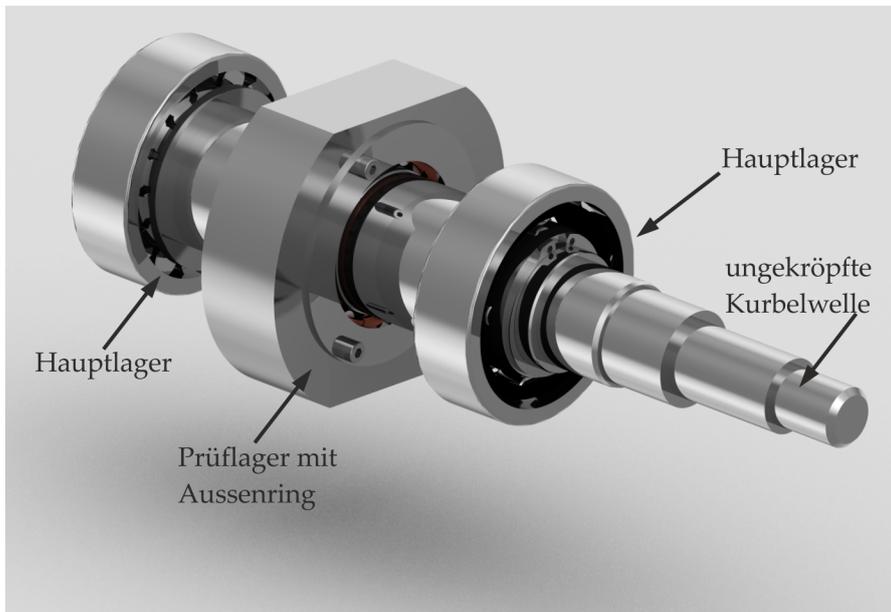


Abbildung 6.9: Ungekröpfte Welle mit Lagern

eine Schraube mit einem Feingewinde dazu, den Aktor unter eine definierte Vorspannung zu bringen. Die Kontrolle der vom Piezostapelaktor aufgebrachtene Kraft erfolgt über die zuvor beschriebenen Messunterlegscheiben.

Das nachzufahrende Lastkollektiv, für die Belastung des Pleuellagers wird aus den bekannten Massewerten der Konfiguration 1 errechnet. Es wird hierbei jedoch nicht der Wechsel der Lastrichtung berücksichtigt, sondern der Betrag der Lagerbelastung auf Prüflager aufgebracht. Um das Lastkollektiv nachzufahren, werden die Minima und Maxima der Kurven herausgezogen und bezogen auf die

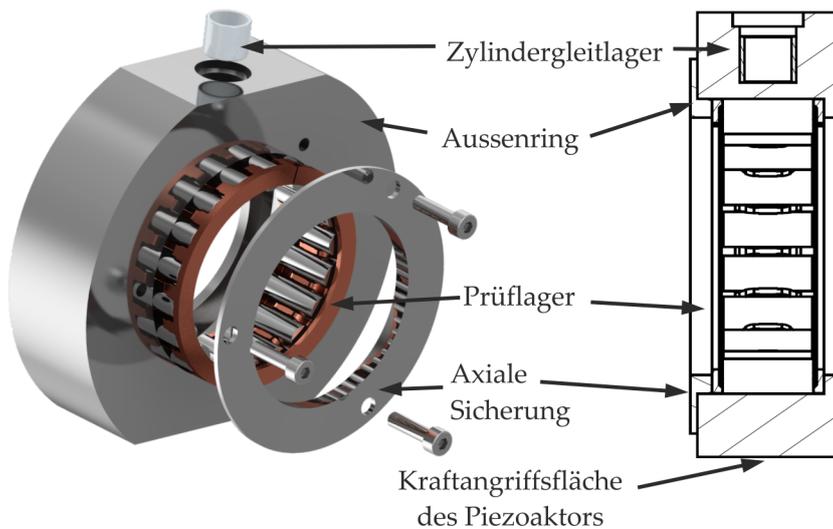


Abbildung 6.10: Prüflageraussenring

Bandbreite der Belastung diese auf eine Spannung von 0 V bis 10 V umgerechnet, die der Ansteuerungsspannung des Piezoaktors entspricht. Beim Versuchsablauf wird das Minimum über die vorspannende Schraube eingestellt und die Kraft bis zum Maximum des Lastkollektivs dynamisch durch den Piezostapelaktor angefahren.

Die Abbildung 6.11 stellt die drei Konfigurationen im Schnitt dar.

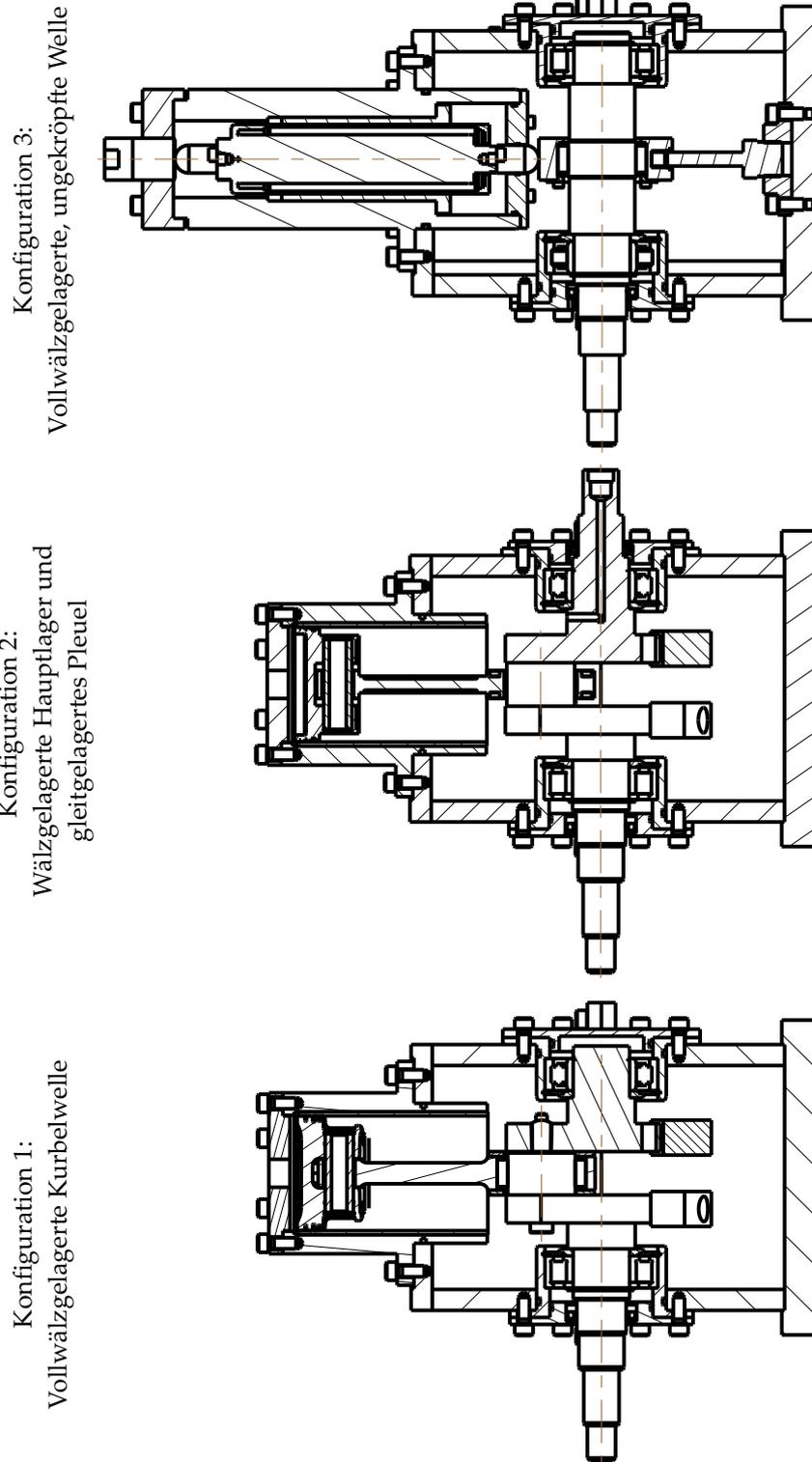


Abbildung 6.11: Schnitansichten der drei Konfigurationen

7

EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN

Die experimentellen Untersuchungen dienen zur Prüfung der Modellansätze. Dies betrifft zum einen die Betrachtung der Bewegungsverhältnisse in einem Wälzlager, zum anderen die Ergebnisse der Reibungsmessungen.

7.1 SCHLUPFUNTERSUCHUNGEN

7.1.1 Versuchsbeschreibung

Die Versuche zum Wälzkörperschlupf wurden am Einzellagerprüfstand durchgeführt. Als Versuchslager wurde ein Zylinderrollenlager NU2208 mit der Lagerluftklasse CN verbaut. Es ergab sich nach dem Einbau eine Lagerluft von etwas weniger als $10\ \mu\text{m}$. Das Lager wurde sowohl dynamisch als auch statisch belastet. Während beim Aufbringen der statischen Last bis zu $13,8\ \text{kN}$ aufgebracht werden konnten, war die dynamische Lastaufbringung aufgrund der Beschränkungen des Piezostapelaktors auf $2\ \text{kN}$ in jede Lastrichtung beschränkt. Für die dynamischen Versuche wurden dann drei Kategorien gefahren. Die erste hatte ein Lastkollektiv, welches *sinusförmig* um die Nulllast mit Maximallasten von $\pm 2000\ \text{N}$ auf das Versuchslager wirkte. Die beiden anderen Kategorien bildeten die externen Lasten nach, wie sie bei einem gleitgelagerten Motor auf das *Pleuellager* und das *erste Hauptlager* wirken. Diese wurden im Laufe des Forschungsvorhabens *Grundlagen reibungsarmer Wälzlager* [HFW⁺13] vom Institut für Maschinenelemente und Konstruktionstechnik, Universität Kassel (IMK) mittels des Programmsystems Fluid Interaction with Rotating Structures (FIRST) für Drehzahlen $2000/\text{min}$, $3000/\text{min}$ und $4000/\text{min}$ bereitgestellt.

Die Belastungen für die statischen Versuche als totale Last bzw. C/P-Wert, dem Verhältnis aus dynamischer Tragzahl und Last, sind

- $P = 2\ \text{kN} \hat{=} C/P = 41,5$
- $P = 15,5\ \text{kN} \hat{=} C/P = 15$
- $P = 13,8\ \text{kN} \hat{=} C/P = 6.$

Drehzahl	Sinusförmig	Hauptlager 1	Pleuellager
500/min	x		
1000/min	x		
2000/min	x	x	x
3000/min	x	x	x
4000/min	x	x	x

Tabelle 7.1: Versuchsmatrix dynamische Versuche

Für die dynamische Last wurde die Versuchsmatrix nach Tabelle 7.1 aufgestellt. Die Kräfte der Haupt- und Pleuellagerlastkollektive entsprachen der Leerlaufbelastung eines Vierzylinder-Ottomotors mit 1,8l-Hubraum, der die Basis im begleitenden Projekt darstellte [HFW⁺13]. Sie sind aufgrund des Prüfstandsbaus gegenüber dem realen Anwendungsfall nicht auf 360° umlaufend, sondern auf zwei Kraftangriffsrichtungen beschränkt.

Während der Versuche wurde die Schmierung über zwischenzeitliche Zugabe von Öltropfen durchgeführt. Es ist also bei der Betrachtung von einer Minimalmengenschmierung auszugehen. Die Temperatur der Versuche wurde durch einen Temperatursensor am Lageraußenring überwacht. Dabei wurde die Temperatur am Außenring im Bereich 45 °C bis 60 °C gehalten.

7.1.2 Versuchsauswertung

7.1.2.1 Käfigschlupf

Für sämtliche betrachtete Betriebspunkte ist festzustellen, dass der auftretende Käfigschlupf sehr gering ist und nie mehr als 1 % beträgt. Er geht damit im Rahmen der Messgenauigkeit verloren, da auch das „stehende“ Bild, welches der Derotator erzeugt, per Augenmaß eingestellt wird und sich dieses so über einen längeren Zeitraum ebenfalls leicht bewegen kann. Dieses nahezu schlupffreie Verhalten des Käfigs ist zu erwarten, da der Käfig für das Einhalten seiner theoretischen Drehzahl lediglich einen führenden Wälzkörper benötigt, der durch die Lagerbelastung seiner theoretischen Abrollbedingung folgt. Dies ist nahezu immer gegeben. Lediglich in den Fällen, in denen die Lastzone wechselt, sind kurzzeitig alle Wälzkörper ohne ausreichende Belastung. Jedoch ist dieser Zeitraum ausreichend kurz, so dass dies nicht zu einem Geschwindigkeitsverlust des Käfigs führt. Diese Ergebnisse decken sich mit früheren Untersuchungen [HH37a].

7.1.2.2 Wälzkörperschlupf

STATISCHE BELASTUNGEN Die Ergebnisse für die Versuche mit statischer Belastung erfolgen mit konstanter Last und Drehzahl.

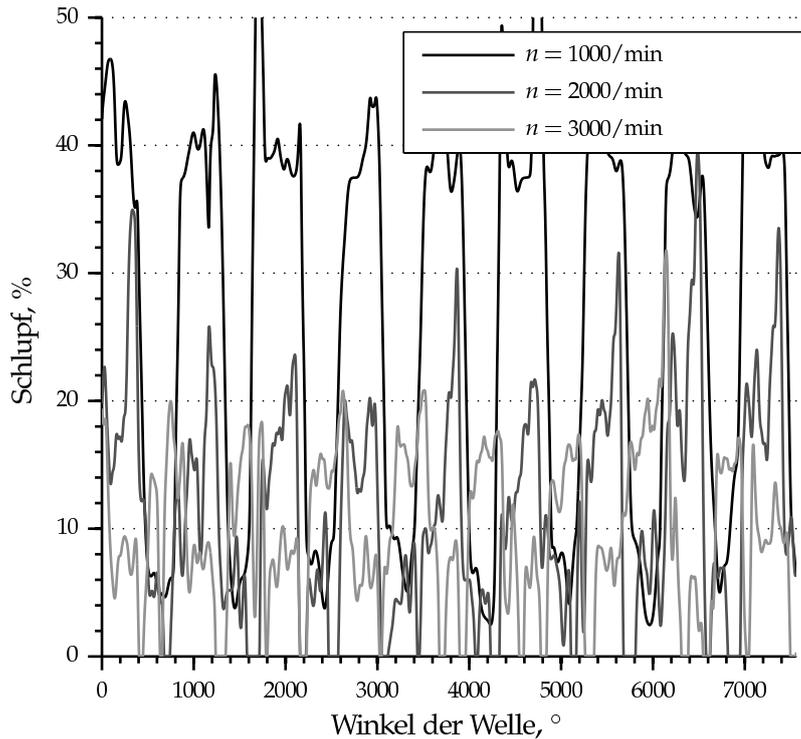


Abbildung 7.1: Gemessener Wälzkörperschlupf bei $P = 2000\text{ N}$

In Abbildung 7.1 sind gemessene Schlupfwerte über dem Drehwinkel der Prüfwellen für 1000/min bis 3000/min bei einer konstanten Last von $P = 2000\text{ N}$ aufgetragen. Aufgrund der steigenden Drehzahl verbleibt für die Wälzkörper zum einen weniger Zeit zum Abbremsen und zum anderen steigt die Normalkraft auf die Wälzkörper, die Bedingung für das ideale Abrollen wird länger aufrecht erhalten. Bei $n = 1000/\text{min}$ werden Schlupfwerte von ca. 40% erreicht. Die Messung bei der Drehzahl $n = 2000/\text{min}$ hat vereinzelte Peaks in den Bereich von 30% bis 35% ist aber sonst eher im Bereich von 20% einzuordnen. Der Rückgang des Schlupfes bei einer Erhöhung der Drehzahl auf $n = 3000/\text{min}$ fällt weniger stark aus. In weiten Bereich liegen die Schlupfwerte bei ca. 15% mit gelegentlichem Anstieg auf 20%. Die Messkurve für $n = 1000/\text{min}$ erreicht nie einen Schlupfwert von Null. Der Minimalwert liegt in einem Bereich von ca. 5%. Eine Begründung ist im Auswertalgorithmus der Bildverarbeitung zu suchen, konnte aber nicht endgültig geklärt werden.

Die Messkurven bei gleichbleibender Drehzahl $n = 2000/\text{min}$ und verschiedenen Laststufen zeigt Abbildung 7.2. Es ist festzustellen, dass die Größe der Lagerlast keine Auswirkungen auf die Ausprägung der Schlupfwerte hat. Für alle Messkurven sind die Maximalwerte bei etwas mehr als 30% zu sehen. Dies ist nachvollziehbar, da die Schlupfausbildung mit der Verweildauer in der lastfreien Zone

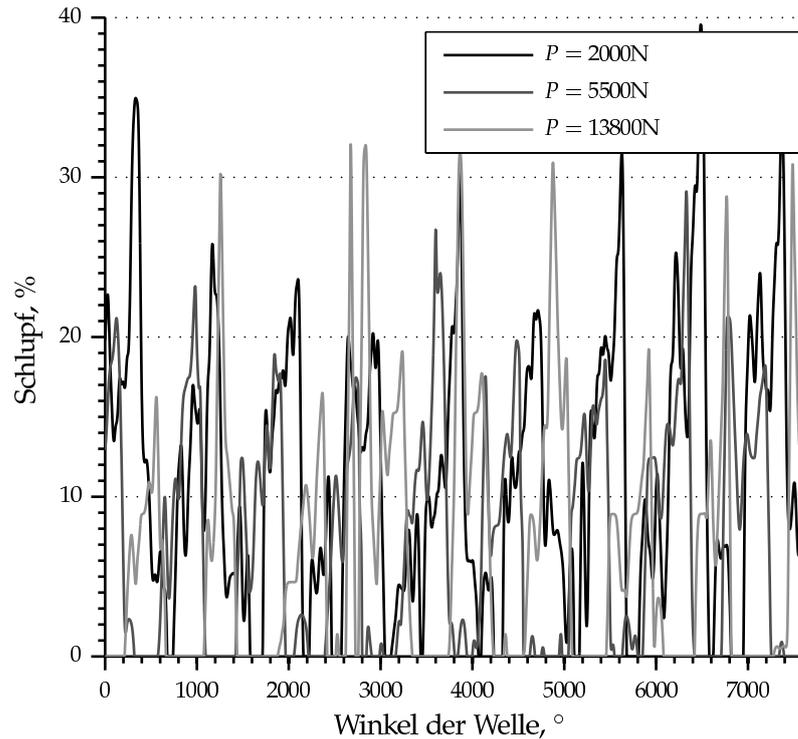


Abbildung 7.2: Gemessener Wälzkörperschlupf bei $n = 2000/\text{min}$

zusammenhängt. Die Größe der Lagerlast steht allein mit der Ausdehnung der Lastzone in Zusammenhang. Unterschiede in dieser Hinsicht sind jedoch im Rahmen der Messgenauigkeit nicht herauszustellen.

DYNAMISCHE BELASTUNGEN Die Versuche, die mit dynamischer Lastaufbringung gefahren wurden, sind an dieser Stelle anhand des *sinusförmigen Lastkollektivs* dargestellt. Dies bietet sich an, da es im Gegensatz zu den statischen eine vergleichbare äußere Last erzeugt. Die Messkurven für die Versuche im Bereich von $500/\text{min}$ bis $3000/\text{min}$ zeigt Abbildung 7.3. Auch hier lässt sich die Gesetzmäßigkeit erkennen, dass mit zunehmender Drehzahl die Schlupfwerte abnehmen. Für $n = 500/\text{min}$ erreicht der Schlupf Spitzenwerte von ca. 23%. Bei $n = 1000/\text{min}$ fallen die Schlupfwerte mit einem Maximum von 20% etwas geringer aus. Im Vergleich mit den Versuchen bei statischer Belastung und $P = 2000\text{N}$, was hier den Maximalwert der Sinusschwingung darstellt, fallen die Maximalwerte deutlich ab. Dort lag der Maximalwert bei ca. 40% mit vereinzelt Ausreißern über 50%. Bei $n = 2000/\text{min}$ und $n = 3000/\text{min}$ sind die erreichten Schlupfwerte in einem Bereich von 5% nahezu gleichauf. Für die Lastkollektive des *ersten Hauptlagers* und des *Pleuellagers* wurden Drehzahlen zwischen $2000/\text{min}$ bis $4000/\text{min}$ gefahren. Auch hier wurden Schlupf-

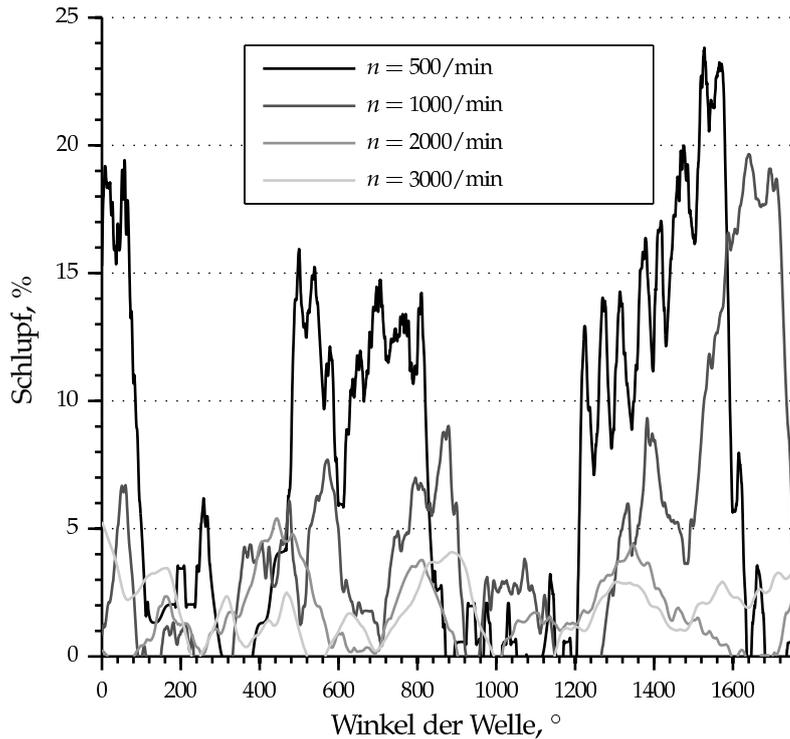


Abbildung 7.3: Messkurven bei sinusförmiger Last

werte im Bereich von 5 % erreicht. Die Differenzen liegen im Bereich der Messgenauigkeit.

7.2 AXIALSCHUBVERHALTEN

Es wurden überdies umfangreiche Versuche zum Axialschubverhalten von statisch und dynamisch belasteten Wälzlagern mit Schiefstellungen quer (gekippt) und längs (geschränkt) zur Belastungsrichtung durchgeführt. Die Ergebnisse sollen hier kurz zusammengefasst werden, für eine ausführliche Darstellung sei an dieser Stelle auf den Abschlussbericht des Forschungsvorhabens *Grundlagen reibungsarmer Wälzlager* [HFW⁺13] verwiesen.

Bei den Messungen unter statischer Belastung bestätigen sich zunächst die Ergebnisse der Untersuchungen von *Korrenn* und *Mauderer* [KM70] sowie *Keßler* [Keß09]. Der Axialschub eines Lagers nimmt mit zunehmender Last und Exzentrizität zu. Auch ohne Schiefstellung sind bereits Axialschübe aufgrund der inneren Lagergeometrie messbar, bei definierter Schiefstellung ist festzustellen, dass das Schränken einen stärkeren Axialschub bewirkt. Im Bereich niedriger bis mittlerer Drehzahlen wurden Axialkräfte in der Größenordnung von 2 % bis 6 % der Radiallast gemessen.

Die Messungen zeigen überdies, dass sich durch die dynamische Last der Axialschub ebenso dynamisch verhält. Die Bandbreite der auftretenden Kräfte wird breiter. Gleichmaßen verschiebt sich in der Folge der Mittelwert in Richtung der Nulllage. Diese Beobachtung deckt sich mit den Aussagen von *Huber* und *Hampp* [HH37b], dass sich zum einen durch die geringere mittlere Last im Vergleich zur statischen Belastung ein geringerer Axialschub einstellt. Zum anderen verursacht der Wechsel der Lastrichtung eine Unterbrechung des Schraubvorgangs. Der Axialschub ist daher im Vergleich zu einer statischen Belastung gleicher Größe als unkritischer zu sehen. Des Weiteren lässt sich feststellen, dass die Axialschubmaxima bei gleichbleibender Radiallast mit zunehmender Drehzahl ansteigen.

7.3 REIBMOMENTMESSUNGEN

7.3.1 *Versuchsbeschreibung*

Für die Versuche wurde der Kurbelprüfstand in den drei Konfigurationen betrieben, die in Abschnitt 6.3 beschrieben sind. Das Öl des Prüfstandes wurde in ersten Versuchen auf 80 °C, 90 °C und 100 °C temperiert. Da sich keine großen Unterschiede zwischen den einzelnen Temperaturstufen einstellten, wurden alle weiteren Versuche mit 90 °C gefahren. Die Messung des Gesamtreibmoments erfolgte mit einer Drehmomentmesswelle zwischen antreibendem Elektromotor und Kurbeltrieb. Die dabei dabei gemessenen Widerstandsmomente bestehen aus den Teilkomponenten

- Kolbenreibungskraft (Konfiguration 1 und 2),
- Pleuellager,
- Hauptlager (zweifach),
- Radialwellendichtring(e) (zweifach in Konfiguration 2),
- Drehdurchführung (nur Konfiguration 2),
- Wälzlager der Drehmomentmesswelle.

Um die Reibmomente der einzelnen Komponenten insbesondere des Pleuellager herauszuarbeiten, sind während der Versuche die Kolbenreibungskräfte zusätzlich aufgezeichnet worden. Für die Konfigurationen 1 und 2 wurden zudem Ausgleichsgewichte gefertigt, die als Ersatzmasse für Pleuel und Kolben dienten und so die Bestimmung der Reibung ohne Kolben und Pleuellager ermöglichte. Durch die Differenz zwischen den Ersatzmassenmessungen der Konfigurationen 1 und 2 konnte der Einfluss von Drehdurchführung und zusätzlichem Dichtring bestimmt werden.

Die Messungen wurden stets über zwanzig Umdrehungen durchgeführt. Die Messwerte werden winkelaufgelöst abgetastet, so dass sich 7200 Messwerte pro Messung ergeben. Jede Messreihe wurde zur Überprüfung dreimal wiederholt. Bei den Versuchen mit den Konfigurationen 1 und 2 betrug die maximale Drehzahl $n = 2750/\text{min}$. Die Drehzahl wurde von $n = 250/\text{min}$ in Schritten von $250/\text{min}$ bis zu dieser Drehzahl erhöht.

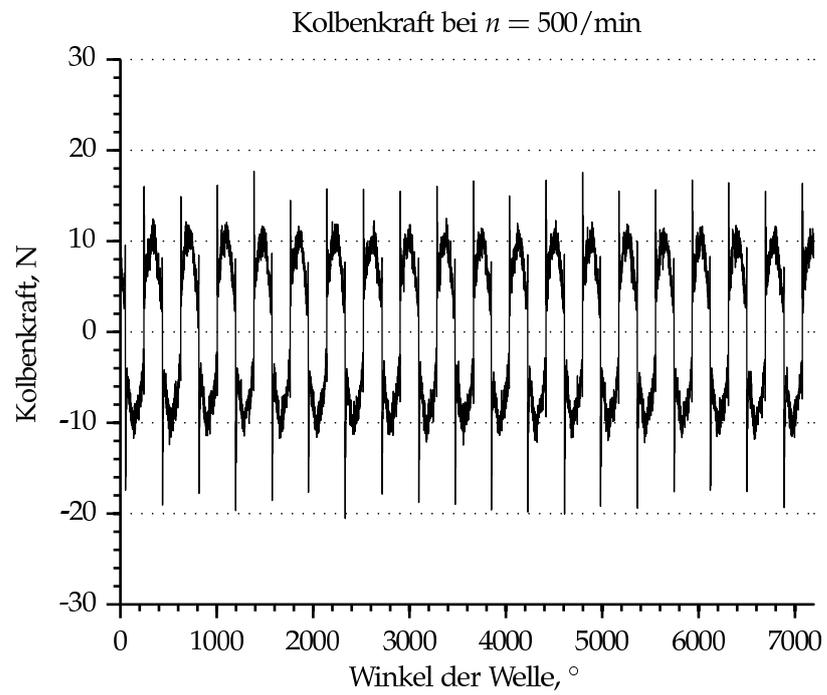
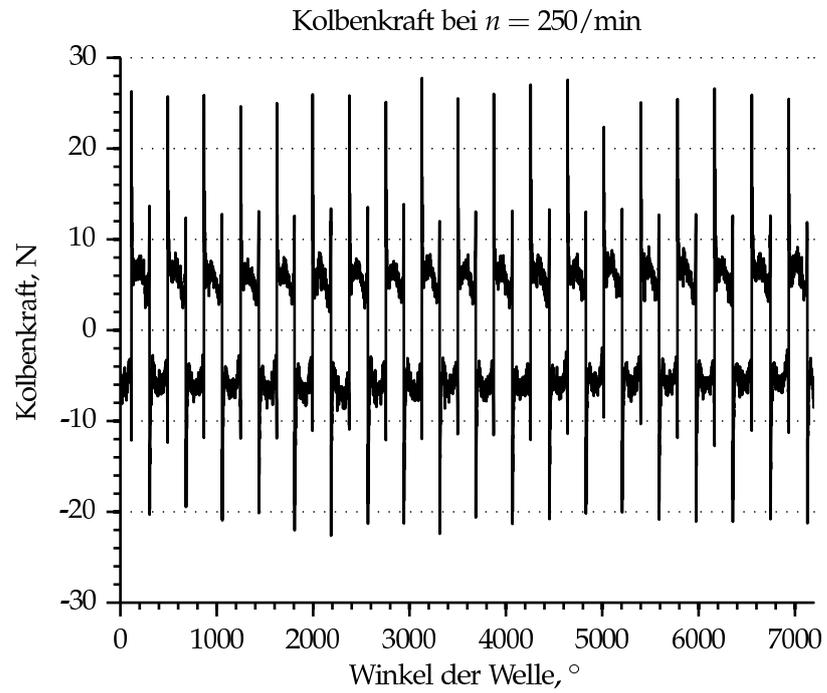
Bei der Konfiguration 3 war es das Ziel, äußere Lasten auf das Pleuellager über den Piezostapelaktor aufzubringen, deren Betrag mit den Gleichungen aus Abschnitt 4.2.2.2 zu berechnen sind und dann nach Umrechnung als schwellende Belastung vorgegeben werden. Dafür wurde die Mindestlast durch Verspannen des Aktors aufgebracht. Die Differenz zur Höchstlast ist auf die Eingangsgröße von 0 V bis 10 V skaliert worden und wird über den Ladungsverstärker um den Faktor 100 für die Ansteuerung des Aktors verstärkt. Damit sind die Lasten bis zu einer Drehzahl $n = 5000/\text{min}$ nachzubilden. Die gefahrenen Drehzahlen gehen von $1000/\text{min}$ bis $5000/\text{min}$ in 1000er Schritten.

7.3.2 Versuchsauswertung

7.3.2.1 Bestimmung der Kolbenreibleistung

Die Messung der Kolbenreibkraft erfolgt mittels dreier vorgespannte Messunterlegscheiben unter dem Zylinder. Die Verläufe für die Kolbenkraft bei $n = 250/\text{min}$ und $n = 500/\text{min}$ sind in Abbildung 7.4 dargestellt. Es ist beim Verlauf von $n = 250/\text{min}$ zu erkennen wie sich in den Totpunkten die Krafrichtung umkehrt. Die negativen Kräfte resultieren aus der Entlastung der Kraftsensoren durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens. Im OT kommt der Kolben kurzzeitig zum Stillstand, der Schmierfilm baut sich ab und erzeugt beim Wiederanfahren eine Kraftspitze. Die Kraftsensoren werden belastet und die Kräfte haben positive Werte. Im UT dreht sich die Krafrichtung wieder. Bemerkenswert ist zudem der Anstieg der Kräfte auf der Hälfte des Hubes. Hier erreicht der Kolben seine höchste Geschwindigkeit und die erhöhten Scherraten verursachen höhere Reibung. Bei Erhöhung der Drehzahl auf $n = 500/\text{min}$ fallen die Kraftpeaks an den Totpunkten geringer aus, da die Verweildauer kürzer ist. Demgegenüber steigt die Reibkraft auf der Mitte des Hubes mit steigender Kolbengeschwindigkeit weiter an.

Über eine Inkrementscheibe und einen induktiven Sensor sind die Messkurven und die aktuelle Kurbelwellen- und damit Kolbenposition miteinander abzugleichen. Es ist somit möglich jeder Kolbenreibkraft die aktuelle Kolbengeschwindigkeit unter Verwendung der Glei-

Abbildung 7.4: Kolbenkräfte bei $n = 250/\text{min}$ und $n = 500/\text{min}$

chung (4.7) zuzuordnen. Die Reibleistung für die 7200 Messwerte ist

$$P_K = \frac{1}{7200} \cdot \sum_{i=1}^{7200} F_{K,i} \cdot \dot{s}_i. \quad (7.1)$$

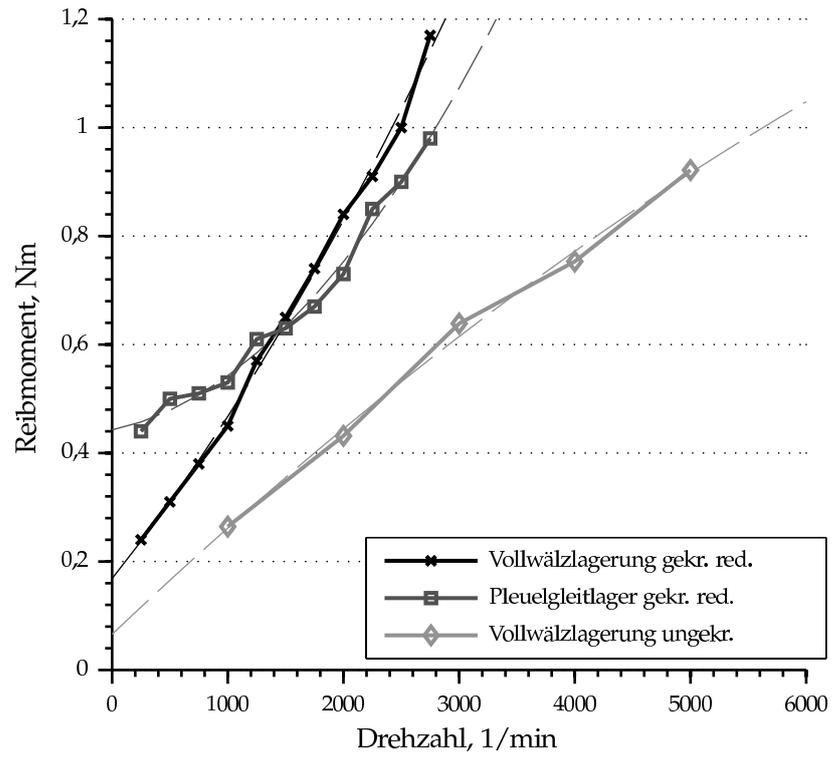
Das mittlere Moment ist dann über die Drehgeschwindigkeit der Kurbelwelle zu berechnen

$$M_K = \frac{P_K}{\omega}. \quad (7.2)$$

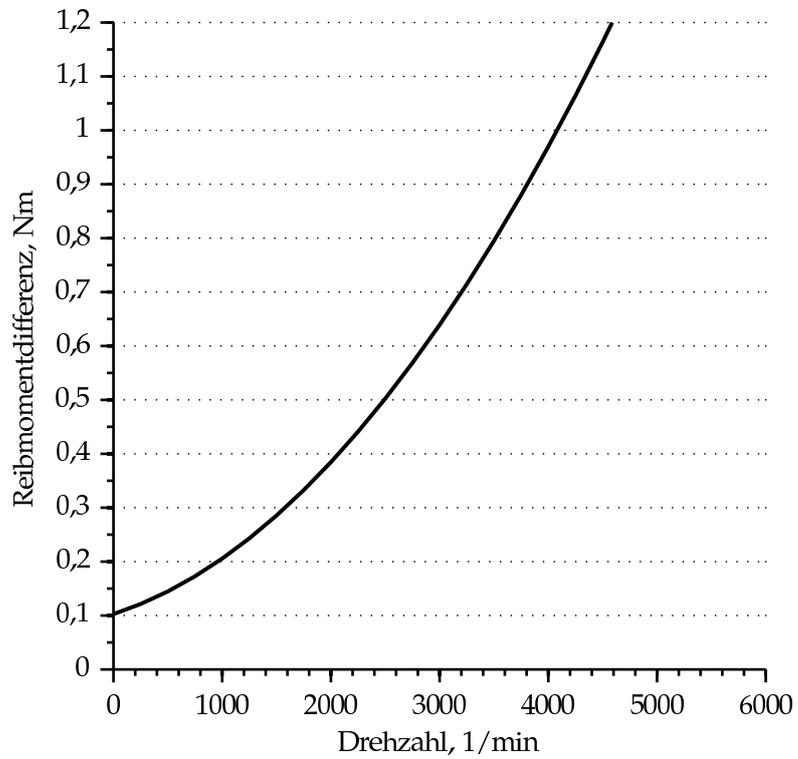
7.3.2.2 Reibmomentmessung

Die Reibmomente für die drei Konfigurationen zeigt Abbildung 7.5a. Die Messkurven der Reibmomente für die Konfigurationen 1 und 2 sind um die Messwerte für Kolbenreibung reduziert. Für die Konfiguration 2, bei der zusätzlich noch eine Drehdurchführung und ein Dichtring appliziert sind, ist zusätzlich das Differenzreibmoment für diese Komponenten abgezogen, siehe Abschnitt 7.3.1. Zusätzlich wurden aufgrund der quadratischen Abhängigkeit der auftretenden Lagerlast Kurvenanpassungen mit Polynomen 2. Grades angefertigt. Diese sind in der Abbildung als Strichlinien eingetragen.

Der Reibmomentverlauf der ungekröpften Version (Konfiguration 3) hat von allen Messkurven die niedrigste Steigung, der Trend ist nahezu linear steigend. Der Anstieg des Reibmoments bei Verwendung eines Gleitlagers in der Pleuellagerstelle ist höher und der Abstand bei der Drehzahl Null ist höher als bei den beiden vollwälzgelagerten Versionen. Der Wert der Konfiguration 2 liegt hier bei ca. 0,35 Nm. Der Nulldurchgang des Ausgleichsrechnungsergebnis für Konfiguration 1 liegt bei 0,17 Nm. Der Anstieg der Reibung über der Drehzahl mit wälzgelagertem Pleuel ist am stärksten ausgeprägt. Es kommt zu einem Schnitt mit der Messkurve der Konfiguration 2 im Bereich von etwa $n = 1500/\text{min}$. Der Vorteil eines Wälzlagers an dieser Stelle ist bei reiner Massenkraftbelastung aufgebraucht. Die Messergebnisse deuten daraufhin, dass die inneren Massenkkräfte des Lagers (Normal- und Umfangskräfte, siehe Abschnitt 4.4.2.4) zu einem deutlichen Anstieg der Reibungsverluste führen und ein praktischer Einsatz eines Wälzlagers an dieser Stelle ohne zusätzliche Optimierungen nicht sinnvoll erscheint. Der Einfluss der Kröpfung auf das Reibmoment ist Abbildung 7.5b zu entnehmen. Sie ergibt sich aus der Differenz der gefetteten Messkurven für die vollwälzgelagerte gekröpfte Welle (Konfiguration 1) und die gekröpfte Welle mit Pleuelgleitlager (Konfiguration 2).



(a) Reibmomente der drei Aufbauten



(b) Kröpfungsanteil aus der Differenz der gefitteten Messkurven

Abbildung 7.5: Messergebnisse der drei Aufbauten mit Kröpfungseinfluss

SIMULATIONS- UND MESSERGEBNISSE

8.1 VORGABEN UND ANNAHMEN FÜR DIE SIMULATION

Für die Simulation wurden die Maße der Lager und des Kurbeltriebs ausgemessen und bzw. falls sie nicht direkt messbar waren, aus anderen Messgrößen abgeleitet oder den CAD-Modellen entnommen. Die Daten für die Lager sind in den Tabellen 8.1 und 8.2 zusammengefasst.

Die Daten für die Oberflächenrauheit δ , die für die Abschätzung des Flüssigkeitsreibanteils zwischen Rollenmantelfläche und Käfig M_d benötigt wird, siehe Gleichung (4.80), sind mit einem Tastschnittgerät *Mahr Perthometer* für die Rollen und Käfigtaschen nach den Versuchen aufgenommen und die Werte der Oberflächenrauheiten R_z aufaddiert worden.

Die Größen für die Abmaße und Massen des Kurbeltriebs fasst Tabelle 8.3 zusammen. Die Reibwerte für Haft-, Gleit- und Rollreibung in Modellstufe 1 sind in Tabelle 8.4 aufgeführt. Die Haftreibungszahl ist von *Hampp* mit $\mu = 0,15$ angesetzt worden [Ham41]. Dieser ist jedoch für trockene Reibkontakte vorgesehen, für wenig gefettete ist er bereits $\mu = 0,13$ (siehe [Kuc11]), der Wert wird hier daher etwas geringer mit 0,12 angesetzt. Für den Rollreibungswert ist mit $\mu_R = 0,0005$ ein Wert entsprechend [DGFo7] gewählt. Der Gleitreibwert ist mit $\mu' = 0,04$ sowohl der Annahme von *Hampp* als auch den Untersuchungen des IMK [HFW⁺13] entsprechend.

Für die Simulation werden unterschiedliche Größen wie die Reibwerte und die Spaltweiten variiert, um ihren Einfluss herauszustellen. Dies wird an den entsprechenden Stellen hervorgehoben, in allen anderen Fällen gelten die hier aufgelisteten Werte.

8.2 SCHLUPFVERHALTEN

Für die Betrachtung der Schlupfverhaltens sind die aufgezeichneten Belastungswerte des Einzellagerprüfstands als Belastungsdaten für das Hauptlager genutzt. Sie ersetzen die Hauptlagerbelastung nach den Gleichungen (5.7) und (5.8). Der Kraftangriffswinkel ist 0° , die Richtungsänderung wird durch negative Kraftwerte berücksichtigt.

Bezeichnung	Zeichen	Einheit	Pleuellager
Außenlaufbahndurchmesser	D	mm	63
Innenlaufbahndurchmesser	d	mm	48
Käfigaußendurchmesser	$D_{Kä}$	mm	62,85
Käfiginnendurchmesser	$d_{Kä}$	mm	52,6
Wälzkörperdurchmesser	D_{WK}	mm	7,5
Breite Käfig-/Pleuelkontakt	$b_{Kä}$	mm	4
Wälzkörperanzahl	z	-	18
Lagerluft	e	μm	25
Wälzkörperlänge	l_{WK}	mm	18
Spalt Rollenstirnseite/Käfig	s_1	mm	0,33
Spalt Rollenstirnseite/Bord	s_2	mm	0,473
Spalt Rollenmantel/Käfig	s_3	mm	0,06
Spalt Käfigseite/Führung	s_4	mm	0,27
Oberflächenrauheit	δ	μm	5
Wälzkörpermasse	m_{WK}	g	6,67

Tabelle 8.1: Übersicht Pleuellagergrößen

Bezeichnung	Zeichen	Einheit	Hauptlager
Außenlaufbahndurchmesser	D	mm	71,5
Innenlaufbahndurchmesser	d	mm	49,5
Käfigaußendurchmesser	$D_{Kä}$	mm	67,2
Käfiginnendurchmesser	$d_{Kä}$	mm	56,2
Wälzkörperdurchmesser	D_{WK}	mm	11
Bordhöhe	h	mm	1,6
Wälzkörperanzahl	z	-	14
Lagerluft	e	μm	8
Wälzkörperlänge	l_{WK}	mm	11
Spalt Rollenstirnseite/Käfig	s_1	mm	0,4
Spalt Rollenstirnseite/Bord	s_2	mm	0,06
Spalt Rollenmantel/Käfig	s_3	mm	0,39
Spalt Käfigseite/Führung	s_4	mm	-
Oberflächenrauheit	δ	μm	3,84
Wälzkörpermasse	m_{WK}	g	11

Tabelle 8.2: Übersicht Hauptlagergrößen

Bezeichnung	Zeichen	Einheit	Größe
Kurbelradius	r	mm	42,5
Pleuellänge	l	mm	143,5
Abstand Pleuelschwerpunkt	l_{SP}	mm	43
Radius Kurbelwellenschwerp.	r_{KW}	mm	12
Radius Gegengewichtsschwerp.	r_{Gg}	mm	54

Tabelle 8.3: Größenübersicht Kurbeltrieb

Bezeichnung	Zeichen	Größe
Haftreibungsfaktor	μ	0,12
Gleitreibungsfaktor	μ'	0,04
Rollreibungsfaktor	μ_R	0,0005

Tabelle 8.4: Übersicht Reibwertvorgaben

8.2.1 Statische Betrachtung

Den Vergleich des Mess- und Simulationsergebnisse für die beiden Modellstufen bei $n = 1000/\text{min}$ und eine Belastung von $P = 2000 \text{ N}$ zeigt Abbildung 8.1. Der maximale Schlupf liegt in der Messung bei etwa 40 %. Die Modellstufe 1 simuliert eine Verlangsamung der Wälzkörper bis zu Schlupfwerten von nahezu 80 %. Die Schlupfwerte fallen bei der Simulation mit der Modellstufe 2 höher aus. Hier kommt es zu Wälzkörperschlupf in Höhe von 100 %, also einem Stillstand des Wälzkörpers gegenüber der Käfigtasche.

Mit steigender Drehzahl nimmt der Unterschied von simuliertem und gemessenen Schlupf bei der Modellstufe 1 merklich ab. Abbildung 8.2 zeigt die Differenz bei $n = 3000/\text{min}$ und gleicher äußerer Last. Während der maximale Schlupf abgesehen von einem Ausreißer bei ca. 20 % liegt, liefert die Simulation maximale Werte von 35 %. Für die Modellstufe 2 bleibt die Differenz mit einem simulierten Maximalwert von 88 % sehr hoch.

Alle betrachteten Messpunkte sind in Tabelle 8.5 zusammengefasst. Wie schon bei der Beschreibung der Messergebnisse in Abschnitt 7.1 beschrieben, beeinflusst die Höhe der Last für den Maximalschlupfwert wenig. Es kommt zu einer Verkleinerung der lastfreien Zone und daher zu einem leichten Rückgang der Schlupfwerte bei höherer Last. Dies ist sowohl anhand der Mess- als auch der Simulationsergebnisse nachzuvollziehen. Anscheinend wird das Abbremsen der Wälzkörper in beiden Modellstufen überschätzt.

Eine Simulation mit dem Betriebspunkt $n = 3000/\text{min}$, $P = 2000 \text{ N}$ mit $\pm 10\%$ Variation der Spaltweiten zeigte nur geringe Änderungen im Bereich von weniger als 2 Prozentpunkten. Ebenso wurde der gleiche Betriebspunkt mit unsymmetrischen Spaltweiten simuliert. Die

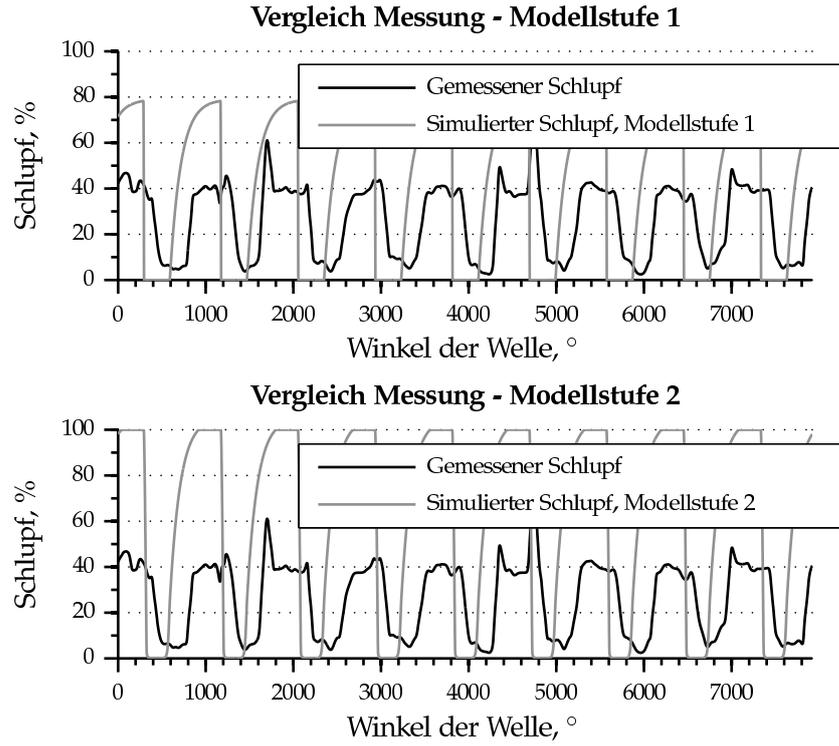


Abbildung 8.1: Schlupfwertvergleiche bei $n = 1000/\text{min}$, $P = 2000\text{N}$

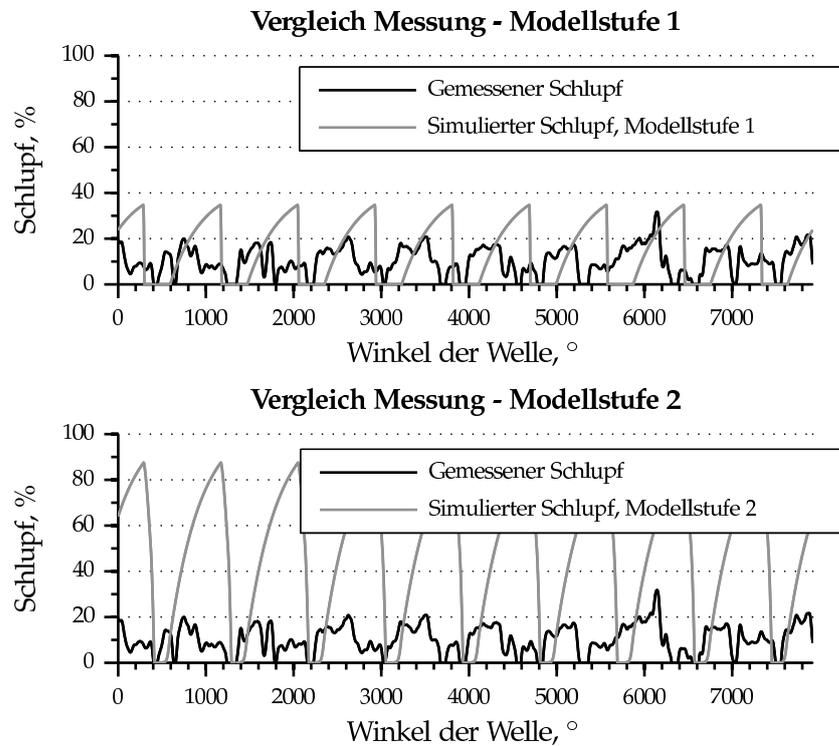


Abbildung 8.2: Schlupfwertvergleiche bei $n = 3000/\text{min}$, $P = 2000\text{N}$

Spaltweiten s_1 bis s_3 wurden unsymmetrisch verteilt (ein Seitenspalt um 50 % verkleinert, gegenüber um 50 % vergrößert). Auch hier ergeben sich keine größeren Abweichungen. Die größte Änderung bildet ein Anstieg der maximalen Schlupfwerte in Modellstufe 1 von 35 % auf 40 % und bei Modellstufe 2 von 88 % auf 90 % bei der Verkleinerung des linken Spalts um 50 %.

8.2.2 Dynamische Betrachtung

Die Diagramme bei sinusförmiger Belastung für $n = 1000/\text{min}$ (Abbildung 8.3) und $n = 3000/\text{min}$ (Abbildung 8.4) zeigen wiederum, dass die Differenz zwischen Simulation und Messergebnis bei niedrigen Drehzahlen höher ausfällt und zumindest bei Modellstufe 1 bei höheren Drehzahlen ein bessere Annäherung der Werte besteht. Die Differenz fällt bei dynamischer Betrachtung etwas höher aus, da der Rückgang des Schlupfs bei den Messwerten stärker ausfällt als bei den simulierten Werten.

Eine Übersicht aller betrachteten Messpunkte zeigt Tabelle 8.6 aufgelistet. In Bereichen mit Drehzahlen $n \geq 3000/\text{min}$ sind die Unterschiede zwischen den gemessenen Werten und den simulierten der Modellstufe 1 klein. Darunter und im Fall der Modellstufe 2 generell, wird die Verlangsamung der Wälzkörper deutlich überschätzt.

Das Modell berücksichtigt nicht den realen Temperatureinfluss auf das Lager, wodurch in der Realität eine Lagerspielverringerung verursacht wird. Diese hat zur Folge, dass der Kraftschluss zwischen den Lagerringen und den Wälzkörpern über einen weiteren Bereich erfolgt und die gemessenen Schlupfwerte geringer ausfallen.

8.3 REIBMOMENTE

Die Beurteilung des Modells findet anhand der Betrachtung der einzelnen Parametereinflüsse auf die Simulationsergebnisse und der Ge-

Drehzahl	Belastung	Messung	Modellst. 1	Modellst. 2
1000/min	2 kN	40 %	78 %	100 %
	5,5 kN	25 %	78 %	100 %
	13,8 kN	29 %	77 %	100 %
2000/min	2 kN	20 – 40%	55 %	98 %
	5,5 kN	20 %	54 %	95 %
	13,8 kN	20 – 30%	51 %	93 %
3000/min	2 kN	20 %	34 %	88 %

Tabelle 8.5: Vergleichsübersicht statischer Messungen und Simulation

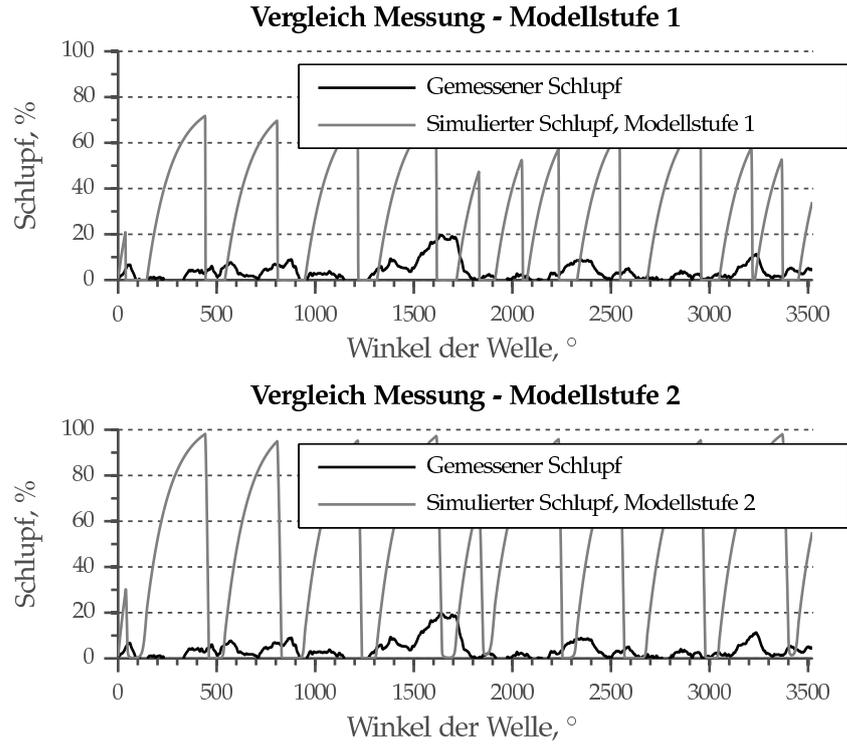


Abbildung 8.3: Schlupfwertvergleiche bei $n = 1000/\text{min}$, Sinuslast

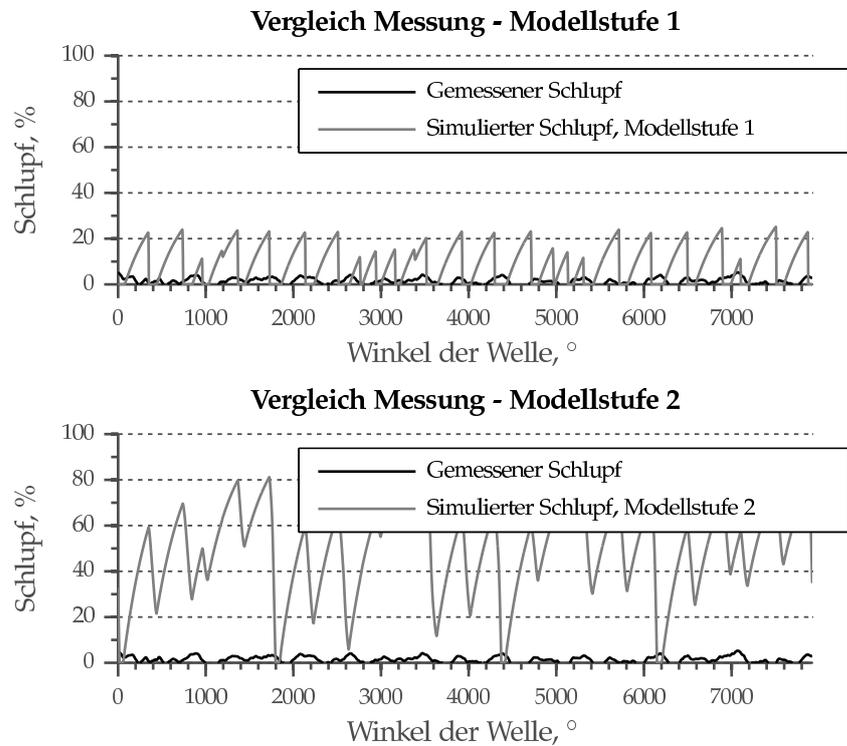


Abbildung 8.4: Schlupfwertvergleiche bei $n = 3000/\text{min}$, Sinuslast

Lastkollektiv	Drehzahl	Messung	Modellst. 1	Modellst. 2
Sinusförmig	500/min	24 %	85 %	100 %
	1000/min	20 %	67 %	99 %
	2000/min	6 %	31 %	86 %
	3000/min	5 %	20 %	87 %
	4000/min	7 %	8 %	86 %
Pleuellager	2000/min	7 %	57 %	100 %
	3000/min	8 %	6 %	98 %
	4000/min	12 %	7 %	100 %
Hauptlager 1	3000/min	8 %	24 %	94 %
	4000/min	9 %	8 %	81 %

Tabelle 8.6: Vergleichsübersicht dynamischer Messungen und Simulation

genüberstellung mit den Messergebnissen statt. Die Parametervariation wird vorgenommen bei

- Spaltweiten $s_1 - s_4$,
- Reibungsfaktoren μ, μ', μ_R ,
- Lagerspiel e und
- Öltemperatur.

Im Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Messwerten sind vier Aspekte zu beachten

- Gesamtreibmoment,
- Hauptlagerreibmoment,
- Pleuellagerreibmoment und
- das Reibmoment der ungekröpften Welle (Konfiguration 3).

8.3.1 Parametervariation

8.3.1.1 Spaltweiten

In der Standardeinstellung wird mit einer symmetrischen Positionierung der Wälzkörper in den Käfigtaschen bzw. des Käfigs zwischen den Anlaufscheiben gerechnet. Für die Berechnung mit unsymmetrischen Spaltweiten wird die linke Spaltweite um 50 % verkleinert, die Rechte um 50 % vergrößert. Der Vergleich der beiden Modellstufen am Beispiel des Pleuellagers ist in den Abbildungen 8.5 und 8.6 dargestellt. Durch Detailausschnitte im Bereich von $n = 5500/\text{min}$ bis $6000/\text{min}$ sind die Verläufe besser zu unterscheiden.

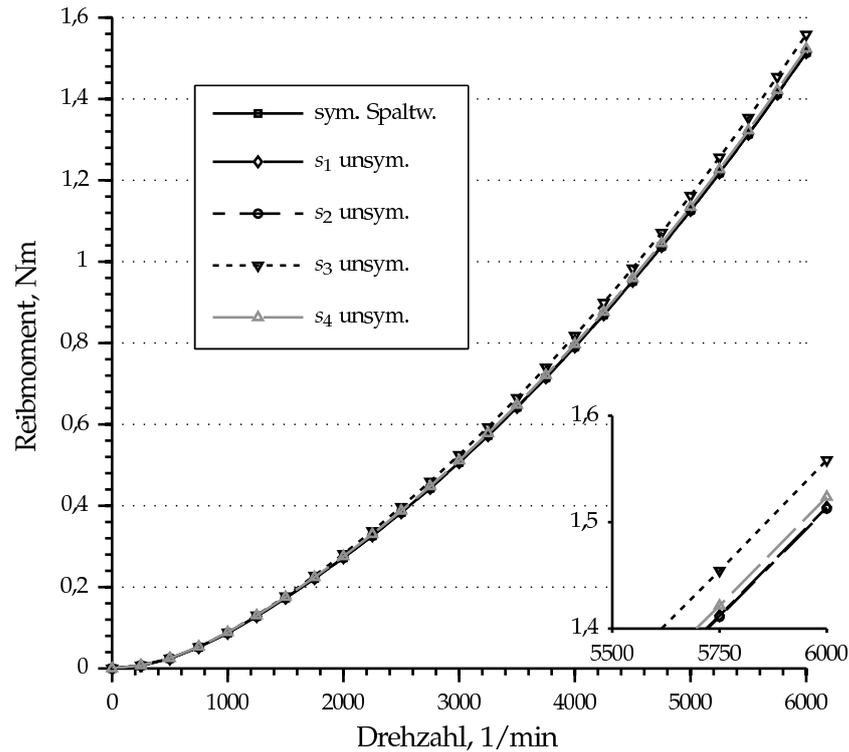


Abbildung 8.5: Auswirkung der Spaltweitenvariation bei Modellstufe 1

Für die Modellstufe 1 ist die Spaltweite s_3 zwischen Rollenmantelfläche und Käfig am einflussreichsten. Abgesehen vom Bereich sehr niedriger Drehzahlen (bis $n = 750/\text{min}$) liegt das Reibmoment 3 % bis 4 % höher als die simulierte Reibmomentkurve bei symmetrischer Spaltweitenbetrachtung. Die Änderungen für die Spaltweiten der Rollenstirnseite zum Käfig s_1 ist sehr gering und liegt im Bereich von einem Zehntel Prozent. Die Spaltweite zwischen Rolle und Anlaufscheibe s_2 hat hier einen noch geringeren Einfluss, da sie selbst recht groß ist und der entsprechende Flüssigkeitswiderstand nur sehr gering ausfällt. Die beiden Kurven sind daher nahezu deckungsgleich mit Kurve der symmetrischen Spalte. Die Änderung des Abstands zwischen Käfig und Anlaufscheibe s_4 hat noch einen kleinen Reibmomentzunahme von ca. 1 % zu verzeichnen. Am stärksten fällt der Momentenanstieg für die Spaltweite s_3 aus, er liegt im Bereich von 3 % bis 4 %.

Für die Modellstufe 2 verhält sich die Auswirkung der Spaltweitenänderung in gleicher Weise. Die Spaltweiten s_1 und s_2 haben keinen nennenswerten Einfluss.

Beim nicht dargestellten Hauptlager entfällt die Betrachtung der Spaltweite s_4 , da hierbei keine Anlaufscheiben verwendet werden. Ebenso fallen die Änderungen durch die Spaltweiten s_1 und s_2 wieder sehr gering aus. So hat nur die Spaltweite s_3 merklichen Einfluss.

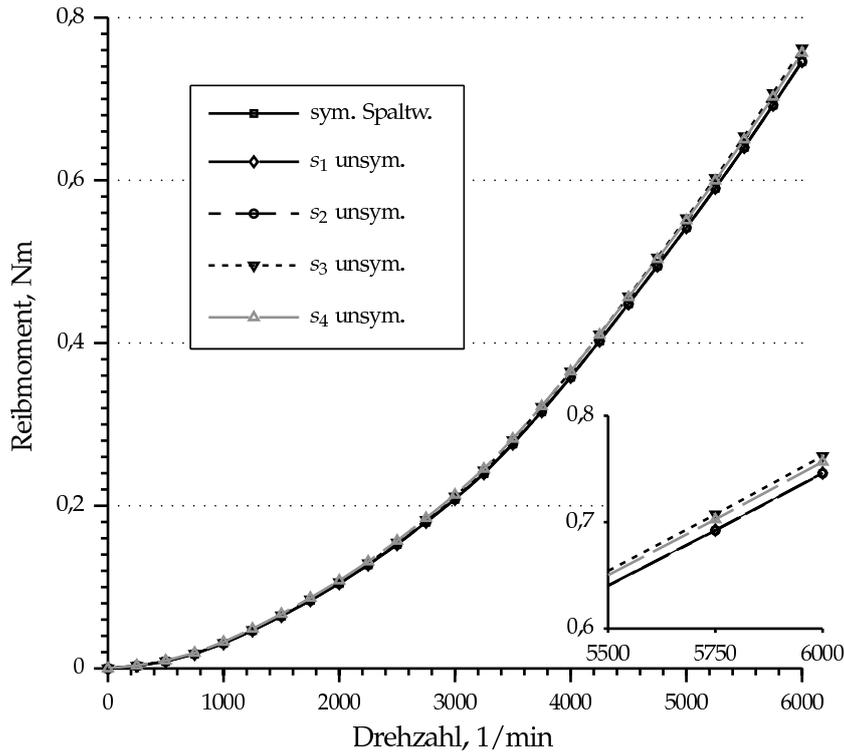


Abbildung 8.6: Auswirkung der Spaltweitenvariation bei Modellstufe 2

Sie sorgt bei Modellstufe 1 für einen Anstieg von 8 % bis 9 % und bei Modellstufe 2 3 % bis 4 %.

8.3.1.2 Rollreibungsfaktor

Bei der Modellstufe 1 führt eine Verdoppelung des Rollreibungsfaktors μ_R von 0,0005 auf 0,001 ebenso zu einer Verdoppelung der Verlustleistung $P_{WK,Roll,HL}$ bzw. $P_{WK,Roll,PL}$. Für das Hauptlager wächst das Moment dann bei $n = 6000/\text{min}$ um 16 % an, im Pleuellager um 14 %.

Da dieser Faktor bei Modellstufe 2 nicht verwendet wird, ist er dort ohne Bedeutung.

8.3.1.3 Gleitreibungsfaktor

Der Gleitreibungsfaktor μ' wurde mit den Werten 0,04 (Standardvorgabe) und 0,06 gerechnet. Die simulierten Reibverluste steigen durch die Erhöhung der Gleitreibungsfaktors beim Pleuellager (20 % bei 6000/min) viel deutlicher als beim Hauptlager (4 % bei 6000/min).

Die Gründe hierfür sind in den geänderten Wälzkörpergeschwindigkeiten zu sehen. Zum Vergleich der Wälzkörpergeschwindigkeit ist der theoretische und der simulierte Verlauf für beide Modellstufen und beide Gleitreibungsfaktoren für $n = 500/\text{min}$ (Abbildung 8.8a)

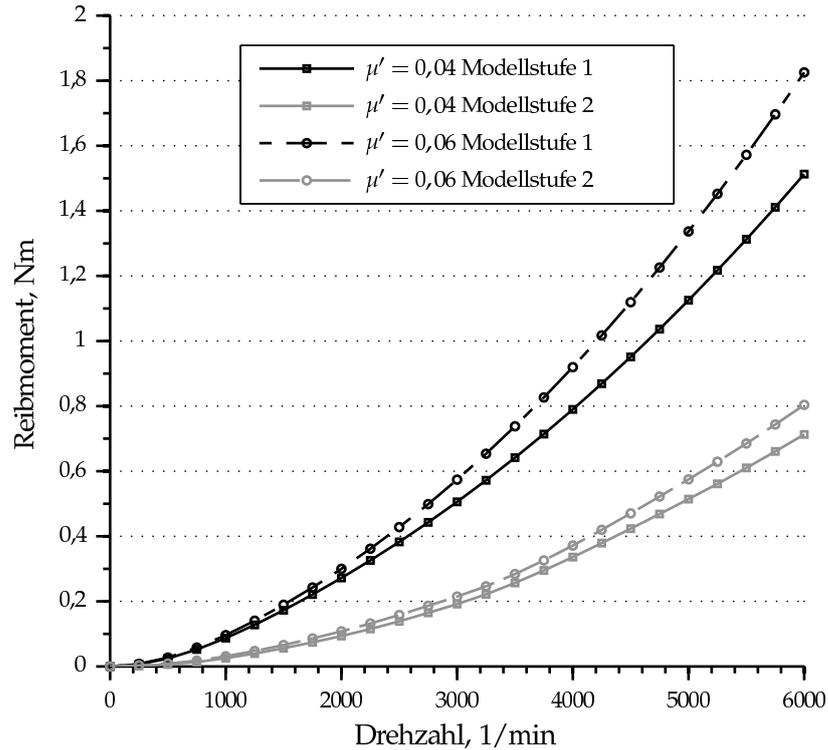


Abbildung 8.7: Einfluss des Gleitreibungsfaktors μ' auf die Pleuellagerreibung

und $n = 3000/\text{min}$ (Abbildung 8.8b) anhand des 1. Wälzkörpers im Pleuelrollenlager dargestellt.

Die Abbildung 8.8a zeigt die Verläufe für die ersten 1500° Kurbelwinkelumdrehungen. Der Wälzkörper erfährt bei 400° , 1060° und 1120° kurzzeitig die maximalen Rollenkräfte R . Bei der Modellstufe 1 reagiert er durch eine starke Beschleunigung auf die ideale Wälzkörpergeschwindigkeit. Bei Berechnung mit einem Gleitreibungsfaktor $\mu' = 0,06$ ist die Geschwindigkeit teils höher teils niedriger als bei $\mu' = 0,04$. Zu den Zeitpunkten in denen sie höher ist, fällt sie vom Absolutwert stärker aus als in den unterlaufenden Zeiträumen. Für die Modellstufe 2 ist zu erkennen, dass diese bei sehr kleiner Kraftänderung (1060°) nicht mit einem Anstieg der Geschwindigkeit reagiert, der Schlupf beträgt für beträchtliche Winkelbereiche 100%.

Bei $n = 3000/\text{min}$ wirkt eine Rollenkraft R über einen erweiterten Kurbelwellendrehwinkel. Dementsprechend nähert sich die Wälzkörpergeschwindigkeit für die Modellstufe 1 näher der idealen Geschwindigkeit an. Für $\mu' = 0,06$ ist sie jetzt stets geringer als für $\mu' = 0,04$.

Dies hat zur Folge, dass in der Gesamtbetrachtung die zuvor beschriebenen Veränderungen an den Reibungsanteilen auftreten, die bei Modellstufe 1 stets abhängig von der Wälzkörpergeschwindigkeit

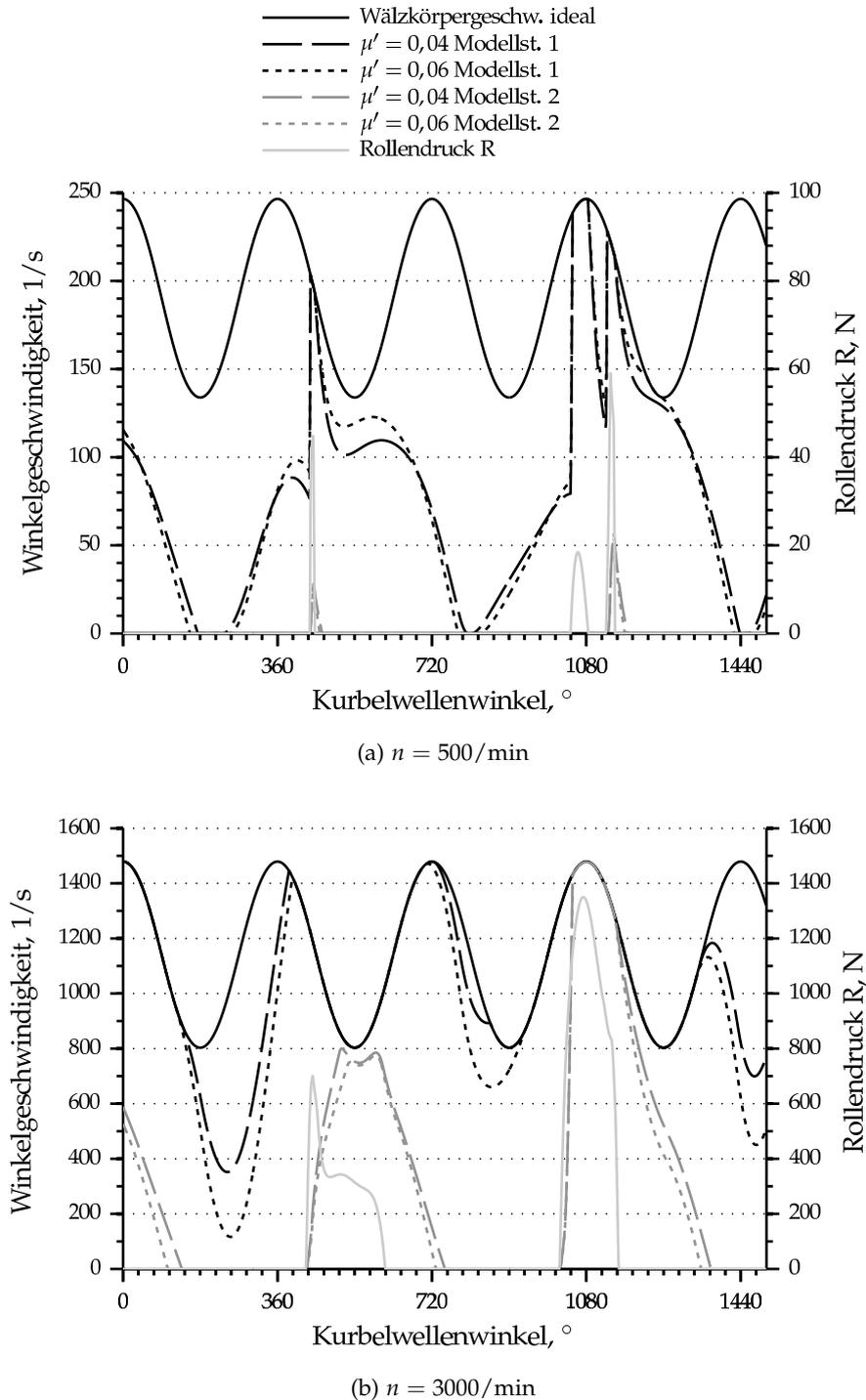


Abbildung 8.8: Wälzkörpergeschwindigkeiten des 1. Wälzkörpers bei Gleitreibungsfaktorvariation für zwei Drehzahlen

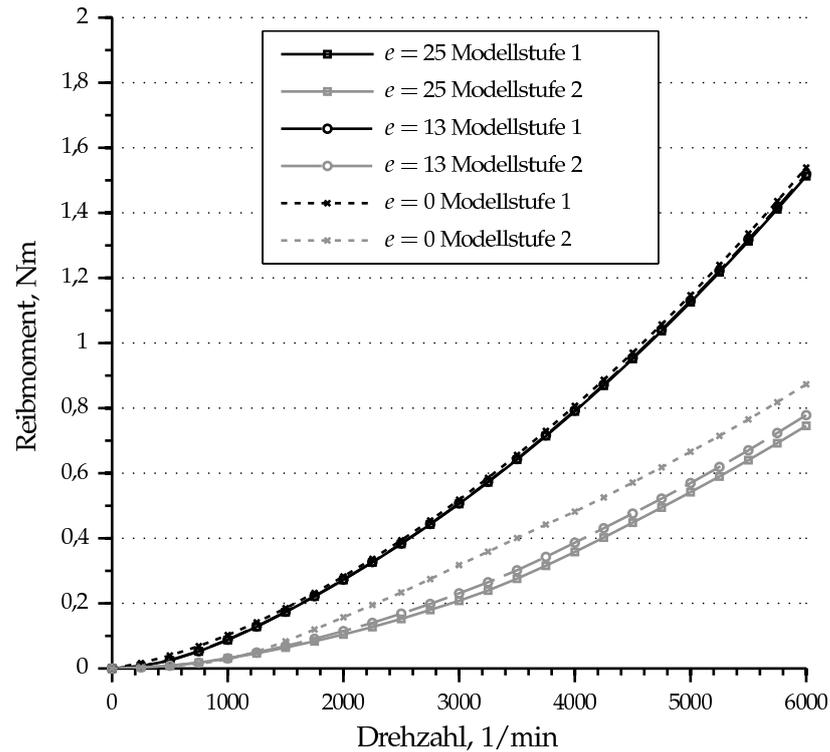


Abbildung 8.9: Reibmomente der beiden Modellstufen für verschiedene Lagerspiele

sind. Die Verluste durch den Gleitkontakt mit der Laufbahn $P_{WK,GI,PL}$ wachsen deutlich an, wenn μ' steigt.

Bei den Verläufen der Modellstufe 2 fällt auf, dass der Gleitreibungsfaktor μ' einen geringeren Einfluss hat, trotz der starken Erhöhung der Reibung zwischen Wälzkörper und Käfig.

Bei den hier nicht näher dargestellten Hauptlagern wirkt sich eine Erhöhung von μ' von 0,04 auf 0,06 weniger aus, die Veränderungen bleiben unter 6%.

8.3.1.4 Haftreibungsfaktor

Der Haftreibungsfaktor ist zunächst zu $\mu = 0,12$ abgeschätzt und damit kleiner als bei *Hampp*, siehe Abschnitt 8.1. Eine Berechnung mit *Hampps* Wert $\mu = 0,15$ zeigt, dass die Auswirkung auf das Lagerreibmoment gering ausfällt. Bei Modellstufe 2 hat die Änderung keine Auswirkung. Bei Modellstufe 1 ist der Zuwachs 12% im niedrigen Drehzahlbereich, er baut sich bei maximaler Drehzahl auf 1,4% ab.

Für das Hauptlager gilt dies gleichermaßen.

8.3.1.5 Lagerspiel

Das Lagerspiel hat einen Einfluss auf die Verteilung der Lagerlast auf die Wälzkörper, welches im Modell im Gegensatz zu dem ursprünglichen Ansatz in der Arbeit von Hampp [Ham41] berücksichtigt wird, siehe Abschnitt 5.1.3.

Die Modellstufen 1 und 2 wurden für die Pleuellagerung mit den Lagerspielen $25\ \mu\text{m}$, $13\ \mu\text{m}$ und $0\ \mu\text{m}$ berechnet. Die Ergebnisse der Gesamtreibmomente zeigt Abbildung 8.9. Für die Modellstufe 1 sind die Änderungen sehr gering, die Kurven sind nahezu deckungsgleich.

Bei der Modellstufe 2 sind die Unterschiede größer. Bei der Verkleinerung der Lagerluft von $e = 25\ \mu\text{m}$ auf $e = 13\ \mu\text{m}$ steigt das Reibmoment bereits 4 % bis 10 %. Ein Lager ohne Spiel verursacht 18 % bis 53 % höhere Gesamtreibung. Grund ist, dass die Käfigreibung $P_{\text{WK,Käfig,PL}}$, die hydrodynamische Rollreibung $P_{\text{WK,HyRo,PL}}$ und die Flüssigkeitsreibung $P_{\text{WK,FL,PL}}$ ansteigen.

Ähnliche Tendenzen und Größenordnungen ergeben sich auch bei den betrachteten Hauptlagern.

8.3.1.6 Öltemperatur

Die Simulation wurde mit einer Öltemperatur von $T = 90\ ^\circ\text{C}$, die der Einspritztemperatur der Versuche entspricht, und zum Vergleich auch $T = 60\ ^\circ\text{C}$ berechnet. Durch eine Absenkung der Temperatur steigt die dynamische Viskosität bei Umgebungsdruck $\eta_{90} = 0,6 \cdot 10^{-3}\ \text{Ns/m}^2$ auf $\eta_{60} = 26,3 \cdot 10^{-3}\ \text{Ns/m}^2$. Dies führt zu einem Zuwachs der Gleitreibung der Wälzkörper am Käfig und folglich einer stärkeren Abbremsung. Auch die Reibung der Käfigmantelfläche, die durch eine hydrodynamische Gleitlagerberechnung abgeschätzt wird, steigt an. Als Resultat ist mit einem Zuwachs des Gesamtreibmoments bei einem Pleuellager von 40 % bis 50 % zu rechnen, wobei der Zuwachs bei der 2. Modellstufe etwas höher ausfällt. Der Vergleich ist in Abbildung 8.10 dargestellt.

Bei den Hauptlagern ist der Reibungsanstieg infolge der Viskositätserrhöhung teilweise noch stärker ausgeprägt. Bei Modellstufe 1 steigt er zwischen 25 % im unteren Drehzahlbereich und 96 % bei Maximaldrehzahl. Bei Modellstufe 2 steigen die Verluste erst oberhalb etwa 5000/min deutlich an, bei Maximaldrehzahl verursacht die niedrigere Temperatur etwa 40 % höhere Verluste.

8.3.2 Vergleich Simulation - Messung

8.3.2.1 Abschätzung der Dichtungsreibung

In der Reibmomentmessung sind neben der Kolbenreibung auch die Einflüsse des eingesetzten Radialwellendichtring (RWDR) zu berücksichtigen. Um die Lagerreibung herauszuarbeiten ist es zweckmäßig

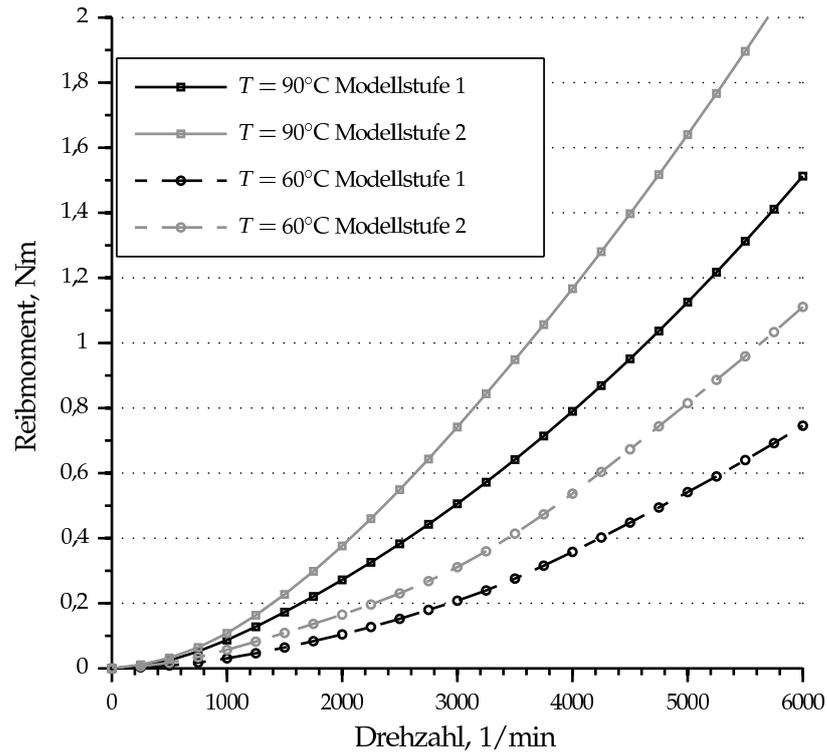


Abbildung 8.10: Öltemperatureinfluss auf das simulierte Gesamtmoment

die Größe dieser Reibung abzuschätzen. Hierzu dient ein Ansatz von Engelke [Eng11], wonach sich die Reibung über

$$M_{\text{RWDR}} = \mu_{\text{RWDR}} \cdot F_{\text{rad}} \cdot r_a + \eta(T_{\dot{U}}) \cdot \frac{b_{\text{RWDR}}}{\sum R_p} \cdot r_a^3 \frac{(2 \cdot \pi)^2}{60} \cdot n \quad (8.1)$$

berechnet. Engelke gibt für einige Werte Empfehlungen, die für eine überschlägige Berechnung anzusetzen sind. Dies sind der Grenzreibbeiwert $\mu_{\text{RWDR}} = 0,3$ und das Breiten-Glättungstiefen-Verhältnis des Kontakts $b_{\text{RWDR}} / \sum R_p = 122$. Der Wert für die Viskosität $\eta(T_{\dot{U}})$ gibt die Viskosität bei der Übertemperatur $T_{\dot{U}}$ wieder. Beide werden iterativ ermittelt. Der Radius der Dichtlippe ist eine bekannte geometrische Größe und in diesem Fall $r_a = 17,5 \text{ mm}$. Die Radialkraft des RWDR konnte über ein Radialkraftmessgerät des IMKT bestimmt werden und beträgt $F_{\text{rad}} = 11,5 \text{ N}$. Für die Implementierung in das Modell wurde eine MATLAB-Funktion verwendet, die im Rahmen der Forschungsvorhabens *Wirkungsgradoptimiertes Getriebe* [WP13] erstellt wurde.

8.3.2.2 Hauptlagerreibung

Die um die rechnerisch ermittelte RWDR-Reibung reduzierte Hauptlagerreibung ist in Abbildung 8.11 dargestellt. Die Messung wurde mit dem Meistergewicht durchgeführt, welches zur Auswuchtung

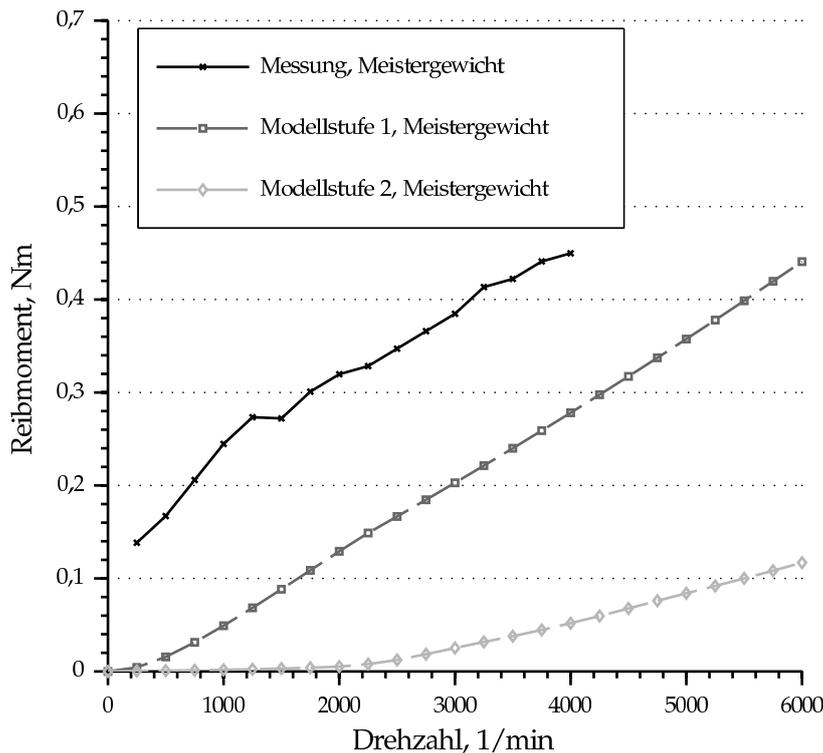


Abbildung 8.11: Vergleich der gemessenen Hauptlagerreibung mit Simulationsergebnissen

der Kurbelwelle hergestellt wurde, die berechnete Dichtungsreibung wurde abgezogen. Die Belastung weicht von der Belastung in der Konfiguration 1 ab, sie wird von den Fliehkräften der rotierenden Masse des Meistergewichts verursacht.

Es zeigen sich erhebliche Abweichungen zwischen Simulation und Messung, insbesondere bei Modellstufe 2. Die bisher durchgeführten Variationsrechnungen geben keinen Hinweis auf die Ursachen. Zu vermuten ist ein erheblicher Anteil bisher nicht berücksichtigter Planschverluste. Dies wird in Abschnitt 8.3.3.4 näher betrachtet.

8.3.2.3 Vollwälzgelagerte ungekröpfte Welle – Konfiguration 3

In der Konfiguration 3 wurde eine ungekröpfte Welle eingesetzt, die mit einem Piezostapelaktor zur Nachbildung der äußeren Lagerbelastung im Aufbau mit konventioneller Kurbelwelle (Konfiguration 1) diente. Für die Simulation wurde das Pleuellager als zentrisch geführtes Lager aber den gleichen Daten hinsichtlich Lagerluft, Öltemperatur und Lagergeometrie gerechnet. In der Abbildung 8.12 sind neben der Messung mehrere Kurven der Simulationsergebnisse aufgetragen. Für je eine der Modellstufen sind die Kurven für ein Hauptlager, das zentriert laufende Pleuellager und das summierte Gesamtmoment des Pleuellagers und zwei Hauptlagern zu sehen. Von den

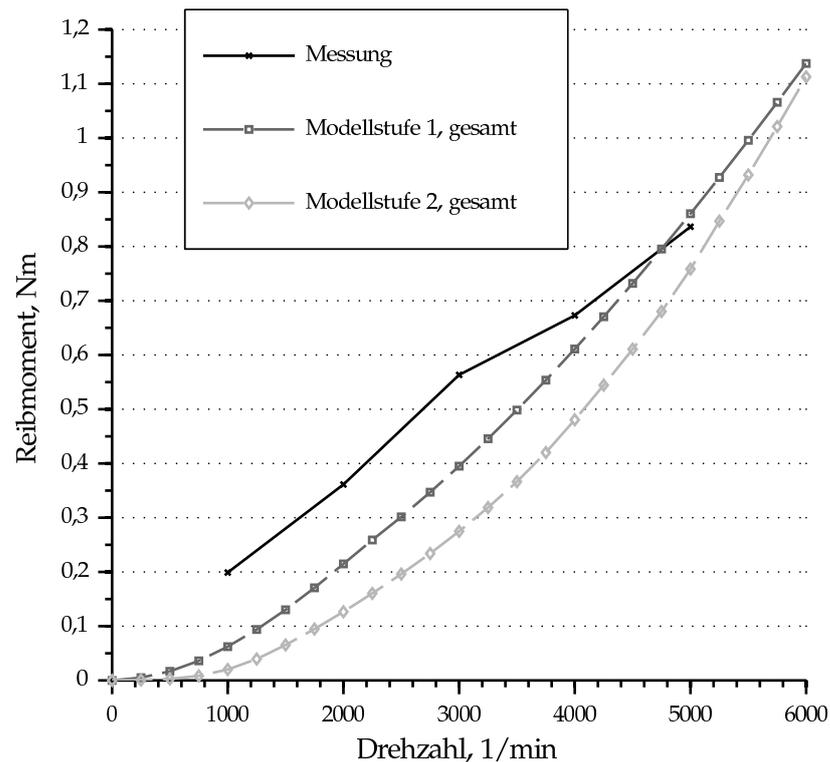


Abbildung 8.12: Vergleich Messung vollwazgelagerte ungekröpfte Welle mit Simulationsergebnissen

Messergebnissen wurde wie zuvor die berechnete Reibung des Radialwellendichtrings subtrahiert.

Die Differenz zwischen dem Messergebnis und der Simulation fällt geringer aus als bei der getrennten Betrachtung der Hauptlager in Abschnitt 8.3.2.2. Die Abweichungen liegen von den Absolutwerten her in der Größenordnung der Hauptlager, so dass es sich um einen „Folgefehler“ handeln dürfte.

8.3.2.4 Vollwazgelagerte gekröpfte Welle – Konfiguration 1

Der Vergleich der berechneten Werte für den vollwazgelagerten gekröpften Aufbau mit Pleuel ist in Abbildung 8.13 dargestellt. Die Messung ist sowohl um die Dichtungsreibung als auch die Kolbenreibung reduziert. Die Tendenz ist die gleiche wie bei den zuvor erläuterten Messungs- und Simulationsvergleichen. Die Modellstufe 1 berechnet höhere Reibmomente als die Modellstufe 2 und liegt damit näher an den Messergebnissen.

8.3.2.5 Reibungsanteil durch Kurbelwellenkröpfung

Die Abweichung zwischen den Ergebnissen der Messungen lassen sich bereits in der reinen Betrachtung der Hauptlager, wie in Ab-

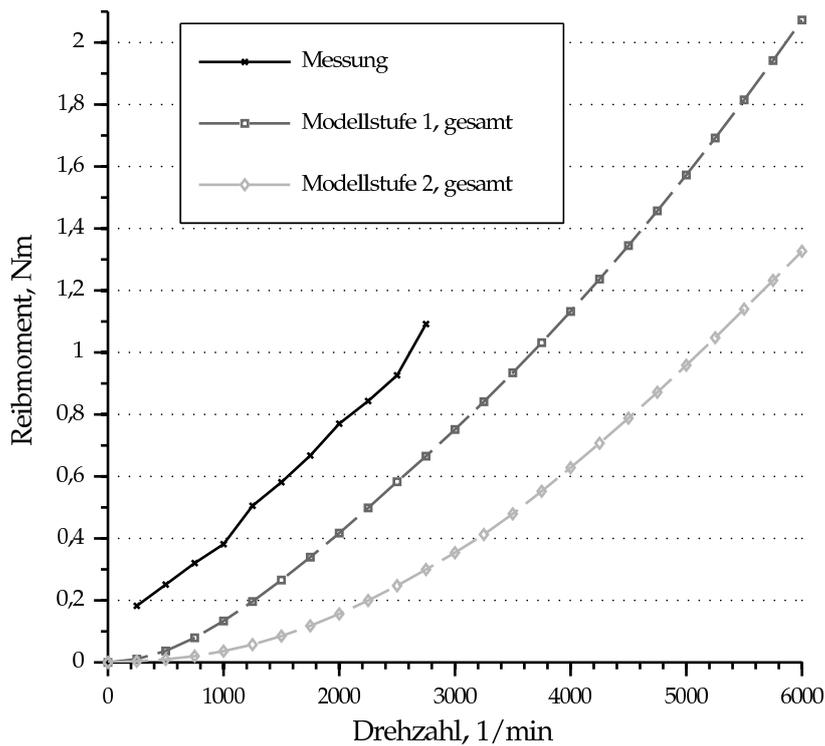


Abbildung 8.13: Vergleich Messung vollwazgelagerte gekröpfte Welle mit Simulationsergebnissen

schnitt 8.3.2.2 beschrieben, wiederfinden. Als weiterer Aspekt ist die Abschätzung des Reibleistungseinflusses, der allein durch die Kröpfung der Kurbelwelle, und damit der Fliehkraftbelastung des Lagers, entsteht zu betrachten. Hierzu wurden die gefitteten Messkurven der gekröpften Kurbelwelle (Konfiguration 1) und der ungekröpften Welle (Konfiguration 3), die in Abschnitt 7.3.2.2 dargestellt wurden voneinander subtrahiert. Gleiches geschah mit den Berechnungsergebnissen beider Modellstufen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 8.14 wiedergegeben.

Die Differenz zwischen den Messergebnissen liegt höher als bei den Berechnungen nach beiden Modellstufen. Vom Verlauf ist die Kurve der Modellstufe 1 recht ähnlich. Die Abweichungen zur Modellstufe 1 sind geringer, zur Modellstufe 2 jedoch erheblich.

8.3.2.6 Vergleich der Reibmomente von Kurbelwellen mit Pleuelgleit- und Pleuelwazlagern

Die Messergebnisse in Abschnitt 7.3.2.2 haben gezeigt, dass bis zu einer Drehzahl von ca. $n = 1500/\text{min}$ die Wazlagerversion im Vorteil ist. Die Simulation berechnet neben der vollwazgelagerten Variante auch eine Abschätzung für eine Kurbelwelle, nach Konfiguration 2 mit wazgelagerten Hauptlagern und gleitgelagertem Pleuellager.

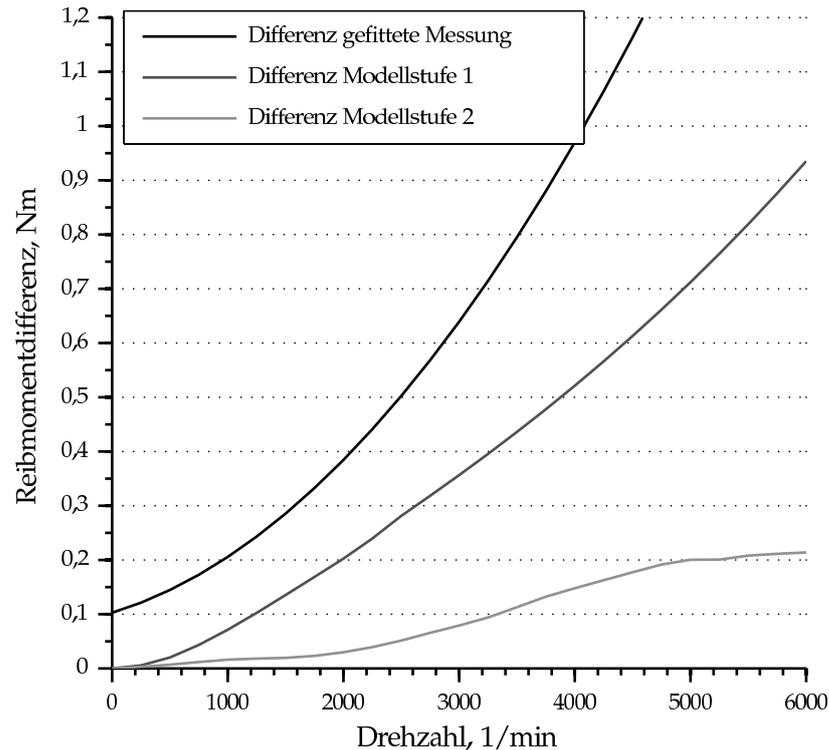


Abbildung 8.14: Drehmomentdifferenz durch Kurbelkröpfungseinfluss bei Mess- und Simulationsergebnissen

Hierzu wird neben der Hauptlagerberechnung die Gleitlagerberechnung mit dem Verfahren nach *Holland*, vgl. Abschnitt 4.3.1.1, wie sie auch für die Berechnung der Käfigreibleistung eingesetzt wurde, siehe Abschnitt 5.2.2, durchgeführt. Für die Gleitlagerberechnung wurde die Geometrie des eingesetzten Gleitlagers herangezogen und zur Hauptlagerreibung addiert. Das zugehörige Diagramm zeigt Abbildung 8.15

Ähnlich wie bei den Messungen gibt es bei den Berechnungen nach beiden Modellen Schnittdrehzahlen, oberhalb derer das Gleitlager günstiger ist. Modellstufe 1 sagt dies im selben Drehzahlbereich voraus, wo auch die Messergebnisse liegen. Modellstufe 2 bei zu hohen Drehzahlen.

8.3.3 Ansätze zur Differenzeneinschätzung Simulation – Messwert

Für die zuvor dokumentierten Differenzen zwischen Messung und Simulation bieten sich verschiedene Ansätze als Erklärungen. Drei Möglichkeiten

- eine *worst case* Abschätzung,
- ein Mischreibungsansatz der Käfigreibung und

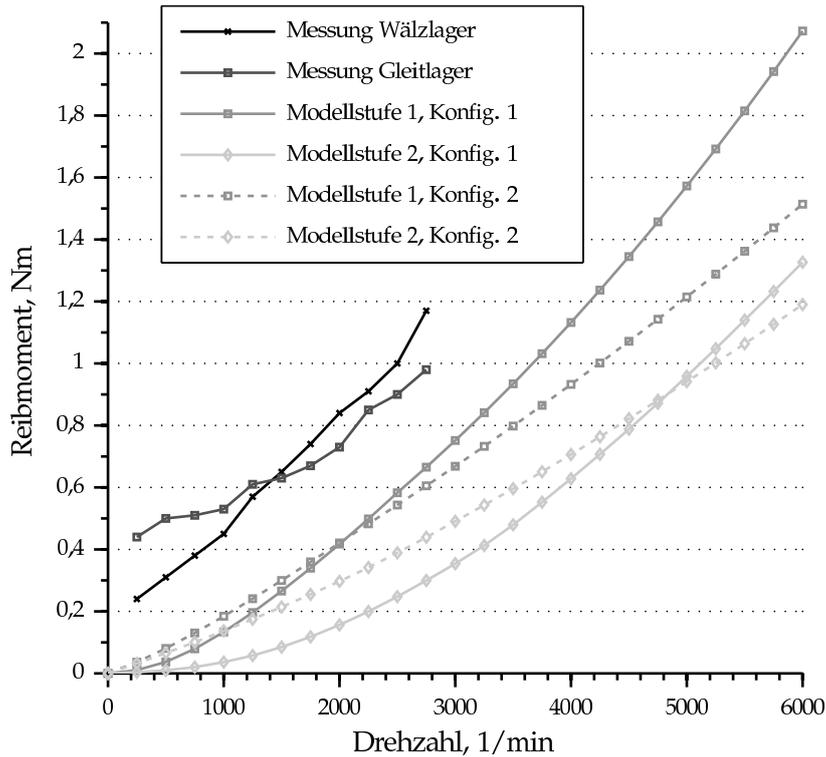


Abbildung 8.15: Simulationsergebnisse der Konfigurationen 1 und 2

- eine Abschätzung der Reibung an den Pleuellageranlaufscheiben

sollen nachfolgend betrachtet werden.

8.3.3.1 Worst case Abschätzung

In Abschnitt 8.3.1 wurde anhand einer Parametervariation aufgezeigt, dass die Ergebnisse der beiden Modellansätze unterschiedlich stark von der Wahl der Eingangsparameter abhängig sind. Beim Vergleich der Mess- und Simulationsergebnisse sind die Standardeinstellungen der Parameter gewählt worden. Für eine kumulative Abschätzung dieser Effekte wurde eine Rechnung mit einem *worst case* Szenario durchgeführt. Die Reibungsfaktoren wurden auf $\mu = 0,15$, $\mu' = 0,06$ und $\mu_R = 0,0015$ festgelegt, die Spaltweiten s_1 bis s_4 auf eine unsymmetrische Anordnung mit einer Verteilung von 1 : 3. Entgegen der Parametervariation der Öltemperatur, bei der in Abschnitt 8.3.1.6 die Temperatur um 30 °C auf 60 °C gesenkt wurde, sind in diesem Fall lediglich 10 °C abgezogen worden. Dies repräsentiert eine realistischere Abkühlung des Öls auf der Strecke Temperatursensor – Lagerstellen. Die Verringerung des Lagerspiels durch den Temperatureinfluss wurde mit einer Halbierung kalkuliert.

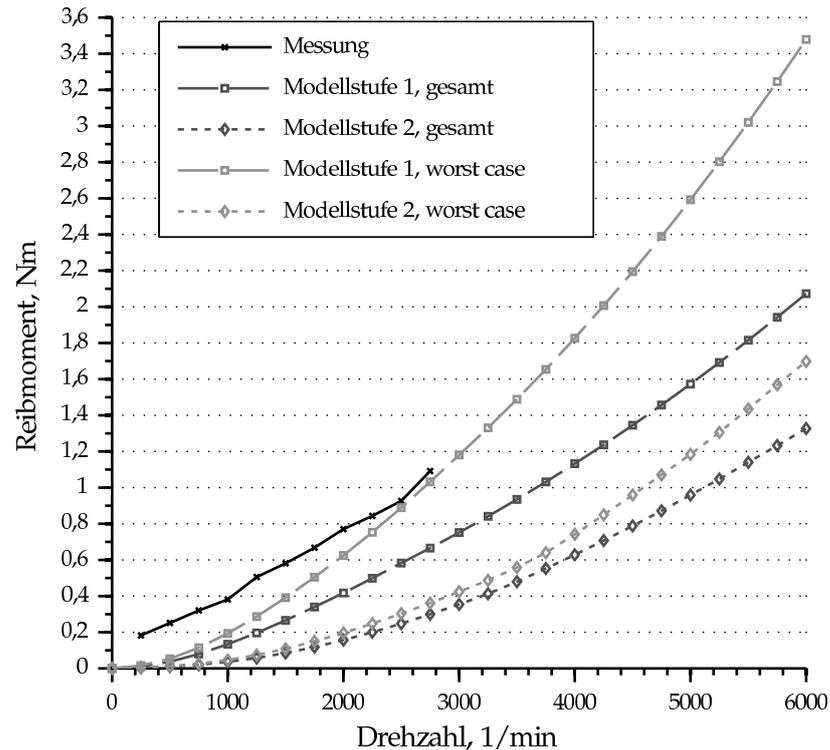


Abbildung 8.16: Worst case Berechnung der Modellstufen im Vergleich zur Messung und Standardberechnung

Die Kurven in Abbildung 8.16 zeigen, dass sich die Erhöhung bei Modellstufe 2 nicht sonderlich ausprägt und keine wesentliche Verbesserung der Abschätzung darstellt. Die Modellstufe 1 verzeichnet eine Zunahme der Steigung, so dass die Abweichung mit steigender Drehzahl sinkt und sich im Bereich von $n > 2000$ /min eine sehr gute Übereinstimmung zeigt. Es ist jedoch fraglich, inwieweit sich dies im Bereich $n > 2750$ /min fortsetzt, da hier keine Messergebnisse vorliegen.

8.3.3.2 Käfigmischreibung

Der Käfig ist im Modell als instationär belastetes Gleitlager gerechnet. Dies setzt eine stete Flüssigkeitsreibung voraus. Aufgrund der Käfigbelastung und der geringen Breite auf der der M-Käfig sich abstützt ergeben sich starke Auslenkungen der Käfigmitte zur Pleuellageraußenbahn, was der Exzentrizität eines Gleitlagers im eigentlichen Sinn entspricht. Es ist daher zu prüfen, inwieweit die Annahme eine Flüssigkeitsreibung zulässig ist oder ob der Käfig soweit auswandert, dass er in den Bereich der Oberflächenrauheiten vordringt und so ein Ansatz zur Mischreibungsberechnung zu wählen ist.

Aus den Ergebnissen der Verlagerungsbahnen für die Berechnung der Käfigreibleistung über die dynamische Gleitlagerberechnungen,

siehe Gleichungen (4.23) und (4.24), war nachzuvollziehen, dass sich der Käfig bei einer Drehzahl von $n = 1000/\text{min}$ dem Pleuellageraußenring auf eine Distanz zwischen $3,8\ \mu\text{m}$ bis $5,2\ \mu\text{m}$ nähert. Bei $n = 6000/\text{min}$ nimmt diese Distanz auf $1,5\ \mu\text{m}$ bis $2,1\ \mu\text{m}$ ab. Die Oberflächenrauheit beträgt für den Durchmesser des großen Pleuelauges nach Mittelung mehrerer Messstellen $R_{q,Pl} = 0,31\ \mu\text{m}$. Für die Käfigmantelfläche wurden ca. $R_{q,Kä} = 0,533\ \mu\text{m}$ gemessen. Nach empirischen Erkenntnissen ist für geschliffene Flächen mit einem $R_a \geq 0,1\ \mu\text{m}$ eine vollständige Trennung gegeben, wenn

$$\Lambda = \frac{h}{\sigma} = \frac{h}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} \geq 5 \quad (8.2)$$

gilt [Ste96]. Dies ist für $n = 1000/\text{min}$ gegeben, für $n = 6000/\text{min}$ jedoch unterschritten. Auch bei einem $\Lambda \approx 2,5$ ist dennoch auch nicht mit hohen Mischreibungsanteilen zu rechnen. Es ist jedoch anzumerken, dass mit einem auftretenden Verhältnis $b/d \approx 15$ die Anwendbarkeit der dynamischen Gleitlagerberechnung nach *Holland* noch gegeben ist. Diese wird gemeinhin nur bis zu Verhältnissen von $b/d = 8$ angewandt. Weiterhin ist die Rechnung im Spalt isotherm, was in Summe die Tragfähigkeit des Lagers möglicherweise überschätzt. Eine Berücksichtigung des geteilten Lagers findet nicht statt. Dieses kann sich jedoch störend auf den Schmierfilmaufbau auswirken, so dass mit Auftreten von Mischreibung zwischen Käfigmantelfläche und Pleuel zeitweise zu rechnen ist.

In Anlehnung der Untersuchungen des IMK [HFW⁺13] werden die Gleitreibungsfaktoren $\mu' = 0,04$ und $\mu' = 0,06$ herangezogen. Das resultierende Moment aus der Käfigbelastung ergibt sich durch

$$M_{Kä,Mr} = \mu' \cdot F_{Kä} \cdot r = \mu' \cdot \left(m_{Kä} + \frac{z}{2} \cdot m_{WK} \right) \cdot r^2 \cdot \frac{d\tau'}{dt}. \quad (8.3)$$

Hierbei ist wie bei der Belastungsabschätzung für den Gleitlageransatz die hinreichende Belastung wie beim Ansatz von *Neese* und *von Collani* [NC75] gewählt.

Von der Standardrechnung werden die ermittelten Käfigreibungsverluste subtrahiert und mit dem über den Mischreibungsansatz ermittelten Käfigreibmoment $M_{Kä,Mr}$ aufaddiert. Es resultieren die Verläufe nach Abbildung 8.17. Aufgrund des Ansatzes sind erwartungsgemäß merkliche Anstiege der Reibmomente zu verzeichnen. Die Modellstufe 2, die in den vorherigen Betrachtungen deutlich gegenüber den Berechnungen der Modellstufe 1 zurückstand, liegt jetzt höher als die Modellstufe 1 mit Flüssigreibungsansatz. Sie verdrei- bzw. vervierfacht sich gegenüber ihrem eigenen Ansatz mit Flüssigkeitsreibung. Die Modellstufe 1 mit den Gleitreibungsfaktoren liegt 1,7- und 2,3-fach höher als die ursprüngliche Reibmomentkurve. Mit diesen Ergebnissen nähern sich die Simulationsergebnisse besser an die Messergebnisse an. Dies reicht aber noch nicht hin, um eine vollständige Erklärung zu niedriger berechneter Reibmomente zu liefern.

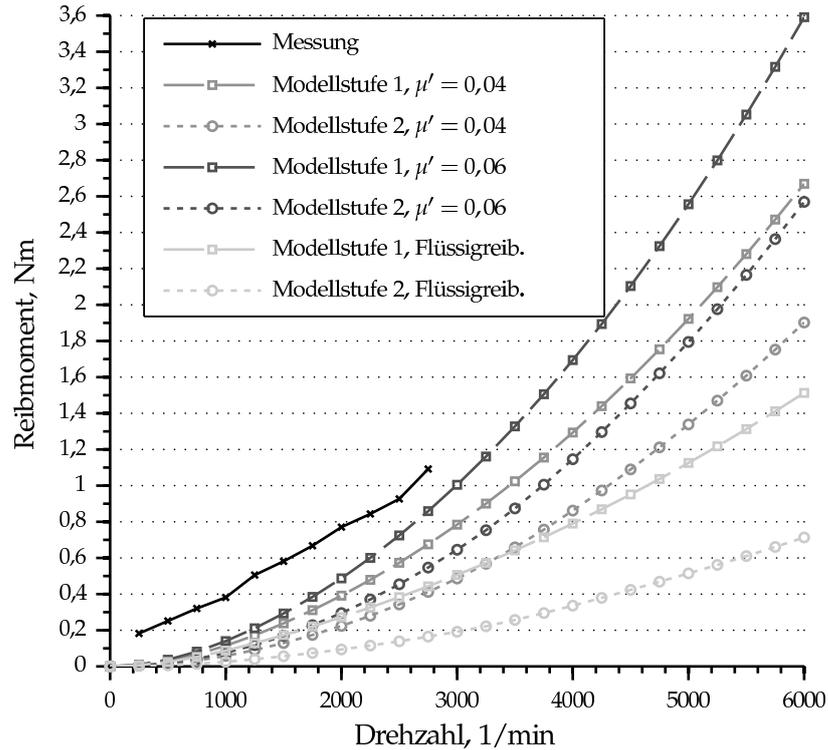


Abbildung 8.17: Simulation mit Mischreibungsansatz

8.3.3.3 Reibung Pleuel – Anlaufscheiben

Bislang unberücksichtigt blieb die Reibung zwischen dem Pleuel und den Anlaufscheiben, die für die Untenführung des Pleuels genutzt werden. Für das Moment, welches hier resultiert wird

$$M_{As} = \mu_{SB} \cdot F_{Ax} \cdot \frac{r_{Pl,a} + r_{Pl,i}}{2} \quad (8.4)$$

und für die Reibleistung

$$P_{As} = M_{As} \cdot \frac{d\psi}{dt} \quad (8.5)$$

angesetzt. Der Radius auf dem die Reibkraft angreift ist der Mittelwert des Außen- und Innenradius des großen Pleuelauges. Die Reibkraft selbst ergibt sich aus dem Produkt des Gleitreibungsbeiwerts für die Materialpaarung Stahl – Bronze $\mu_{SB} = 0,07$ [Kuc11] und der Axialkraft F_{Ax} , sie liegt auch höher als der bislang verwendete Mischreibungsbeiwert von $\mu' = 0,04$, da sich zwischen Anlaufscheiben und Pleuelstirnseite wahrscheinlich kein hydrodynamischer Effekt aufgrund des fehlenden Schmierkeils ausbildet. Der Reibwert tendiert somit eher in Richtung der Grenzreibung.

Die Axialkraft ist eine Folge von Axialbewegungen des Lagers, welches sich durch die Schiefstellung der Lager ergibt. Die Schiefstel-

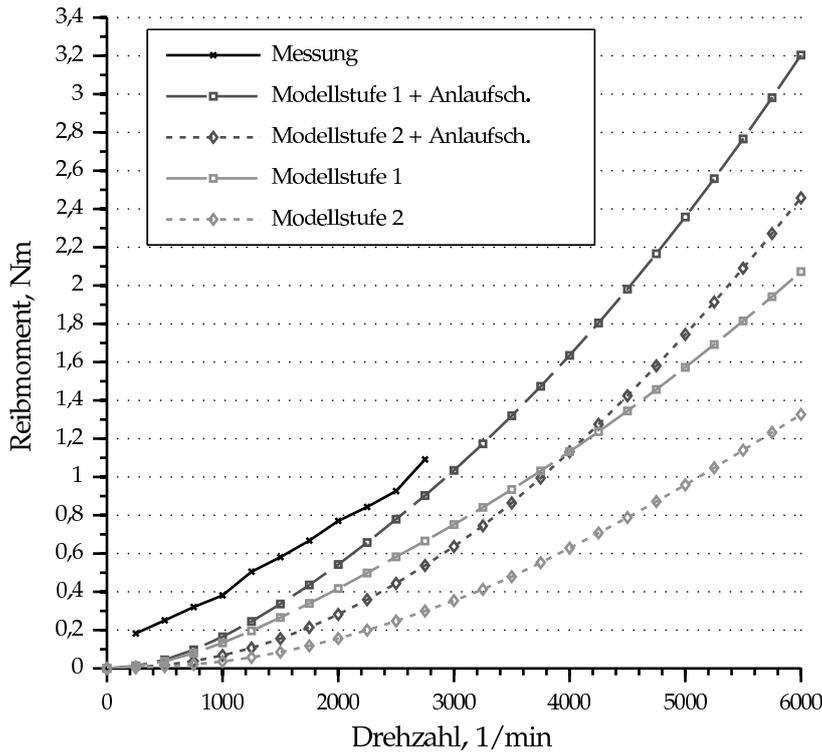


Abbildung 8.18: Einfluss der Anlaufscheibenreibung auf die Gesamtreibung

lung ist eine Folge von Formabweichungen der Wälzkörper, des Käfigs und der Laufbahnen sowie von Winkel- und Fluchtungsfehlern der Laufbahnen und sind im Allgemeinen unvermeidlich [HH37b, Keß09]. Untersuchungen am IMKT haben gezeigt, dass die Größe und Ausrichtung des auftretenden Axialschubs unter anderem abhängig von der Lagerart, seiner inneren Geometrie sowie der Orientierung der Schiefstellung zur Radiallast sind [Keß09, HFW⁺13]. Gemeinhin wird zwischen *Kippen* (Schiefstellungsachse lotrecht zur Belastung) und *Schränken* (Schiefstellungsachse und Radiallast fallen zusammen) unterschieden. In der Realität treten jedoch beide Fälle gleichzeitig mit unterschiedlicher Ausprägung auf. Dies gilt umso mehr, wenn im Falle des Pleuellagers die Kraftangriffsrichtung der äußeren Last ständig fortläuft. Die Größe des Axialschubs in Anbetracht der auftretenden Radialkraft lässt sich prozentual darstellen. Mit steigender Last ist auch ein Zunahme des Anteils zu verzeichnen. Mit steigender Drehzahl wiederum eine Abnahme der Axialschubwerte, da zum einen die Führung der Wälzkörper durch die auftretenden Fliehkräfte verbessert wird, zum anderen sich die Schmierungsverhältnisse verbessern. Für Lager unter wechselnder Lastrichtung wurde wiederum nachgewiesen, dass sie aufgrund der ständigen Be- und Entlastung weniger Axialschub verursachen [HH37b, HFW⁺13]. Jedoch ist für das Pleuellager nachteilig, dass es sich um ein käfigge-

führtes Lager handelt, welches gegenüber einem bordgeführten Lager im Nachteil ist [HH37b]. Es ist daher schwer einzuschätzen, in welcher Höhe der Axial Schub im betrachteten Pleuellager des Prüfstandes zu rechnen ist. Bei Betrachtung der Ergebnisse der bislang aufgeführten Quellen ist es jedoch angebracht mit einer Größenordnung von 4 % der Radiallast zu rechnen, was einer durchschnittlichen Größenordnung von statischen Belastungen in [HFW⁺13] entspricht, wo 6 % bei niedrigen und 3 % bei höheren Drehzahlen festgestellt wurden. Die Schiefstellung selbst betrug hierbei 15', was einen Extremwert darstellt, der deutlich über den von Herstellern zulässigen Werten liegt.

Der Axial Schub folgt dann über

$$F_{Ax} = 0,04 \cdot F_{Hz}. \quad (8.6)$$

Die so ermittelten Werte sind auf die Standardrechnung aufaddiert und in Abbildung 8.18 zusammengefasst. Der Offset, der sich zu den ursprünglichen Berechnungskurven ergibt, ist deutlich. Es lässt sich feststellen, dass die so entstehende zusätzliche Reibung nicht zu vernachlässigen ist und wie zuvor der Ansatz der Mischreibungsbetrachtung des Wälzlagerkäfigs einen vernünftigen Ansatz zur Erklärung der Differenzen zwischen den Simulationsergebnissen und der Messung darstellt.

8.3.3.4 Abschätzung der Flüssigkeitsreibung

Für beide Modellstufen sind die Reibverluste durch die Flüssigkeitsreibung nach den Ansätzen von *Hampp* berücksichtigt worden. Dies ist jedoch nur für die Annahme eine Minimalmengenschmierung korrekt. Wie in Abschnitt 4.3.2.2 beschrieben wurde, können erhöhte Flüssigkeitsverluste durch das Planschen der beweglichen Wälzlager-elemente im Öl entstehen, die nachfolgend als Planschverluste bezeichnet werden. Ein möglicher höherer Reibungseinfluss durch Planschverluste wurde experimentell überprüft. Für den Prüfstandsaufbau mit ungekröpfter Welle wurden statische Messungen mit Pleuellagerbelastungen von 1000 N, 2000 N, 6000 N und 10 000 N gefahren, für die Hauptlager galt daher jeweils ca. die halbe Belastung. Unter der Annahme, dass die Verluste bei der geringen Belastung von 1000 N nahezu ausschließlich aus dem Planschen der Wälzlager im Öl resultieren wurden die Reibmomente gleichgesetzt. Die für den Bereich von 500 N bis 5500 N aufgenommene Messkurve wurde interpoliert bzw. für die sehr geringen und sehr hohen Drehzahlen extrapoliert und ist in Abbildung 8.19 dargestellt. Des Weiteren sind die Kurven für die Messung und Gesamtsimulation der Modellstufen 1 und 2, wie bereits in Abbildung 8.12 zu sehen, eingezeichnet. In den Berechnungen der Modellstufe 1 sind Flüssigkeitsverluste im Kontakt zwischen Wälzkörper und Laufbahnen bereits in den Reibungsfaktoren eingeflossen, wie es für Berechnungen vor dem *Palmgren*-Ansatz,

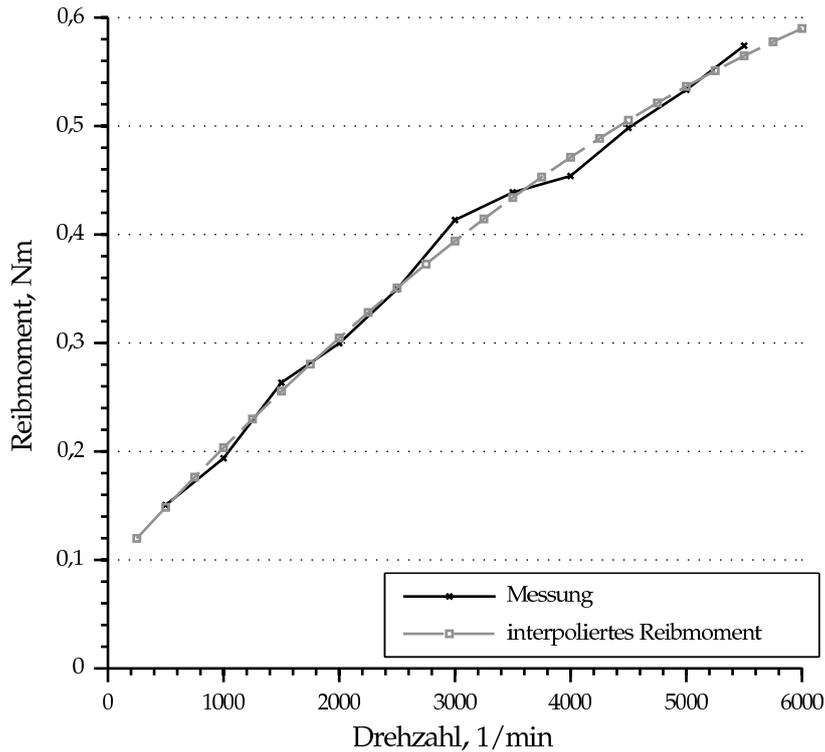


Abbildung 8.19: Gemessene Planschverluste bei $P = 1000\text{ N}$ statischer Last und Interpolation

siehe Abschnitt 4.3.2.2, üblich war. Ein Herausrechnen dieses Einflusses ist daher nicht möglich.

Die Simulation für die Modellstufe 2 wurde wiederholt, die Berechnung der Flüssigkeitsreibung jedoch außer Kraft gesetzt, so dass sich die Kurve für die Modellstufe 2 ohne die Flüssigkeitsreibungsanteile M_f für die Haupt- sowie M'_f für das Pleuellager ergibt. Nach dem Addieren der Planschverluste M_{Plansch} aus der Messung zu dieser Kurve, sinkt die Differenz zur Messung des Gesamtreibmoments unter dynamischer Last deutlich, siehe Abbildung 8.20, so dass von einer guten Übereinstimmungen der Größenordnungen zu sprechen ist. Diese Kurve ist mit *Modellstufe 2** bezeichnet.

Ergänzend wurde die gleiche Berechnung für den Aufbau mit gekröpfter Kurbelwelle (Konfiguration 1) durchgeführt, vgl. Abbildung 8.21. Bei der Simulation wurden Standardverhältnisse mit symmetrischen Spaltweiten, einer Öltemperatur von 90°C und den Lagerspielen von $e = 25\ \mu\text{m}$ bzw. $e = 8\ \mu\text{m}$ für Pleuel- und Hauptlager angesetzt. Die Ergebnisse zeigen wie zuvor eine Annäherung an die Messkurve, eine Verringerung der Differenz auf das Niveau bei der ungekröpften Welle liegt jedoch nicht vor.

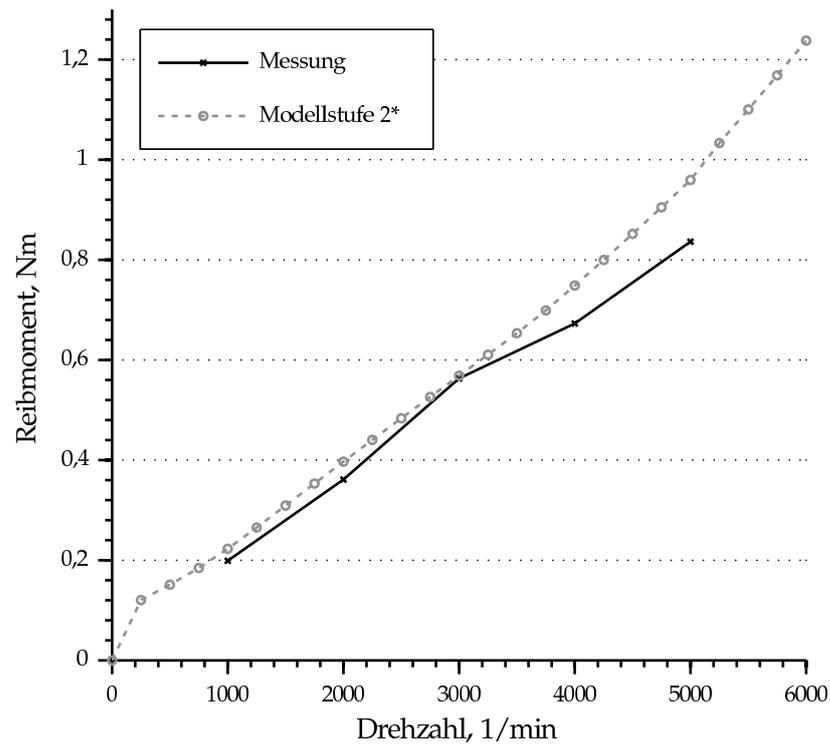


Abbildung 8.20: Vergleich mit Aufrechnung der Planschverluste bei ungekröpfter Welle

8.3.3.5 Schlussbetrachtung der Differenzansätze

In den vorangehenden Abschnitten wurden vier Ansätze betrachtet, die zu einer möglichen Erklärung des Differenzbetrags zwischen Messwerten und Simulationsergebnissen herangezogen werden können. Es zeigt sich, dass alle einen ausreichenden Einfluss auf den Reibmomentverlauf nehmen. In der Summe würden alle Möglichkeiten die gemessenen Reibwerte überschreiten.

Da bei den ersten drei Optionen möglichst unvorteilhafte Bedingungen für die Reibwerte herangezogen wurden ist anzunehmen, dass sich jeweils nur Anteile dieser Ansätze in der tatsächlichen Differenz niederschlagen. Es ist bei der Modellstufe 2 jedoch zu berücksichtigen, dass die Modellierung der Wälzkörpergeschwindigkeiten starke Abweichungen von den Messwerten des Einzellagerprüfstandes zeigte, vgl. Abschnitt 8.2, was eine Unterschätzung der Verluste über den gesamten Drehzahlbereich zur Folge hat. Bei Substitution der simulierten Flüssigkeitsverluste durch die gemessenen Planschverluste erhöht sich das Geschwindigkeitsniveau der Wälzkörper. Eine Rückrechnung mit den Planschverlusten der Messung ist jedoch nicht möglich. Es lässt sich festhalten, dass diese Option bei der ungekröpften Welle eine hinreichende Erklärung für die Differenz von Simulation und Messung gibt. Bei der Kurbelwelle sind Reibungsein-

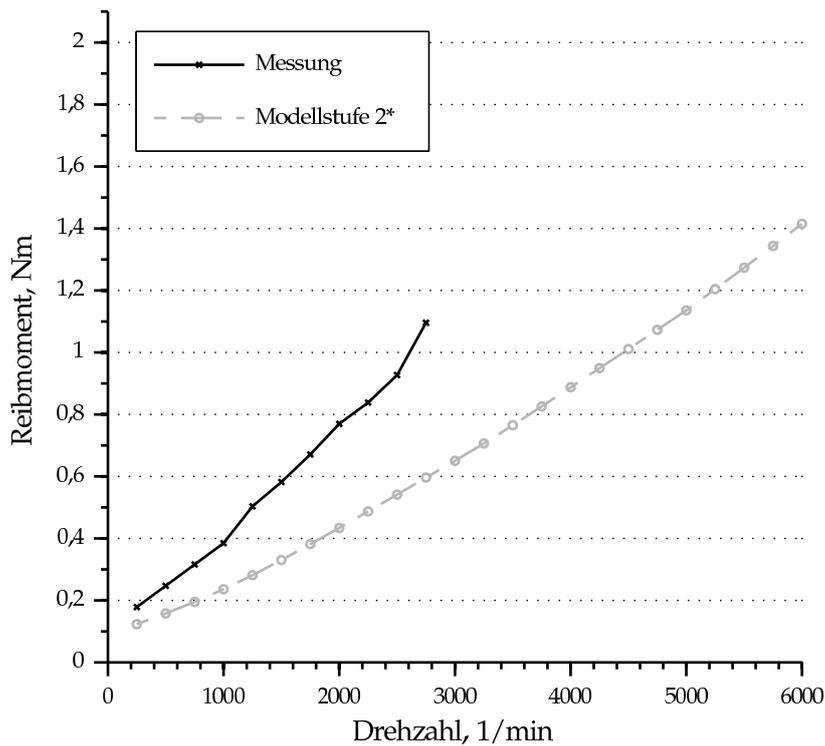


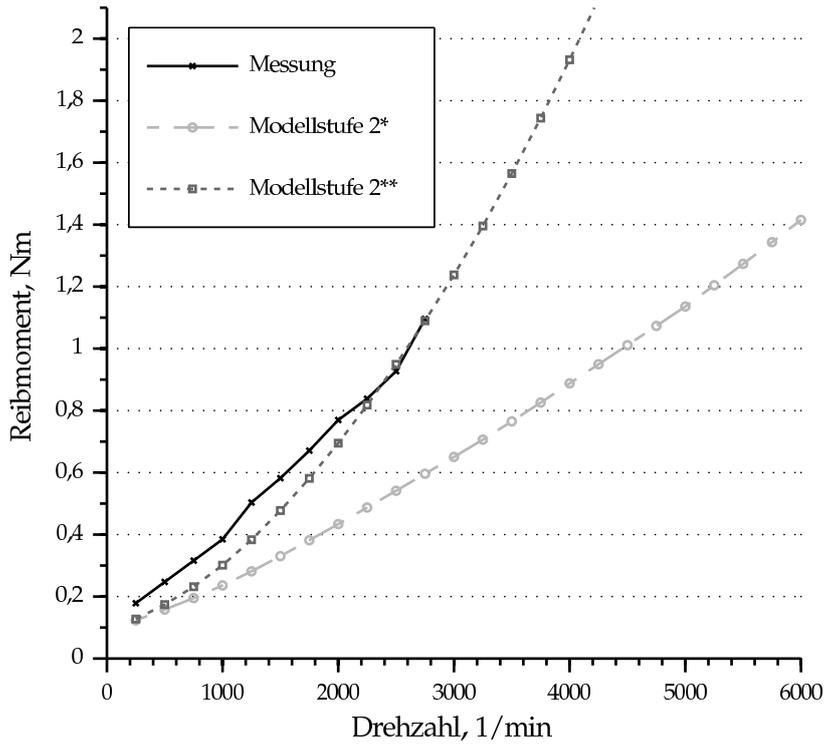
Abbildung 8.21: Vergleich mit Aufrechnung der Planschverluste bei gekröpfter Welle

flüsse der drei übrigen Ansätze zu berücksichtigen, wobei hier insbesondere die mögliche Mischreibung der Käfigmantelfläche sowie die Reibung zwischen Pleuel und Anlaufscheiben zu beachten sind, die beim Aufbau mit ungekröpfter Welle nicht zum Tragen kommen.

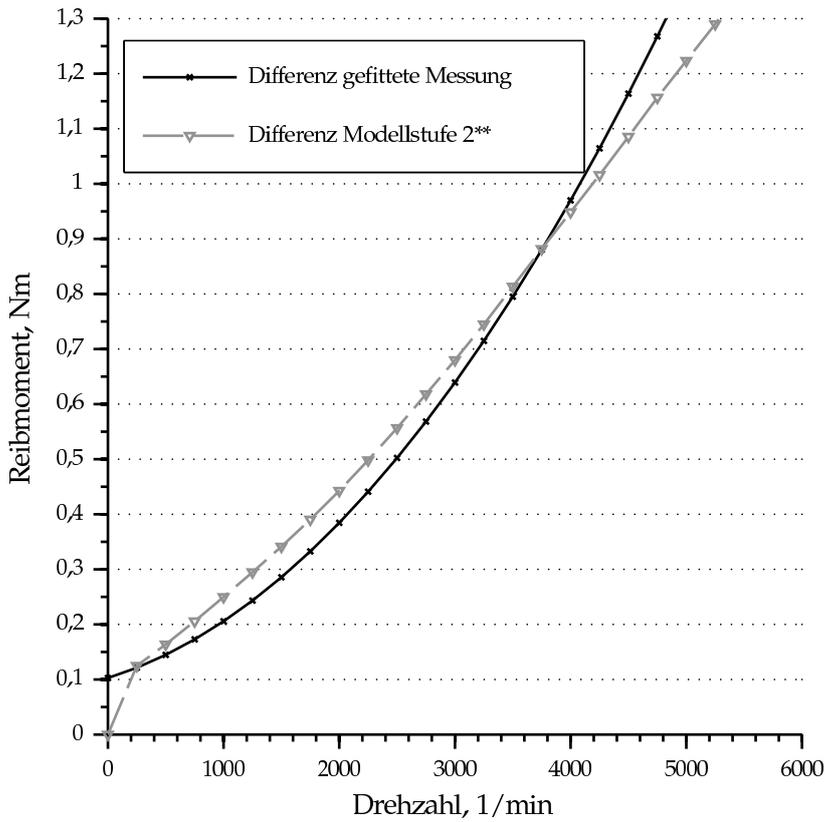
In Abbildung 8.22a ist zusätzlich zur *Modellstufe 2** noch die Reibung der Käfigmantelfläche für ein $\mu' = 0,04$ sowie die Reibung der Pleuelanlaufscheiben nach den Gleichungen (8.3) bzw. (8.4) aufaddiert worden (*Modellstufe 2***). Im unteren Drehzahlbereich ist die Auswirkung gering. Da die wesentlichen Einflussfaktoren, nämlich die Fliehkraft bei der Käfigreibung sowie die Relativgeschwindigkeit zwischen Anlaufscheiben und Pleuel hier noch keine großen Werte annehmen. Mit steigender Drehzahl nehmen die Auswirkungen zu, die Kurven nähern sich an und zeigen die gleichen Größenordnungen. Für den Bereich niedriger Drehzahlen bleibt festzuhalten, dass die gewählten Reibungswerte Annahmen der Mischreibung zugrunde liegen. Hier sind die auftretenden Geschwindigkeiten jedoch so gering, dass auch erhöhte Grenzreibungseffekte und damit höhere Reibwerte auftreten können, vgl. Abschnitt 4.1.

In Abbildung 8.22b ist zusätzlich die Betrachtung des Kröpfungsanteils dargestellt. Analog zu Abbildung 8.14 wurden die Differenzen der Modellstufe 2 ermittelt. Aufaddiert wurden ebenso die gemess-

senen Planschverluste, die Reibung der Käfigmantelfläche für den Mischreibungsansatz sowie die Reibung der Pleuelanlaufscheiben.



(a) Vergleich Messung und aufaddierte zusätzliche Reibungsanteile



(b) Vergleich Kröpfungsanteile

Abbildung 8.22: Ergebnisse mit zusätzlichen Reibungsanteilen

ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

In Anbetracht der bedeutenden Rolle, welche Verbrennungsmotoren in den Bereichen des Verkehrswesens und der Energieversorgung auch in Zukunft einnehmen, bleibt die Steigerung der Effizienz und damit die Verringerung der Emissionen das wichtigste Ziel in der Motorenentwicklung. Ein Ansatzpunkt ist die Steigerung des Gütegrades, beispielsweise durch vollvariable Ventiltriebe. Eine andere Option ist die Absenkung der Reibungsverluste, wobei die Reibung der Kurbeltriebslagerung durch die Substitution der Gleitlager durch grundsätzlich reibungsärmere Wälzlager zwar akustische Probleme mit sich bringt, aber im Rahmen des NEFZ ihr Potential für Pkw-Motoren nachgewiesen hat [SDHo2, Doho3]. Weitere Untersuchungen zeigten, dass ein Aggregat, welches hinsichtlich Akustik und Lagerlebensdauer optimiert war, aufgrund größerer Pleuellager an Kraftstoffeinsparpotential einbüßte [Kalo9].

In Bezug auf diese Ergebnisse war es das Ziel dieser Arbeit, das Reibleistungsreduktionspotential für die Lagerstellen der Kurbelwellen zu analysieren und ein Rechenmodell bereitzustellen, welches die Reibung von Haupt- und Pleuellagern prognostiziert.

Hierzu wurde zunächst eine umfangreiche Literaturrecherche zu Forschungsarbeiten über den Kurbelwelleneinsatz von Wälzlagern durchgeführt. Die theoretischen Grundlagen der Tribologie, des Kurbeltriebs sowie früherer Veröffentlichungen zur Thematik wurden dargelegt und dabei insbesondere die Arbeit von *Hampp* [Ham41] hervorgehoben. Anhand der bekannten Formeln für die Berechnung des Kurbeltriebs und den von *Hampp* aufgestellten Gleichungen, welche zum Abschätzen der Bewegungsverhältnisse in Wälzlagern von Haupt- und Pleuellagern dienen, wurde die *Modellstufe 1* entwickelt. Diese wurde ergänzt mit einer Berechnung der Käfigmantelflächenreibung anhand einer dynamischen Gleitlagerberechnung nach dem Verfahren von *Holland* [Hol59].

In der *Modellstufe 2* werden die Ansätze der Modellstufe 1 zur Berechnung der Reibung an den Wälzkörper-Laufbahn-Kontaktstellen auf Basis aktueller Erkenntnisse der EHD-Theorie substituiert. Für statisch belastete Lager wurden diese Gleichungen von *Wang* [WP13] in ein Programm überführt. Ausgehend davon wurden diese für den dynamischen Lastfall angepasst und Berechnungen zur Flüssigkeits-

reibung des Lagers sowie der Käfigmantelaußenfläche aus der Modellstufe 1 übernommen. Gegenüber der Berechnung des statischen Lastfalls unterscheidet sich die dynamische Berechnung darin, dass sie, wie schon in der Modellstufe 1, die Bewegungsverhältnisse der Wälzkörper betrachtet und über die Lösung einer Differentialgleichung ermittelt.

Anhand der experimentellen Überprüfung des Bewegungsverhaltens von Wälzkörpern unter statischer und dynamischer Last zeigt sich, dass im Falle der Modellstufe 2 die simulierten Schlupfwerte deutlich höher ausfallen als im gemessenen Fall. Die Modellstufe 1 liefert hier bessere Ergebnisse.

Es ist anzumerken, dass der Temperatureinfluss auf das Prüflager, der in der Realität das Lagerspiel reduziert und damit wahrscheinlich zu einem geringeren Schlupf führt, im Modell nicht abgebildet wird. Bei Überarbeitungen des Modells ist dies zukünftig zu berücksichtigen.

Für die Überprüfung des Reibleistungsreduktionspotentials von Wälzlagern im Kurbelwelleneinsatz wurde ein Prüfstand konstruiert und aufgebaut, der in drei unterschiedlichen Konfigurationen betrieben wurde. So wurden Kurbelwellen untersucht, deren Pleuellagerstelle einmal mit einem Wälz- und einmal mit einem Gleitlager ausgestattet war. Damit wurde eine ungekröpfte Welle mit Einsatz von drei Wälzlagern verglichen. Da die Kraftaufbringung durch die Massenkräfte aufgrund des zentrischen Laufs des Pleuellagers entfiel, wurden äußere Lasten durch einen Piezostapelaktor aufgebracht, der diese Kraftverläufe nachbilden konnte. Der Prüfstand ermöglicht neben der Messung des Reibmoments auch die Erfassung der Kolbenreibkräfte. Die Messergebnisse zeigten, dass die Kurbelwellen für die Gleitlager- und Wälzlagerversion mehr Reibmoment erzeugen als die ungekröpfte Version. Für sich genommen ist die vollwälzgelagerte Kurbelwelle zunächst reibungsärmer als die Version mit Gleitlager. Dieser Vorteil sinkt jedoch bei steigender Drehzahl und bereits bei $n = 1500/\text{min}$ liegt das Reibungsniveau der Version mit Pleuelgleitlager unter der vollwälzgelagerten Konfiguration.

Zur Betrachtung der Simulation wurde zunächst eine Parametervariation für beide Modellstufen durchgeführt, die aufzeigte wie die Abhängigkeit von einzelnen Parametern einzustufen ist. Es ist festzustellen, dass die Öltemperatur den größten Einfluss auf die Simulationsergebnisse hat. Dies spiegelt die Rolle der temperaturabhängigen Ölviskosität wieder.

Im Vergleich der Simulationsergebnisse beider Modellstufen zeigt sich, dass die Modellstufe 1 höhere Reibmomente abschätzt und zunächst näher an den Messergebnissen liegt. Bei der reinen Betrachtung der Reibverluste, die durch die Kurbelkröpfung entstehen, ist die Differenz besonders auffällig. Durch die Substitution der simulierten Flüssigkeitsverluste durch eine Kurve, die aus Messwerten in-

terpoliert wurde, konnte die Differenz zwischen Messung und Simulation bei der ungekröpften Welle deutlich minimiert werden. Die noch bestehende Differenz bei der vollwälzgelagerten Pleuelwelle war durch das Abschätzen von bisher unberücksichtigten Verlusten weiter zu reduzieren. Diese resultieren aus Axial Schub durch Schiefstellung sowie Reibung an den Pleuelanlauf Flächen, die durch Untenführung des Pleuels bedingt sind.

Im Rahmen der Arbeit wurde ein Modell erstellt, welches es ermöglicht, die Reibungsverluste von Wälzlagern im Einsatz an der Pleuelwellenlagerung von Verbrennungsmotoren abzuschätzen. Es wurden Verbesserungspotentiale aufgezeigt, die das Modell vor allem in Hinsicht auf die Abschätzung der Flüssigkeitsverluste mit sich bringt.

Darüber hinaus sind für das Modell ausschließlich Messungen unter Massenkraftbelastung der Lager im niedrigen und mittleren Drehzahlbereich durchgeführt worden. Es ist anzustreben die Ergebnisse mit Messungen an einem gefeuerten Motorenprüfstand durchzuführen. Hier ist zu erwarten, dass die Anteile der Reibungskomponenten sich verschieben und die Verluste in den Wälzkontakten zunehmen. Der Einfluss der Reibanteile durch die Differenzansätze ginge zurück. Auch für höhere Drehzahlen, wo die Gaskräfte in der Bedeutung wieder gegenüber den Massenkraften zurückfallen steht noch eine Überprüfung des Modells aus.

Für die Überprüfung der Differenzansätze ist eine messtechnische Evaluierung sinnvoll. Dies kann durch eine kontrollierte Minimalmengenschmierung für die Betrachtung der Flüssigkeitsverluste und eine Obenführung des Pleuels für den Einfluss durch die Pleuelanlauf scheibenreibung geschehen.

Idealerweise könnte ein geeigneter Messaufbau das Pleuellagerreibmoment getrennt von den übrigen Reibverlusten erfassen, um die Messergebnisse exakter zu bestimmen.

Wälzlager sind grundsätzlich für den Einsatz an Pleuelwellen geeignet. Sie werden prinzipbedingt bei Zweitaktmotoren standardmäßig eingesetzt. Bei Viertaktverbrennungsmotoren können sie zumindest an den Hauptlagern, trotz des konstruktiven Mehraufwandes ein wichtiger Schritt zur Reduktion von Kohlenstoffdioxidemissionen sein. Als Pleuellager zeigen sie weniger Potential, da die hohen Massenkraften auf Wälzkörper und Käfig zu stark belasteten Gleitkontakten im Lager führen, die den Vorteil gegenüber einem Gleitlager bei zunehmender Drehzahl überkompensieren. Als Ansätze zur Reduktion des Pleuelwälzlagers sind noch Optimierungen der Pleueelführung und möglicherweise des Käfigs zu nennen. Ein markant besseres Reibverhalten im Vergleich mit dem Gleitlager ist mit dem derzeitigen Stand des Wissens jedoch nicht zu erwarten.

LITERATURVERZEICHNIS

- [AE22] AUTENRIETH, E. ; ENSSLIN, M.: *Technische Mechanik: Ein Lehrbuch der Statik und Dynamik für Ingenieure*. 3. Berlin : Springer, 1922
- [AG96] AFFENZELLER, J. ; GLÄSER, H.: *Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren*. Wien and New York : Springer, 1996. – ISBN 3-211-82577-0
- [Bal05] BALY, H.: *Reibung fettgeschmierter Wälzlager*. Hannover, Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, Dissertation, 2005
- [Bar96] BARZ, M.: *Die Schmierfilmbildung in fettgeschmierten schnelllaufenden Spindellagern*. Hannover, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, Dissertation, 1996
- [Bar13] BARTSCH, F.: *Inbetriebnahme eines Prüfstandes zur Bestimmung des Fliehkrafteinflusses auf Wälzlager unter exzentrischem Lauf*. Hannover, Leibniz Universität Hannover, Insitut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, Projektarbeit, 2013
- [BEHW95] BRÄNDLEIN, J. ; ESCHMANN, P. ; HASBARGEN, L. ; WEIGAND, K.: *Die Wälzlagerpraxis: Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen*. 3. Mainz : Vereinigte Fachverl., 1995. – ISBN 3-7830-0290-7
- [Boo65] BOOKER, J. F.: Dynamically-loaded journal bearings: Numerical application of the mobility method. In: *Journal of basic engineering* (1965), Nr. 9, S. 537–546
- [Böt10a] BÖTTCHER, R.: *Aufbau und Programmierung eines Prüfstandes für Wälzlager unter Fliehkraftbelastung*. Hannover, Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, Diplomarbeit, 2010
- [Böt10b] BÖTTCHER, R.: *Konstruktion einer dynamischen Lastaufbringung für einen Wälzlagerprüfstand*. Hannover, Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, Projektarbeit, 2010
- [Böt10c] BÖTTCHER, R.: *Programmierung einer Prüfstandssteuerung für einen Wälzlagerprüfstand*. Hannover, Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, Projektarbeit, 2010

- [BS04] BASSHUYSEN, R. v. ; SCHÄFER, F.: *Lexikon Motorentechnik: Der Verbrennungsmotor von A-Z*. 1. Wiesbaden : Vieweg, 2004. – ISBN 3-528-03903-5
- [But76] BUTENSCHÖN, H.-J.: *Das hydrodynamische, zylindrische Gleitlager endlicher Breite unter instationärer Belastung*. Karlsruhe, Technische Universität, Dissertation, 1976
- [BW92] BAIR, S. ; WINER, W. O.: The High Pressure High Shear Stress Rheology of Liquid Lubricants. In: *ASME Journal of Tribology* (1992), Nr. 114, S. 1-13
- [CHSo3] CZICHOS, H. ; HABIG, K.-H. ; SANTNER, E.: *Tribologie-Handbuch: Reibung und Verschleiß*. 2., überarb. und erw. Aufl. /. Wiesbaden : Vieweg, 2003. – ISBN 978-3-8348-0373-3
- [Deto8a] DETERS, L.: Gleitlager. In: STEINHILPER, W. (Hrsg.) ; SAUER, B. (Hrsg.): *Konstruktionselemente des Maschinenbaus* Bd. 2. Berlin : Springer, 2008. – ISBN 978-3-540-76653-7, S. 79-133
- [Deto8b] DETERS, L.: Reibung, Verschleiß und Schmierung. In: STEINHILPER, W. (Hrsg.) ; SAUER, B. (Hrsg.): *Konstruktionselemente des Maschinenbaus* Bd. 2. Berlin : Springer, 2008. – ISBN 978-3-540-76653-7, S. 1-68
- [Deu11a] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *Prüfung von Mineralölen und verwandten Stoffen – Bestimmung des Viskosität-Temperatur-Verhaltens - Richtungskonstante m*. Berlin, April 2011
- [Deu11b] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *Prüfung von Mineralölen und verwandten Stoffen – Bestimmung der Dichte*. Berlin, Januar 2011
- [DGF07] DUBBEL, H. ; GROTE, K.-H. ; FELDHUSEN, J.: *Taschenbuch für den Maschinenbau*. 22. Berlin and New York : Springer, 2007. – ISBN 978-3-540-49714-1
- [DH66] DOWSON, D. ; HIGGINSON, G. R.: *Elasto-Hydrodynamic Lubrication: The Fundamentals of Roller and Gear Lubrication*. Oxford [u.a] : Pergamon Pr., 1966
- [Doho3] DOHMEN, J.: *Untersuchungen zum reibungsoptimierten Triebwerk an Pkw-Verbrennungsmotoren*. Aachen, Techn. Hochsch, Diss., 2003
- [EL61] EBERHARDT, A. ; LANG, O.: Zur Berechnung der Gleitlager im Verbrennungsmotor mittels elektronischem Digitalrechner. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 22 (1961), Nr. 7, S. 276-281

- [Eng11] ENGELKE, T.: *Einfluss der Elastomer-Schmierstoff-Kombination auf das Betriebsverhalten von Radialwellendichtringen*. Hannover, Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, Dissertation, 2011
- [Eyr36] EYRING, H.: Viscosity, Plasticity and Diffusion as Examples of Reaction Rates. In: *Journal of Chemical Physics* (1936), Nr. 4, S. 283–291
- [FL98] FRANKE, E. ; LUBENOW, K.: *Reibmomentmessung und -berechnung an Wälzlagern*. Frankfurt, 1998 (Forschungsheft / Forschungsvereinigung Antriebstechnik)
- [GH78] GOKSEM, P. ; HARGREAVES, R. A.: The Effect of Viscous Shear Heating on Both Film Thickness and Rolling Traction in an EHL Line Contact. In: *ASME Journal of Lubrication Technology* Vol. 100 (1978), S. 346–358
- [Goh88] GOHAR, R.: *Elastohydrodynamics*. New York : E. Horwood, 1988
- [Gol05] GOLLOCH, R.: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren: Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung*. 1. Berlin Heidelberg New York : Springer, 2005. – ISBN 3-540-23883-2
- [Hah57] HAHN, H. W.: *Das zylindrische Gleitlager endlicher Breite unter zeitlich veränderlicher Belastung*. Karlsruhe, Technische Hochschule, Dissertation, 1957
- [Ham38] HAMPP, W.: Die Belastungsverteilung in einem Pleuelrollenlager. In: *Jahrbuch 1938 der deutschen Luftfahrtforschung*. 1938
- [Ham41] HAMPP, W.: *Bewegungsverhältnisse in Rollenlagern*. Stuttgart, Technische Hochschule, Dissertation, 1941
- [Har91] HARRIS, T. A.: *Rolling bearing analysis*. New York : Wiley, 1991. – ISBN 0-471-51349-0
- [Hei11] HEINKEN, S.: *Konzeption und Konstruktion einer dynamischen Lastaufbringung durch einen piezoelektrischen Aktor*. Hannover, Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, Projektarbeit, 2011
- [HFW⁺13] HOLLEN, J. v. ; FIEDLER, S. ; WOLF, C. ; POLL, G. ; SAUER, B. ; RIENÄCKER, A. ; KNOLL, G.: *Grundlagen reibungsarmer Wälzlager: Low Friction Powertrain: Abschlussbericht*. Frankfurt a.M, 2013

- [HH36] HUBER, L. ; HAMPP, W.: *Temperaturverhältnisse an einem Pleuelrollenlager bei Wechselbelastung: Forschungsbericht Nr. 526.* Berlin-Adlershof, 1936
- [HH37a] HAMPP, W. ; HUBER, L.: *Bewegungsverhältnisse in Rollenlagern.* In: *Jahrbuch 1937 der deutschen Luftfahrtforschung.* 1937
- [HH37b] HUBER, L. ; HAMPP, W.: *Untersuchungen über Schraubwirkung an Pleuelrollenlagern: Forschungsbericht Nr. 825.* Berlin-Adlershof, 1937
- [Hol59] HOLLAND, J.: *Beitrag zur Erfassung der Schmierverhältnisse in Verbrennungskraftmaschinen.* Düsseldorf, 1959 (VDI-Forschungsheft, ISSN 0375-8923)
- [Hub35] HUBER, L.: *Reibungs- und Temperaturverhältnisse an einem Pleuel-Rollenlager bei ruhender Belastung: Forschungsbericht Nr. 405.* Berlin-Adlershof, 1935
- [INA87] INA WÄZLAGER SCHAEFFLER KG: *Elastohydrodynamische Schmierung und Lebensdauereinfluss bei Wälzlagern.* 1987
- [Int98] INTERNATIONALE ORGANISATION FÜR NORMUNG: *Hydrodynamische Gleitlager im stationären Betrieb - Kreiszyylinderlager.* 05-1998
- [Joh87] JOHNSON, K. L.: *Contact mechanics.* Cambridge [etc.] : Cambridge University Press, 1987. – ISBN 978-0-521-34796-9
- [Kal09] KALENBORN, M.: *Vollwälzgelagerter Kurbeltrieb für einen PKW-Ottomotor zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs.* Aachen, Techn. Hochsch, Diss., 2009
- [Keß09] KESSLER, A.: *Schiefstellung und Axialschubverhalten von Zylinderrollenlagern.* Hannover, Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, Dissertation, 2009
- [KH06] KÜNTSCHER, V. ; HOFFMANN, W.: *Kraftfahrzeugmotoren: Auslegung und Konstruktion.* 4. Berlin : Vogel-Buchverlag, 2006. – ISBN 3-8343-3000-0
- [Kir23] KIRNER, J.: *Kinematik und Dynamik der in Pleuelköpfe eingebauten Wälzlager.* In: *Der Motorwagen XXVI.* (1923), Nr. 14, S. 213–220
- [KM70] KORRENN, H. ; MAUDERER, V.: *Axialschübe in verkantet eingebautem Radial-Zylinderrollenlagern.* In: *Kleppzig Fachberichte* (1970)

- [Kor07] KORYCIAK, J.: *Einfluss der Ölmenge auf das Reibmoment von Wälzlagern mit Linienberührung*. Bochum, Ruhr-Universität, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Getriebe und Kraftfahrzeuge, Dissertation, 05.03.2007
- [KPW92] KNOLL, G. ; PEEKEN, H. ; WALTERMANN, H.: *Verfahren zur Verlagerungsbahnberechnung von Motorengleitlagern*. 1992 (VDI Berichte)
- [Kuc11] KUCHLING, H.: *Taschenbuch der Physik: Mit zahlreichen Tabellen*. 20. München : Fachbuchverl. Leipzig im Carl-Hanser-Verl, 2011. – ISBN 978-3-446-42457-9
- [LS78] LANG, O. R. ; STEINHILPER, W.: *Gleitlager: Berechnung und Konstruktion von Gleitlagern mit konstanter und zeitlich veränderlicher Belastung*. 1. Berlin [u.a.] : Springer, 1978 (Konstruktionsbücher , ISSN 0075-6768). – ISBN 3-540-08678-1
- [Mey10] MEYER, C.: *Reibung in hoch belasteten EHD-Wälzkontakten*. Hannover, Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, Dissertation, 2010
- [MK99] MERKER, G. P. ; KESSEN, U.: *Technische Verbrennung: Verbrennungsmotoren*. Stuttgart and Leipzig : Teubner, 1999. – ISBN 3-519-06379-4
- [Nal36] NALLINGER, F.: Einfluß moderner Flugmotoren-Konstruktionen in Reihenbauart auf die Lagerausbildung. In: *Luftwissen* 3 (1936), Nr. 10, S. 299–310
- [NC75] NEESE, G. ; COLLANI, U. v.: Kurbelzapfen-Wälzlager in Verbrennungsmotoren. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 36 (1975), Nr. 7/8, S. 212–215
- [Neu09] NEUBAUER, T.: *Konzeption und Auslegung eines Prüfstandes für Wälzlager unter Fliehkraftbelastung*. Hannover, Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, Diplomarbeit, 2009
- [Pal57] PALMGREN, A.: Neue Untersuchungen über Energieverluste in Wälzlagern. In: *VDI-Berichte* (1957), Nr. 20, S. 117–121
- [Pal64] PALMGREN, A.: *Grundlagen der Wälzlagertechnik*. 3., neubearb. Aufl., 6. - 10. Tsd. Stuttgart : Franckh, 1964
- [Polo8] POLL, G.: Wälzlager. In: STEINHILPER, W. (Hrsg.) ; SAUER, B. (Hrsg.): *Konstruktionselemente des Maschinenbaus* Bd. 2. Berlin and Heidelberg and New York and NY : Springer, 2008. – ISBN 978-3-540-76646-9, S. 134–193

- [PWN11] POLL, G. ; WANG, D. ; NEUBAUER, T.: Wälzlager-Reibmomente unter Berücksichtigung der Schmierstoff-Rheologie und Versorgung. In: VDI WISSENSFORUM GMBH (Hrsg.): *Gleit- und Wälzlagerungen* Bd. 2147. Düsseldorf : VDI Verlag GmbH, 2011. – ISBN 978-3-18-092147-1, S. 125-146
- [Rie23] RIEBE, A.: Grundsätzliches und neue Erfahrungen an Kugel- und Rollenlagern. In: *Der Motorwagen XXVI.* (1923), Nr. 4, S. 50-58
- [Scho9] SCHWEIZER, W.: *MATLAB kompakt.* 4. München : Oldenbourg, 2009. – ISBN 978-3-486-59193-4
- [Sch13] SCHROEDER, M. P.: *Erweiterung eines Modells zur Simulation von Wälzlagerreibverlusten im verbrennungsmotorischen Einsatz.* Hannover, Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, Diplomarbeit, 2013
- [SDHo2] SCHWADERLAPP, M. ; DOHMEN, J. ; HAUBNER, F.: Reibungsminderung – Konstruktive Beiträge zur Kraftstoffeinsparung. In: PISCHINGER, S. (Hrsg.): *Fahrzeug- und Motorentechnik: 11.* Aachen : fka, Forschungsges. Kraftfahrwesen Aachen, 2002
- [Sie87] SIEPMANN, T.: *Reibmomente in Zylinderrollenlagern für Planetenräder.* Frankfurt/M and Bochum, Univ., Fak. Maschinenbau, Diss., 1987
- [SKFo6] SKF ; SKF (Hrsg.): *Hauptkatalog: Das Wälzlagerhandbuch für Studenten.* Göteborg, 2006
- [SSo8] STEINHILPER, W. (Hrsg.) ; SAUER, B. (Hrsg.): *Konstruktionselemente des Maschinenbaus.* Bd. 2: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus: Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben.* 6. Berlin : Springer, 2008. – ISBN 978-3-540-76653-7
- [Ste96] STEINERT, T.: *Berichte aus der Produktionstechnik.* Bd. Bd. 96, 3: *Das Reibmoment von Kugellagern mit bordgeführtem Käfig: Dissertation.* Als Ms. gedr. Aachen : Shaker, 1996. – ISBN 3-8265-1210-3
- [Str01] STRIBECK, R.: Kugellager für beliebige Belastungen. In: *VDI-Zeitschrift* 45 (1901), Nr. 3, S. 73-79; 118-125
- [Str12] STRAUSS, K.: *Konstruktion und Auslegung eines gleitgelagerten Kurbeltriebs.* Hannover, Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, Projektarbeit, 2012

- [Swa19] SWAN, J. B.: Ball and Roller Bearings: A Consideration of their Behaviour when Subjected to Centrifugal Loads. In: *The Automobile Engineer* (1919), S. 200–204
- [Teu05] TEUTSCH, R.: *Kontaktmodelle und Strategien zur Simulation von Wälzlagern und Wälzführungen*. Kaiserslautern : Techn. Univ. Kaiserslautern, 2005 (Maschinenelemente- und Getriebetechnik-Berichte : wissenschaftliche Schriftenreihe des Lehrstuhls für Maschinenelemente und Getriebetechnik der Technischen Universität Kaiserslautern). – ISBN 3-936890-73-0
- [Wil79] WILSON, A.: The relative thickness of grease and oil films in rolling bearings. In: *Proc. Inst. Mech. Engrs.* (1979), Nr. 193
- [WP13] WANG, D. ; POLL, G.: *Wirkungsgradoptimiertes Getriebe: Low Friction Powertrain - Abschlussbericht*. Frankfurt a.M, 2013
- [ZH91] ZHOU, R. S. ; HOEPRICH, M. R.: Torque of Tapered Roller Bearings. In: *ASME Journal of Tribology* Band 113 (1991), Nr. 3, S. 590–597

LEBENS LAUF

PERSÖNLICHE DATEN

Name Jan von Hollen
Geburtsdaten 25.06.1980 in Hannover
Nationalität deutsch
Familienstand ledig

BERUFSTÄTIGKEIT

seit 05/2013 Entwicklungsingenieur bei IAV GmbH
2006 – 2012 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie der Leibniz Universität Hannover

STUDIUM

2000 – 2006 Maschinenbaustudium an der Leibniz Universität Hannover
Abschluss: Diplom-Ingenieur

ERSATZDIENST

1999 – 2000 Zivildienst bei der Lebenshilfe Seelze

SCHULE

1992 – 1999 Gymnasium Berenbostel
Abschluss: Abitur
1990 – 1992 Orientierungsstufe Berenbostel
1986 – 1990 Grundschule Horst