

Teilwälzlagerung der Kurbelwelle eines Verbrennungsmotors

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

Dissertation

von
Dipl.-Ing. Emanuel Tack
geboren am 14.12.1985 in Frankfurt am Main

2017

1.Referent:	Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll
2.Referent:	Prof. Dr.-Ing. Dirk Bartel
Vorsitzender:	Prof. Dr.-Ing. Bernd-Arno Behrens
Tag der Promotion:	19.12.2016

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Promotionszeit bei der Daimler AG am Standort Ulm in der Abteilung für Tribologie. Ich danke meinem Doktorvater und Leiter des Instituts für Maschinenkonstruktion und Tribologie (IMKT) der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Herrn Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll, besonders für das entgegengebrachte Vertrauen sowie für die stets gewährte fachliche und persönliche Unterstützung, durch die er meine Arbeit gefördert hat. Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Dirk Bartel danke ich für die freundliche Übernahme des Koreferates. Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd-Arno Behrens danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission. Weiterhin bedanke ich mich bei meinen Praktikanten, Werkstudenten, Bacheloranden und Diplomanden für ihre Unterstützung und das stets angenehme Arbeitsklima.

Den Mitarbeitern der Prototypenwerkstätten danke ich für die gute Zusammenarbeit und die Unterstützung bei der Modifizierung der Kurbeltriebe.

Insbesondere das Arbeiten mit meinen Kolleginnen und Kollegen Jürgen Hermann, Sebastian Schiefer, Alexandra Mathes, Dr. Silvia Tomaschko, Dr. Hermann Ferber, Dr.-Ing. Martin Hartweg, Dr.-Ing. Volker Lagemann sei hier hervorgehoben. Ganz besonders möchte ich mich bei meinem Vorgesetzten Dr. Karl Holdik für seine Unterstützung bei dem Vorhaben bedanken.

Nicht zuletzt gilt mein Dank meinen Eltern und meiner Schwester, die mich in meinem Weg stets bestärkt haben.

Zusammenfassung

Teilwälzlagerung der Kurbelwelle eines Verbrennungsmotors

Reibleistung im Verbrennungsmotor eines Fahrzeugs gilt als Verlustleistung, die nicht der Fortbewegung dient und somit auf ein Minimum reduziert werden muss, um seine Effizienz zu steigern. In einem aktuellen 2,0 Liter Ottomotor sind je nach Lastfall bis zu 40 % des Kraftstoffverbrauchs, gemessen im Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ), auf die Motorreibung zurückzuführen. Etwa 50 % der Motorreibung entsteht im betriebswarmen Motor zwischen Kolben und Laufbahn. Circa 15 % der Motorreibung ist auf die Reibung zwischen Kurbelwelle und Hauptlagern zurückzuführen.

Standardmäßig werden in PKW-Verbrennungsmotoren für die Lagerung der Kurbelwelle Gleitlager verwendet. Zur Reibungsreduzierung bietet sich der Einsatz von Wälzlagern statt Gleitlagern an, da Wälzlager in der Regel ein geringeres Reibmoment im Vergleich zu Gleitlagern haben. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden zwei der fünf Gleitlager mit der Funktion als Hauptlager einer Reihen-Vierzylinder-Kurbelwelle in einem Ottomotor durch ungeteilte Wälzlager ersetzt. Zur Wahl dieser Variante der teilwälzgelagerten Kurbelwelle mit zwei außenliegenden Wälzlagern und drei mittig befindlichen Gleitlagern führten folgende Vorgaben: Verwendung von einteiligen Wälzlagern, Verwendung einer einteiligen, möglichst seriennahen Kurbelwelle sowie einer standardmäßigen Ölversorgung der Pleuellager über die Hauptlager.

In der vorliegenden Arbeit wird unter anderem die Reibungsveränderung eines aktuellen 2,0 Liter Reihen-Vierzylinder-Ottomotors, mit den damit einhergehenden technischen Veränderungen, untersucht. Durch den Einsatz von drei Messsystemen konnte das System der Mischbauweise besser verstanden und optimiert werden.

Damit die Kraftverteilung zwischen Gleit- und Wälzlagern sowie die Verlagerungsbahn der Welle erfasst werden können, kommen Piezo-Kraftmessringe und Wirbelstromsensoren zum Einsatz.

Das dritte und wichtigste Messsystem erfasst den Schmierungszustand zwischen Kurbelwelle und allen drei Gleitlagern gleichzeitig und separat. Dies geschieht durch Körperschallemissionsanalyse im Ultraschallbereich.

Durch den beschriebenen technischen Ansatz konnte eine Kraftstoffreduzierung von etwa 0,7 % im NEFZ erzielt werden. Dies entspricht bei dem verwendeten 2,0 Liter 155 kW Ottomotor mit einem Ausstoß von bis zu 143 gCO₂/km einer CO₂-Reduzierung von etwa einem Gramm CO₂/km.

Der Sekundäreffekt, das Reduzieren der Ölpumpenleistung um 4 %, bewirkt rechnerisch keine nennenswerte Kraftstoffverbrauchsreduktion im NEFZ.

Abstract

Partial application of roller bearings in crankshaft of internal combustion engines

The frictional power losses of internal combustion engines do not contribute to the propulsion of a passenger car as they need to be reduced. In a 2.0 liter gasoline engine up to 40 % of the fuel consumption is caused by frictional power losses. About 50 % of friction losses in an engine is generated between piston and cylinder lining at normal running temperature. About 15 % of the friction losses are based on friction between crankshaft and main bearings.

In general, the main bearings for crankshafts used in standard car combustion engines are journal bearings. In order to reduce frictional torque, roller bearings may be installed instead of journal bearings, as they tend to have less frictional torque under the same operating conditions. Within this investigation, two of the five journal bearings serving as main bearings in a four-cylinder in-line engine have been replaced with roller bearings. The decision for the two roller bearings, one at each end of the shaft and three centrally arranged journal bearings, was based on the following criterias: The application of non-split roller bearings, one-piece near-series crankshafts and conventional oil supply to the conrod bearings through the main bearings.

The research work reported here analyses frictional changes within a modern 2.0 liter gasoline four-cylinder in line internal combustion engine, based on these technical modifications. Research results based on three measurement systems will be presented which allow to analyse and improve this design with a combination of journal and roller bearings on a crankshaft.

In order to measure the force distribution on bearings and the crankshaft displacement under various applied loads, force measurement rings based on piezo technology and eddy current sensors are applied.

The third and most important measurement system detects the lubrication conditions between each of the journal bearings and the crankshaft simultaneously. The system is based on vibrations in the frequency range of ultrasound.

As a result, the technical modifications yield a fuel consumption reduction of approximately 0.7 % in the New European Driving Cycle (NEDC), which means a reduction of approximately 1.0 gCO₂/km for the 2.0 liter 155 kW gasoline engine with a CO₂ emission of 143 gCO₂/km.

The secondary effect is a power-reduction about 4 % of the oilpump. However, this does not result in a significant fuel consumption reduction in the NEDC.

Schlagworte:

Wälzlager, Kurbelwellenhauptlager, Reibung

Rolling bearings, crankshaft main bearings, friction

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Problemstellung	3
1.2	Zielsetzung	4
1.3	Aufgabenstellung	5
2	Stand der Technik und Forschung	7
2.1	Wälzgelagerte PKW-Motoren	7
2.2	Mechanik Ottomotor	16
2.3	Hydrodynamische Radial-Gleitlager im Verbrennungsmotor	19
2.4	Grundlagen Wälzlager	23
2.4.1	Zylinderrollenlager	23
2.4.2	Hertzscher Kontakt im Rollenlager	24
2.4.3	Reibung in einem radial belasteten Zylinderrollenlager	25
2.5	Auslegung von rollengelagerten Pleuellagerzapfen	29
2.5.1	Dynamische Tragfähigkeit	29
2.5.2	Modifizierte Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281	30
2.5.3	Lebensdauererminderung durch Verschleiß	31
2.5.4	Erforderliche Mindestbelastung	31
2.6	Radiale Steifigkeit von Gleit- und Wälzlagern	31
2.7	Körperschallemissionsanalyse zur Erfassung des Schmierungs Zustands	32
2.8	Vorgespannte Schraubenverbindung unter dynamischer Last	37
3	Vorgehensweise	41
3.1	Ausgewählter Verbrennungsmotor	42
3.1.1	Serien-Kurbelgehäuse	42
3.1.2	Serien-Kurbelwelle	42
3.1.3	Serien-Gleitlager	43
3.1.4	In den Versuchen eingesetzte Motorenöle	44
3.2	Motorenprüfstand für ungefeuerten Schleppbetrieb	44
3.3	Mobiler Reibleistungsprüfstand	45
3.4	Dynamischer Lagerprüfstand	46
3.5	Verwendete Messsysteme	50
3.5.1	Kraft- und Wegmesssystem	50
3.5.2	Körperschallemissionsanalyse unterhalb von 10 kHz	51
3.5.3	Körperschallemissionsanalyse oberhalb von 10 kHz	53
4	Konzeption und Auslegung	57
4.1	Wälzlagerauslegung	57

4.2	Änderungskonstruktionen am Verbrennungsmotor	61
5	Experimentelle Untersuchungen I - Lagerreibung	67
5.1	Lagerreibung bei konstanter Belastung	67
5.1.1	Funktionstests zur Reibmomentmessung am MRP	67
5.1.2	Vorzentrierte Kurbelwelle	70
5.1.3	Wälzlagerreibmoment unter Variation der Drehzahl	75
5.1.4	Das Reibmoment bei Überölung eines Wälzlagers	77
5.1.5	Temperatur-, Last- und Drehzahlabhängigkeit der Teilwälzlagerung	79
5.1.6	Schleppmessungen der Teilwälzlagerung	83
5.2	Lagerreibung bei pulsierender Belastung	88
6	Experimentelle Untersuchungen II - Systemverhalten	93
6.1	Schmierzustand in den Gleitlagerungen	93
6.1.1	Schmierzustand bei Koaxialitätsabweichung	93
6.1.2	Schmierzustand abhängig von Temperatur, Last und Drehzahl	96
6.2	Untersuchungen zur Lastverteilung	105
6.2.1	Lastverteilung bei statischer Last	106
6.2.2	Lastverteilung bei pulsierender Last	109
6.3	Untersuchungen zur Wellenverlagerung	112
6.3.1	Wellenverlagerung bei konstanter Last	112
6.3.2	Wellenverlagerung bei pulsierender Last	115
6.4	NVH-Verhalten der untersuchten Kurbeltriebe	119
6.5	Folgerungen hinsichtlich Toleranzanforderungen	123
6.5.1	Lagergasse Kurbelgehäuse	123
6.5.2	Kurbelwelle	124
6.5.3	Wälzlagerluft und -betriebsspiel	124
7	Serienkonzepte	125
7.1	Konzepte	125
7.1.1	Ein Wälzlager	127
7.1.2	Zwei Wälzlager	130
7.2	Wirtschaftlichkeit der Konzepte	133
7.2.1	Nutzen	133
7.2.2	Aufwand	135
7.3	Konzeptbewertung	137
8	Zusammenfassung und Ausblick	139
9	Literaturverzeichnis	143
A	Anhang	149
	Abbildungsverzeichnis	167
	Tabellenverzeichnis	175

Symbolverzeichnis

Großbuchstaben

0_P	Ausgangslänge der Platte	[mm]
0_S	Ausgangslänge der Schraube	[mm]
A	Querschnittsfläche	[mm ²]
A/D	Analog/Digital	[-]
A_K	Kolbenfläche	[mm ²]
ANOVA	Analysis of variance	[-]
AR	Außenring	[-]
AS	Australian Standard	[-]
Ax.	Axial	[-]
B	Lagerbreite	[mm]
C, C_r	Dynamische Tragzahl	[N]
C_{0r}	Statische Tragzahl	[N]
CAD	Computer-aided design	[-]
CN	Clearance normal	[-]
CO ₂	Kohlenstoffdioxid	[-]
D	Wälzlageraußendurchmesser	[mm]
D_B	Bolzendurchmesser bzw. Wellendurchmesser	[mm]
DGL	Differentialgleichung	[-]
DLP	Dynamischer Lagerprüfstand	[-]
E	Elastizitätsmodul	[N/mm ²]
EHD	Elastohydrodynamisch	[-]
EU	Europäische Union	[-]
F	Kraft	[N]
F_a	Axialkraft	[N]
F_A	Schraubenausschlagskraft	[N]
F_{aeq}	Äquivalente Kraft	[N]
F_B	statische oder dynamische Betriebskraft	[N]
F_{Bo}	Betriebskraft oberer Grenzwert	[N]
F_{Bu}	Betriebskraft unterer Grenzwert	[N]
F_{BP}	Plattenzusatzkraft durch Betriebslast	[N]
F_{BS}	Schraubenzusatzkraft durch Betriebslast	[N]
F_{BSo}	Schraubenzusatzkraft durch Betriebslast oberer Grenzwert	[N]
F_{BSu}	Schraubenzusatzkraft durch Betriebslast unterer Grenzwert	[N]
FEM	Finite-Elemente-Methode	[-]
F_G	Gaskraft	[N]

FK	Festigkeitsklasse	[-]
F_K	Betriebsklemmkraft	[N]
F_{Kolben}	Kolbenkraft	[N]
$F_{Kolben,osz}$	oszillierende Massenkraft des Kolbens	[N]
F_m	mittlere Betriebskraft	[N]
F_M	Massenkraft	[N]
$F_{M,osz}$	Oszillierende Massenkraft	[N]
$F_{M,rot}$	Rotatorische Massenkraft	[N]
F_N	Normalkraft	[N]
F_P	Druckkraft an der Platte	[N]
F_{PA}	Druckkraft an der Platte durch die Betriebslast	[N]
F_{Pl}	Pleuelkraft	[N]
$F_{Pl,osz}$	oszillierende Massenkraft des Pleuels	[N]
F_r, F_R	Radialkraft	[N]
$F_{R,GL}$	Gleitlagerreibung mit newtonscher Flüssigkeit	[N]
F_{So}	Schraubenzusatzkraft durch oberen Betriebsgrenzwert	[N]
F_{Su}	Schraubenzusatzkraft durch unteren Betriebsgrenzwert	[N]
F_T	Tangentialkraft	[N]
F_V	Vorspannkraft	[N]
FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik	[-]
FVV	Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen	[-]
F_Z	Zugkraft	[N]
GE	Geldeinheiten	[-]
Gl	Gleichung	[-]
GL	Gleitlager	[-]
GLM	Gleitlagermotor	[-]
HD	Hydrodynamik	[-]
HL	Hauptlager	[-]
HTHS	High-Temperature-High-Shear	[-]
IMKT	Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie	[-]
IPEK	Institut für Produktentwicklung	[-]
IR	Innenring	[-]
ISO	International Organization for Standardization	[-]
KGH	Kurbelgehäuse	[-]
KIT	Karlsruher Institut für Technologie	[-]
Koax.	Koaxialität	[-]
KW	Kurbelwelle	[-]
M	Mitte	[-]
M_0	Lastunabhängiges Reibmoment	[Nm]
M_1	Lastabhängiges Reibmoment	[Nm]
MRP	Mobiler Reibleistungsprüfstand	[-]
MS	Megasample	[-]
MSA	Messsystemanalyse	[-]
M_R	Reibmoment	[Nm]

N	Zylinderrollenlager mit Innenringbord	[-]
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus	[-]
NJ	Zylinderrollenlager mit Außenringbord und einseitigem Innenringbord	[-]
NU	Zylinderrollenlager mit Außenringbord	[-]
NUP	Zylinderrollenlager mit Innen- und Außenringbord	[-]
NVH	Noise Vibration Harshness	[-]
OT	Oberer Totpunkt	[-]
P	Platte bzw. Platten	[-]
PA	Polyamid	[-]
PEEK	Polyetheretherketon	[-]
PL	Pleuellager	[-]
PS	Pferdestärke	[-]
P_{Sig}	Schallleistung vom Signal	[1/mV ²]
P_{WL}	Wälzlagerbelastung	[N]
$P_{WL,aeq}$	äquivalente Wälzlagerbelastung	[N]
Q	Wälzkörperlast	[N]
R4	Reihenvierzylinder	[-]
Ref.	Referenz	[-]
RMS	Root Mean Square	[-]
R_m	Bruchgrenze	[N/mm ²]
RiKuLa	Rillenkugellager	[-]
RNT	Radio-Nukleid-Technik	[-]
R_P	Federrate der Platten	[N/mm ²]
$R_{P 0,2}$	0,2 % Dehngrenze	[N/mm ²]
R_S	Federrate der Schraube	[N/mm ²]
R_V	Elektrischer Widerstand	[Ω]
RWTH	Rheinisch Westfälische Technische Hochschule	[-]
S	Schraube	[-]
SAE	Society of Automotive Engineers	[-]
SFFT	Short Fast Fourier Transformation	[-]
So	Sommerfeldzahl	[-]
T	Temperatur	[°C]
$T_{KGH,in}$	Kurbelgehäuse-Öl-Eintritts-Temperatur	[°C]
$T_{Pl,in}$	Pleuel-Öl-Eintritts-Temperatur	[°C]
U	Gleitgeschwindigkeit	[m/s]
U_D	Voltmeter, dargestellte Spannung	[V]
Ü	Übergangspunkt	[-]
UT	Unterer Totpunkt	[-]
U_L	Spannung	[V]
USB	Universal Serial Bus	[-]
U_{tr}	Übergangsgeschwindigkeit	[m/s]
V_c	Volumen des komprimierten Gasgemischs	[dm ³]
V_h	Hubraum	[dm ³]

V_{min}	minimales Volumen des Gasgemischs	[dm ³]
V_{max}	maximales Volumen des Gasgemischs, Hubraum	[dm ₃]
WäLa	Wälzlager	[-]
Weg_{HL1h}	Weg in horizontaler Richtung bei HL 1	[μ m]
Weg_{HL1v}	Weg in vertikaler Richtung bei HL 1	[μ m]
Weg_{HL2h}	Weg in horizontaler Richtung bei HL 2	[μ m]
Weg_{HL2v}	Weg in vertikaler Richtung bei HL 2	[μ m]
WFP	Wirkflächenpaare	[-]
WK	Wälzkörper	[-]
WL	Wälzlager	[-]
WLM	Wälzlagermotor	[-]
WLTP	Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure	[-]
ZyRoLa	Zylinderrollenlager	[-]

Kleinbuchstaben

a	Beschleunigung	[m/s ²]
b	Halbe Kontaktbreite	[mm]
b_l	Lagerbreite	[mm]
d	Wälzlagerinnendurchmesser	[mm]
dB	Dezibel	[-]
d_m	Mittlerer Lagerdurchmesser $(D+d)/2$	[mm]
d_L	Lagerdurchmesser	[mm]
d_w	Wellendurchmesser	[mm]
e	Exzentrizität	[mm]
f	Frequenz	[Hz]
f_0	Beiwert für Lagerbauart und Schmierungsart	[-]
f_1	Beiwert für Lasthöhe	[-]
f_L	Lagerbeiwert für die Ermüdungslebensdauer	[-]
f_n	Lagerbeiwert für die Lagerbauart	[-]
f_z	Zuschlagfaktor	[-]
g	Erdbeschleunigung	[m/s ²]
h	Schmierfilmhöhe	[mm]
h_0	Kleinster vorhandener Schmierstoffspalt	[mm]
h_{min}	Mindestdicke der Schmierstoffschicht zur Gewährleistung einer vollständigen Trennung der Gleitlagerflächen	[mm]
k	Beiwert	[-]
l	Länge	[mm]
l_{eff}	Effektive Länge	[mm]
l_K	gemeinsame Verspannklemmlänge aus Schraube und Platte	[mm]
l_{Pl}	Pleuellänge	[mm]

min^{-1}	Umdrehungen pro Minute	[-]
m_K	Kolbenmasse	[kg]
m_{KB}	Kolbenbolzenmasse	[kg]
$m_{Pl,osz}$	Pleuelmasse oszillierender Anteil	[kg]
$m_{Pl,rot}$	Pleuelmasse rotierender Anteil	[kg]
n	Drehzahl	$[\text{min}^{-1}]$
n_w	Wellendrehzahl	[1/s]
p	Druck	[bar]
\bar{p}, p_m	Mittlerer Druck	[bar]
p_{max}	Maximaler Brennraumdruck	[bar]
p_{mi}	Mittlerer induzierter Ladedruck	[bar]
r	Kurbelradius	[mm]
s	Lagerspiel	[mm]
s_{kh}	Kolbenhub	[mm]
s_P	Stauchung der Zwischenlage	[mm]
s_S	Dehnung der Schraube	[mm]
s_{SB}	Längung der Schraube durch die Betriebslast	[mm]
u	Umfangsgeschwindigkeit	[m/s]
z	Axialer Weg	[mm]

Griechische Buchstaben

α	Pleuelwinkel	[°]
β	Wellenverlagerungswinkel	[°]
η	Dynamische Viskosität des Schmierstoffs	[Pa·s]
ϵ	Dehnung	[-]
γ	Summe aus Pleuelwinkel und Kurbelwinkel	[°]
λ_{Pl}	Pleuelverhältnis	[-]
μ	Reibungsbeiwert	[-]
μ_0	Reibungsbeiwert der Ruhereibung	[-]
μ_{min}	Betriebspunkt der minimalen Reibung	[-]
φ	Kurbelwinkel	[°]
ω	Umfangsgeschwindigkeit	[rad/s]
π	Mathematische Kreiszahl	[-]
Φ	Kraftverhältnis	[-]
Ψ	Relatives Lagerspiel	[-]
ν	Kinematische Viskosität des Schmierstoffs	$[\text{mm}^2/\text{s}]$
ρ	Dichte	$[\text{kg}/\text{dm}^3]$
σ	Spannung	$[\text{N}/\text{mm}^2]$

1 Einleitung

Die Europäische Union hat sich verpflichtet, die Treibhausgasemission von 1990 bis 2020 um 20 % zu reduzieren. Etwa 12 % der CO₂-Gesamtemissionen in der EU gehen auf Personenkraftwagen zurück. Ab 2021 soll demnach der durchschnittliche Flottenverbrauch für Neuwagen 3,6l Diesel bzw. 4,1l Benzin auf 100 km betragen. Wird der Grenzwert von 130 gCO₂/km im Jahr 2015 überschritten, fallen für einen Automobilkonzern Strafzahlungen an. Das CO₂-Überschreitungsprogramm bis zum Jahr 2018 sieht vor, einen um ein Gramm erhöhten Flottenverbrauch mit fünf Euro pro abgesetztem PKW zu bestrafen. Das Staffelungskonzept sieht für das zweite Gramm 15 Euro, für das dritte Gramm 25 Euro und ab dem vierten und jedem weiteren Gramm 95 Euro vor. Bei einer Flotten-Überschreitung von einem Gramm CO₂ und einer Stückzahl von 1,7 Millionen verkauften PKW würde dies im Jahr 2015 zu Strafzahlungen in Höhe von insgesamt 8,5 Millionen Euro führen [1, 2].

Damit die vereinbarten Ziele eingehalten werden können, investieren Automobilkonzerne in die Entwicklung von Maßnahmen zur Reduzierung des Flottenverbrauchs. Der Mercedes Benz PKW-Flottenverbrauch lag 2012 bei 154 gCO₂/km [3], 2013 bei 134 gCO₂/km und im Jahr 2014 bei 129 gCO₂/km. Große Stellschrauben zur Verbrauchsreduzierung

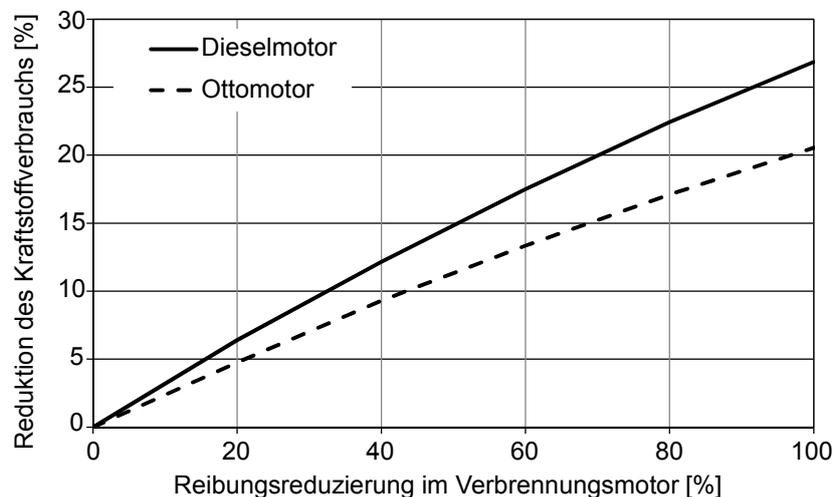


Abbildung 1.1: Einfluss der Reibungsreduzierung auf den Kraftstoffverbrauch (Reibung betrachtet bei $n = 2.000 \text{ min}^{-1}$), nach [4]

finden sich im Antriebsstrang (inklusive Motor), der direkt für etwa 69 % des CO₂-Ausstoßes eines PKW verantwortlich ist [5]. Dazu zählen alle Komponenten, die im Fahrzeug Leistung für den Antrieb generieren und diese auf die Straße übertragen. Diese 69 % beinhalten die Wandlung chemischer Energie in mechanische Energie, Motor-

reibung, Ladungswechsel, Brennverfahren, Getriebe, Reifen, Radlager, Lenkpumpenhilfe und ähnliche Komponenten. Die restlichen 31 % sind auf Gewicht, Luftwiderstände, Klimaanlage, Kühlung und Elektrik zurückzuführen. Aktuelle Maßnahmen zur Senkung des Flottenverbrauchs in Europa sind vor allem die Hybridisierung des Antriebsstrangs, die Reduzierung der Motordrehzahl, die Optimierung der motorischen Verbrennung und die Reduzierung unerwünschter Motorreibung [6].

Der am weitesten verbreitete Antriebsmotor in der EU, ist der R4-Ottomotor. Daher wurde dieser im Rahmen der Arbeit für die Versuche ausgewählt. In einem Mittelklassewagen mit einem 2,0l Ottomotor beträgt der Kraftstoffverbrauch auf Grund der Reibung im Motor, je nach Last, zwischen 10 % und 40 % im NEFZ [7, 8]. In [4] wird davon ausgegangen, dass die Reibung in einem aktuellen Dieselmotor durchschnittlich ca. 27 % und die eines Ottomotors ca. 21 % des Kraftstoffverbrauchs eines PKW ausmacht, siehe Abb. 1.1.

Die Reibung der Hauptlagerung einer Vierzylinder-Dieselmotor-Kurbelwelle beträgt ca. 15 % der gesamten Motorreibung unter Verwendung von Gleitlagern bei $n = 2.000 \text{ min}^{-1}$, siehe Abb. 1.2. Eine Alternative für die Lagerung von rotierenden Bauteilen sind Wälzlager.

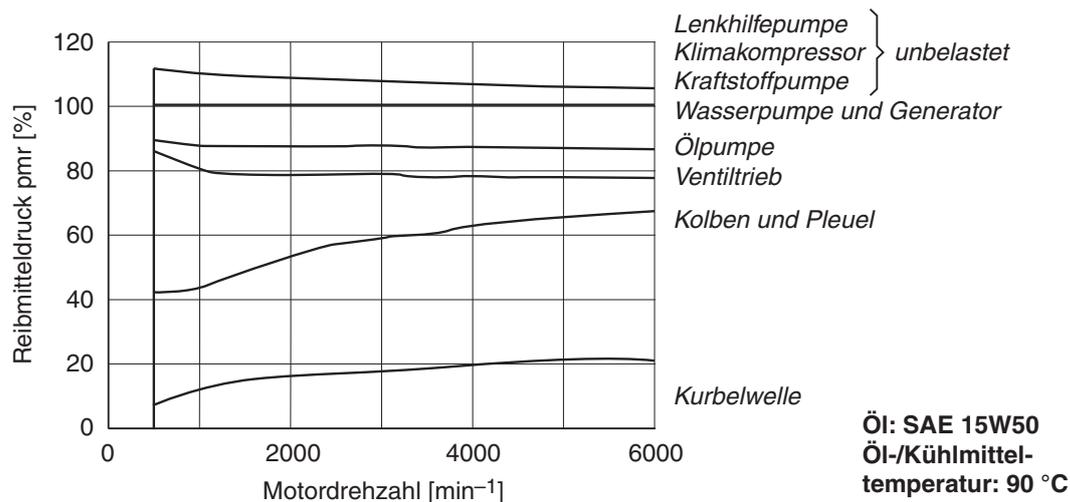


Abbildung 1.2: Prozentuale Aufteilung der Reibung eines modernen Ottomotors für den geschleppten Betrieb, nach [4]

Das Wälzprinzip sorgt für ein geringes Losbrech- und Reibmoment im Vergleich zu Gleitlagern [9].

1.1 Problemstellung

Ein ganzheitlicher Ansatz ist es, alle Haupt- und Pleuellager der Kurbelwelle mit Wälzlagern zu bestücken. Problem ist dabei jedoch, dass ab einer bestimmten Motordrehzahl, je nach Masse des Pleuelwälzlers, eine Erhöhung der Lagerreibung im Vergleich zur konventionellen Gleitlagerung resultieren kann [10]. Der verbrauchstechnische Nutzen von wälzgelagerten Hubzapfen wird im Vergleich zu wälzgelagerten Kurbelwellengrundlagern allgemein als gering angesehen [7, 11, 12]. Mit der Drehzahl zunehmende Fliehkräfte, die auf das Hubzapfenwälzlager und seine Komponenten im exzentrischen Betrieb einwirken, sind der Grund dafür, dass das Reibmoment dort stärker ansteigt als bei einem baugleichen, zentrisch rotierenden Kurbelwellenhauptlager.

Der nahestehende nächste Schritt ist die Wälzlagerung aller Kurbelwellengrundzapfen, wie es bei [13] zur Reibleistungsminderung erprobt wurde. Unter Beibehalt der standardmäßigen Kurbelwellengeometrie (die Bauarten Fädelkurbelwelle und Scheibenkurbelwelle bleiben demnach ausgeschlossen) erfordert eine Wälzlagerung aller Kurbelwellenhauptlager, entweder die Kurbelwelle mehrteilig oder die Wälzlager geteilt auszuführen. Da die geteilte Ausführung einer Kurbelwelle einen verhältnismäßig hohen technischen Aufwand darstellt, liegt es nahe, eine einteilige Welle zu verwenden. Zudem wird bei aktuellem Stand der Technik davon ausgegangen, dass Gleitlager im Kurbeltrieb mit Drucköl versorgt werden müssen. Es gilt demnach ein Konzept zu finden, bei dem die Hubzapfen mit Drucköl versorgt werden und möglichst viele Hauptlager wälzgelagert ausgeführt sind. Der nächste Schritt ist die Verwendung eines einzelnen gleitgelagerten Hauptlagers zur Ölversorgung aller vier Hubzapfen, siehe Abb. 1.3. Bei diesem Konzept gelangt das Öl aus dem mittleren Hauptlager in die mittleren beiden Pleuellager. Im Anschluss muss das Öl gegen die Fliehkraft von den beiden mittleren Pleuellagern zu den äußeren Pleuellagern gelangen. Durch den dabei entstehenden Unterdruck kommt es jedoch zu Gasblasenkavitation in den äußeren beiden Pleuellagern [14]. Gasblasenkavitation reduziert die Lebensdauer der Kurbeltriebskomponenten.

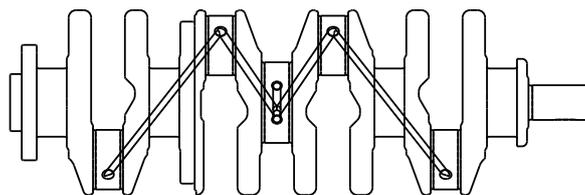


Abbildung 1.3: Beölung aller Pleuellager über das mittlere Hauptlager (HL), Öleinspeisung über das mittlere Hauptlager [14]

Der nächste Schritt ist die Verwendung einer Welle, bei der HL 2 und HL 4 alle Pleuellager mit Drucköl versorgen. Dabei kommen wahlweise ein, zwei oder drei Wälzlager mit der Funktion als Hauptlager zum Einsatz, siehe Abb. 1.4. Der Einsatz von drei Wälzlagern bedingt relativ große Bohrungen bei HL 1, HL 3 und HL 5 und relativ kleine Bohrungen bei HL 2 und HL 4 und ist somit fertigungstechnisch nur mit unverhältnismäßig hohem Aufwand herstellbar. Übrig bleibt das Konzept der teilwälzgelagerten Kurbelwelle mit einem oder zwei Wälzlagern. Hierbei gibt es jedoch noch wenig Erfahrung, wie sich die Verwen-

dung von Gleitlagern und Wälzlagern in der Mischbauweise (teilwälzgelagerte Pleuellager) auf die Lagerung der Pleuellager einer Pleuellager eines modernen Reihen-Vierzylinder-Ottomotors auswirkt.

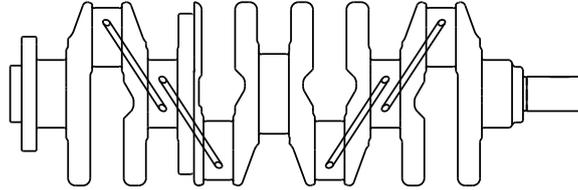


Abbildung 1.4: Beölung aller Pleuellager über HL 2 und HL 4, nach [14]

1.2 Zielsetzung

Ziel der Arbeit ist es, die Risiken und Chancen eines Einsatzes von ein bis zwei außenliegenden Wälzlagern als Pleuellager zu erforschen. Im Anschluss soll ein Konzept entwickelt werden, das zum einen fertigungstechnisch einfach realisierbar ist und zum anderen die geforderte Lebensdauer eines Verbrennungsmotors erreicht. Zudem muss das Konzept wirtschaftlich sein. Als wirtschaftlicher Schwellenwert wird aktuell 30 Euro für die Reduktion von einem Gramm CO_2/km im NEFZ angenommen. Außerdem soll der technologische Reifegrad des Konzepts soweit nachgewiesen werden, dass eine anschließende Weiterentwicklung der Technologie zum serienreifen Produkt erfolgen kann.

1.3 Aufgabenstellung

Die Aufgaben, die aus der beschriebenen Zielsetzung abgeleitet werden, sind folgende:

- Aufbau eines funktionstüchtigen Kurbeltriebs mit teilwäzgelagerter Kurbelwelle mit ein bis zwei außenliegenden Wazlagern
- Vergleichende Betrachtung des Reibmoments von teilwäzgelagerten Kurbelwellen
- Beurteilung der (Gas-) Kraftverteilung im Kurbeltrieb bedingt durch die unterschiedliche Steifigkeit der miteinander kombinierten Lagerarten
- Abschätzung der notwendigen Form- und Lagetoleranzen für die fertigungstechnische Umsetzung des Konzepts in einem möglichen Serieneinsatz
- Bewertung der Körperschallintensität am Kurbeltrieb mit teilwäzgelagerter Kurbelwelle

Im Rahmen der Arbeit soll insbesondere untersucht werden, wie präzise die Lagergasse gefertigt werden muss, damit es nicht zu einer Verspannung der Welle gegen die Gleitlager und dadurch zu Mischreibung kommt. Falls es technisch realisierbar ist, soll versucht werden, eine Vorzentrierung der Kurbelwelle zu erreichen. Im lastfreien bzw. lastarmen Zustand kontaktiert die Welle die Gleitlagerschalen nicht, siehe Abb. 1.5. Das Wazlagerspiel muss dazu kleiner als das Gleitlagerspiel gewählt werden. Hierbei ergeben sich folgende Fragen:

- Wie müssen die Form- und Lagetoleranzen von Kurbelwelle und Kurbelgehäuse beschaffen sein, damit eine ausreichende Vorzentrierung der Welle durch die Wazlager stattfinden kann?
- Wie wird das Reibmoment der teilwäzgelagerten Kurbelwelle durch ein unterschiedlich großes Wazlagerspiel beeinflusst?

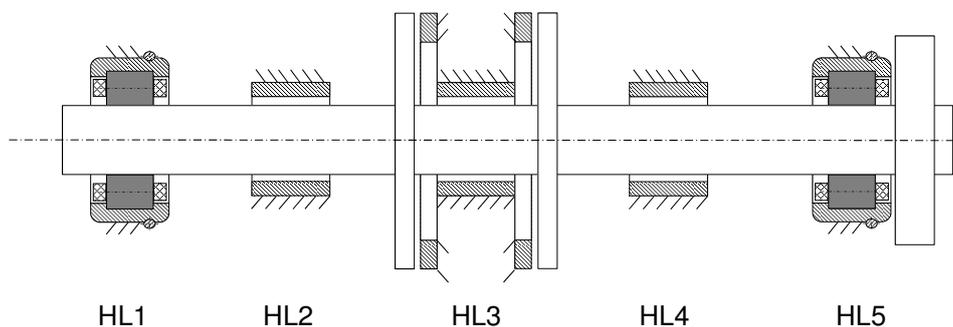


Abbildung 1.5: Konzept der vorzentrierten Kurbelwelle

2 Stand der Technik und Forschung

Die Zielsetzung PKW-Kurbelwellen teilweise wälzgelagert auszuführen erfordert Kenntnisse über aktuelle Forschungsprojekte zur Wälzlagerung der Kurbelwelle und deren Einfluss auf die Reibung, sowie die Grundlagen aus den Bereichen Motormechanik, Gleit- und Wälzlagerungen, Körperschallemissionsanalyse im Ultraschallbereich und vorgespannte Schraubenverbindungen.

Insbesondere gilt es herauszuarbeiten, welche Konzepte zur Substitution von Gleitlagern durch Wälzlager im Kurbeltrieb bereits existieren und wie der jeweilige Nutzen und die Risiken zu bewerten sind.

Grundlagen zur Körperschallemissionsanalyse im Ultraschallbereich werden benötigt, da im Rahmen der Arbeit drei Radial-Gleitlagerungen gleichzeitig hinsichtlich Schmierungs-zustand überwacht werden sollen. Da es einen sehr hohen technischen Aufwand bedeutet, an allen Gleitlagerungen die in der Praxis häufig verwendete Übergangswiderstandsmessung durchzuführen, kommt die Körperschallemissionsanalyse im Ultraschallbereich zum Einsatz. Eine Isolierung der einzelnen Lagerungen z. B. durch eine dünne Folie zwischen allen Lagerungen und dem Kurbelgehäuse ist somit nicht notwendig.

Im Rahmen der Arbeit wird die Lastverteilung auf die unterschiedlichen Lagerarten (Gleit- und Wälzlager) mittels Piezo-Kraftmessringen zwischen einem Schraubenkopf einer vorgespannten Schraube und einer Lagerbrücke untersucht. Die Auswertung erfolgt aufgrund der Mechanik vorgespannter Schraubverbindungen, siehe Abschnitt 3.5.1.

2.1 Wälzgelagerte PKW-Motoren

Wälzlager wurden bereits 1.000 v. Chr. von den Kelten in Form von Nadellagern mit Wälzkörpern aus Holzstiften als Radlagerung eingesetzt [15]. Bereits vor Beginn des ersten Weltkriegs wurden Lagerstellen im automobilen Verbrennungsmotor wälzgelagert ausgeführt [16]. Der erste bekannte Einsatz von wälzgelagerten Hauptlagern erfolgte 1913 in einem 3,0l und einem 5,6l Reihen-Vierzylinder-Ottomotor von Peugeot. Die Kurbelwelle für das Grand Prix Fahrzeug ist in der Mitte zweigeteilt und besitzt einen geschraubten Flansch. Alle drei Wellen-Hauptzapfen sind kugelgelagert. In der Zeit des Grand Prix begann ein Wettkampf um die Leistungs- und Drehzahlsteigerung der Antriebe. Die damals verwendeten Gleitlager aus Zinnlegierungen, sogenannte Weißmetalle, hielten den hohen Beanspruchungen nicht stand. Vor allem die thermisch und mechanisch hoch belasteten Pleuellager versagten häufig. Der unzureichende Reifegrad der Gleitlager ließ daher nur eine Drehzahl von 4.500 min^{-1} zu. Höhere Drehzahlen führten zu Überhitzung und Auslaufen des Gleitlagerwerkstoffs. Bis 1936 wurden daraufhin häufig Wälzlager für Haupt- und Pleuellager eingesetzt, da es technologisch keine Alternative gab. Ab 1934 wurden kostengünstige Bleibronze-Lager mit Stahlstützschale entwickelt und eingesetzt. Die

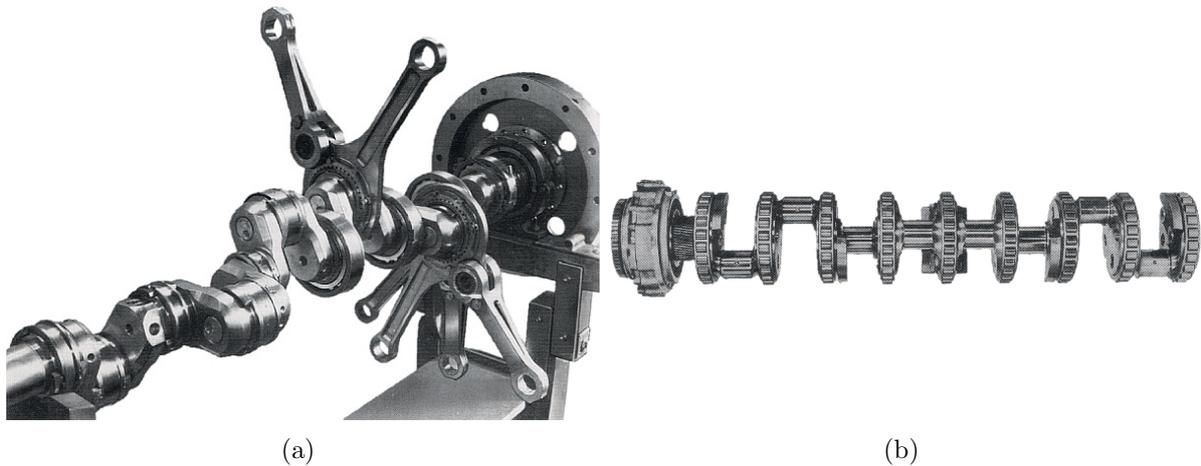


Abbildung 2.1: a) Fädelkurbelwelle eines Maybach-Triebwagen-Dieselmotors [16] b) rollengelagerte Scheibenwelle des 16-Zylinder-V-Schnellboot-Motors Maybach 872 bzw. 16 V 538 mit Schwingungsdämpfer [16]

Verdrängung der Wälzlager aus Verbrennungsmotoren erfolgte innerhalb weniger Jahre. Trotz der Leistungssteigerung der Gleitlager setzten Mercedes 1945-1955 und Ferrari 1972 (Ferrari 312 B) nochmals auf den Einsatz von Wälzlager im Verbrennungsmotor. Ferrari verwendete im 3,0l Zwölfzylinder V-Motor mit 180° Bankwinkel eine Teilwälzlagerung der Kurbelwelle durch außenliegende Wälzlager als Hauptlager. Die mittleren beiden Hauptlager sowie alle Pleuellager wurden gleitgelagert ausgeführt und konnten so mit Drucköl versorgt werden [17].

Grundsätzlich gibt es drei Varianten von wälzgelagerten Kurbeltrieben:

- geteilte Kurbelwelle, ungeteilte Wälzlager
- einteilige Kurbelwelle, geteilte Wälzlager
- einteilige Kurbelwelle, ungeteilte Wälzlager

Als Sonderausführungen gelten die Scheiben- und Fädelkurbelwelle, siehe Abbildung 2.1. Bei der Fädelkurbelwelle werden ungeteilte Wälzlager über die Kurbelwelle gefädelt. Auf Grund der geschwungenen Form erhielt die Welle auch den Namen „Barockwelle“. Die zweite Variante ist die Scheibenkurbelwelle. Hierbei werden beispielsweise Rollenkränze axial auf die Welle geschoben. Die Wälzkörper laufen direkt auf den gehärteten Scheiben, die daher einen größeren Durchmesser erhalten müssen als die Einhüllende der Kurbelzapfen. Wälzgelagerte Kurbeltriebe gab es außer bei Grand-Prix Rennfahrzeugen auch bei Serien-PKW mit Zweizylinder-Motoren. Zu nennen sind der Trabant 601 (1964-1990) [18] und der Citroën 2CV (1949-1990). Die wälzgelagerte Ausführung von Vierzylinder Verbrennungsmotoren in PKW gehört aktuell nicht zum Stand der Technik.

Hochschulen, Automobil- und Motorenentwickler forschen mit erheblichem Aufwand aktuell wieder an dieser Technologie, wobei die Frage des Kosten-/Nutzenverhältnisses sowie die Klärung des CO_2 - und Risikopotentials im Vordergrund stehen. Aktuelle wissenschaftliche Arbeiten zeigen auf, dass das Kraftstoffeinsparpotential der Pleuellagersubstitution

im Vergleich zur Wälzlagerung der Grundzapfen gering ist [7, 11, 19]. In einem Versuch mit Meistergewichten (ohne Gaskrafteinbringung) wurde bis zu einer Drehzahl von etwa 1.500 min^{-1} ein Vorteil der Wälzlagerung gegenüber der Gleitlagerung als Hubzapfenlager (Pleuellager) hinsichtlich Reibleistung nachgewiesen [10]. Bei höheren Drehzahlen kann eine Erhöhung der Kurbelwellenreibung auftreten, da durch die Fliehkräfte die Intensität der Gleitreibung an Käfig und Wälzkörpern ansteigt. Optimierungspotentiale werden bei der Pleueführung und beim Käfig gesehen. In der Arbeit von [11] wird ein M-Profil-Käfig verwendet.

Vier aktuelle Vorhaben zur Wälzlagerung einer PKW-Kurbelwelle werden in diesem Abschnitt kurz vorgestellt.

Als erstes Beispiel wird in der vorliegenden Arbeit das Vorhaben genannt, bei dem ein 1,3l Vierzylinder-Viertakt-Reihen-Ottomotor eines Ford Festiva durch einen modifizierten 1,2l Dreizylinder Zweitaktmotor ausgetauscht wurde, siehe Abb. 2.2. Der PKW hat ein Gewicht von 910 kg und besitzt ein 5-Gang Getriebe. Basis des modifizierten Verbrennungsmotors, der zu Versuchszwecken verwendet wird, ist ein vollwälzgelagerter 1,5 Liter Bootsmotor der Fa. Mercury. Er besitzt eine wälzgelagerte Ausführung der Kurbelwellenhaupt und -hubzapfen, des Kolbenbolzens sowie der Ausgleichswelle. Der Motor wurde zusätzlich mit einer Benzindirekteinspritzung ausgestattet und entwickelt nach der Modifizierung $56 \text{ kW}/76 \text{ PS}$ bei 4.500 min^{-1} . Sein volles Drehmoment von 125 Nm erreicht das Aggregat bei 3.500 min^{-1} . Die Hälfte der 100 modifizierten Motoren der Fa. Perth's Orbital Engine Company erreichten problemlos eine Laufleistungen von mehr als 50.000 km in einem PKW [20]. Obwohl der Versuchsmotor im Vergleich zum Serienmotor 8% weniger Hubraum besitzt und dennoch 25% mehr Drehmoment entwickelt, konnte eine Verbrauchsreduzierung von 15% im australischen Fahrzyklus AS2877 erreicht werden. Der Anteil an der Verbrauchsreduzierung der durch die Wälzlager im Kurbeltrieb entstand ist nicht nachweisbar, da der Versuchsmotor mehrere Modifikationen aufweist.

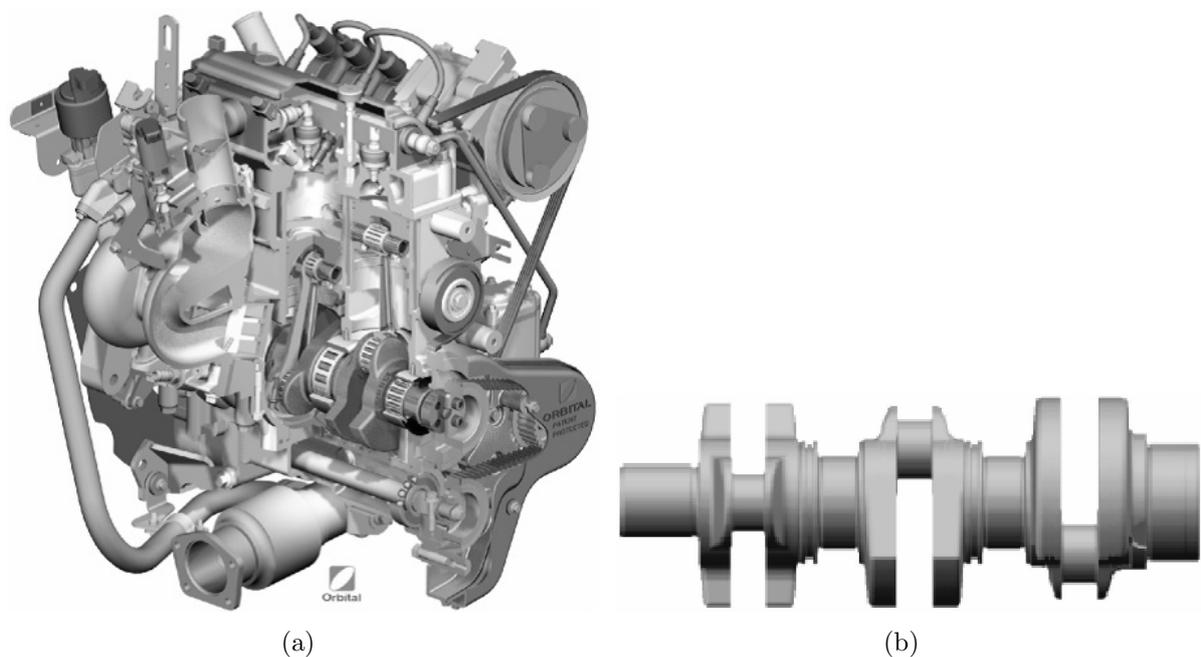


Abbildung 2.2: a) Vollwälzgelagerter Dreizylinder-Zweitakt-Reihen-Ottomotor der Fa. Orbital Engine b) Kurbelwelle mit unterschiedlich großen Hauptlagerzapfen [20]

Ein zweites Beispiel einer wälzgelagerten Kurbelwelle stellt die Zusammenarbeit der RWTH Aachen und der Audi AG im Rahmen des RolaMot-Projekts dar [21]. Hierbei sind zwei wissenschaftliche Forschungsarbeiten zu nennen. Als Basismotor wurde ein 1,6l Vierzylinder-Viertakt-Reihen-Ottomotor aus einem Audi A4 B5 Avant verwendet. Der PKW besitzt ein 5-Gang-Getriebe mit Handschaltung. In dem Rahmen des Projekts entstanden vier Motorvarianten mit Wälzlagerungen. Alle Lager wurden mit Spritzöl und Ölnebel geschmiert, siehe Tabelle A.10. WLM-A0, WLM-A1, WLM-A2 und WLM-B (WLM steht dabei für Walzlagermotor). Der modifizierte Kurbeltrieb mit der Bezeichnung WLM-A0 entstand 2003 im Rahmen der Dissertation von Dohmen [12] und besitzt wälzgelagerte Haupt- und Pleuellager. Die Nadelkränze laufen dabei in PEEK-Kafgen direkt auf einer Kurbelwelle aus Kugelgraphitgu. Die Auenringe sind bruchgetrennt ausgeführt. Für die Hauptlagerung werden 18 Nadeln mit den Abmaen 5x17,7 mm verwendet. Die Nadelkränze der Pleuellager beinhalten 20 Nadeln mit einer Dimension von 4x18,8 mm. Die Anlaufscheiben wurden nicht verändert. Es konnte eine Verbrauchssenkung von 5,4 % im NEFZ erreicht werden. Da der Motor aus akustischen Gründen und unter Betrachtung der geringen erreichten Lebensdauer technisch noch nicht ausgereift war, wurde der wälzgelagerte Kurbeltrieb 2009 im Rahmen der Dissertation von Kalenborn [7] weiterentwickelt. Während die Welle für den WLM A0 aus Kugelgraphit mit induktiv gehärteten Zapfen hergestellt war, wurden für die Varianten WLM-A1 und WLM-B ein Einsatzstahl 16MnCr5 mit einsatzgehärteten Zapfen und ein Nitrierstahl 32CrMoV13 mit nitriergeharteten Zapfen verwendet. Die größte Veränderung von WLM-A0 zu WLM-A1 und WLM-A2 ist die stetige Steigerung der Auenringdicke. Bei WLM-B2 wurden so-



Abbildung 2.3: a) WLM-A2 Kurbeltrieb b) WLM-A-Varianten A2, A1, A0, Serien-Radialgleitlagerschale [7, 22]

gar massive Lagerstühle mit der Funktion als Außenring für die Hauptlager verwendet. WLM-A1 besitzt direktlaufende Nadelkränze mit Stahlwälzkörpern und bruchgetrenntem Außenring. Die Abmaße der 18 Nadeln sind $5 \times 17,8$ mm bei den Hauptlagern und $4 \times 18,8$ mm bei den 20 Nadeln der Pleuellager. WLM-A2 besitzt direktlaufende Nadelkränze mit Keramikwälzkörpern und geteiltem Außenring (HL: Nadelabmaße $5,5 \times 17$ mm / 22 Stück; PL: innen direktlaufend, außen Pleueleinsatz aus 16MnCr5, Nadelabmaße $6,5 \times 18$ mm / 18 Stück). Das besondere an WLM-B ist die Fädelwelle. Die Pleuel sind im Bereich des großen Pleuelauges nicht geteilt und werden auf die Kurbelwelle aufgefädelt. Bei WLM-B wurden die gleichen Rollen und geteilten Käfige für Haupt- und Pleuellager verwendet. Lediglich HL 1, das als Festlager dient (NUP208 Rollenabmaße 11×11 mm / 13 Rollen), unterscheidet sich zu allen acht anderen Lagern. HL2 bis HL5, sowie die Pleuellager sind direktlaufende Rollenkränze mit 16 Rollen und einem Rollenabmaß von 8×12 mm.

In der Arbeit von Kalenborn [7] wurde in dem selben Fahrzeug mit einer vollwälzgelagten Kurbelwelle eine CO_2 -Reduktion im Vergleich zur rein gleitgelagerten Kurbelwelle von 3,7% im NEFZ mit WLM-B nachgewiesen. Der NEFZ-Benefit bei Wälzlagerung aller Hauptlager wird von Kalenborn [7] auf 3,3% geschätzt.

Dies würde im hier betrachteten Fahrzeug eine Verbrauchssenkung von $4,9 \text{ gCO}_2/\text{km}$ im NEFZ bedeuten. Da im Rahmen der vorliegenden Arbeit nur zwei der fünf Hauptlager substituiert werden sollen, kann daraus ein Einsparpotential von maximal $1,95 \text{ gCO}_2/\text{km}$ abgeleitet werden. Das zu erwartende Potential wird zusätzlich geringer ausfallen, da zum einen die Durchschnittsdrehzahl im NEFZ durch die Verwendung von 7 und sogar 9-Gang Getrieben im Vergleich zu 2009 (5-Gang Getriebe) weiter gesunken ist. Des Weiteren wurde die Ölviskosität im Vgl. zu 2009 (10W30) reduziert, was die Reibungsdifferenz zwischen Gleit- und Wälzlager mindert. Laut Abb. 2.5 entsteht in einem gleitgelagerten Hauptlager von R-Otto-Motoren bei 2.000 min^{-1} und 90°C Öl- und Wassertemperatur mit Öl der 15W50 SAE-Klassifikation ein Reibmoment von $0,37 \text{ Nm}$ bei einem Hauptla-

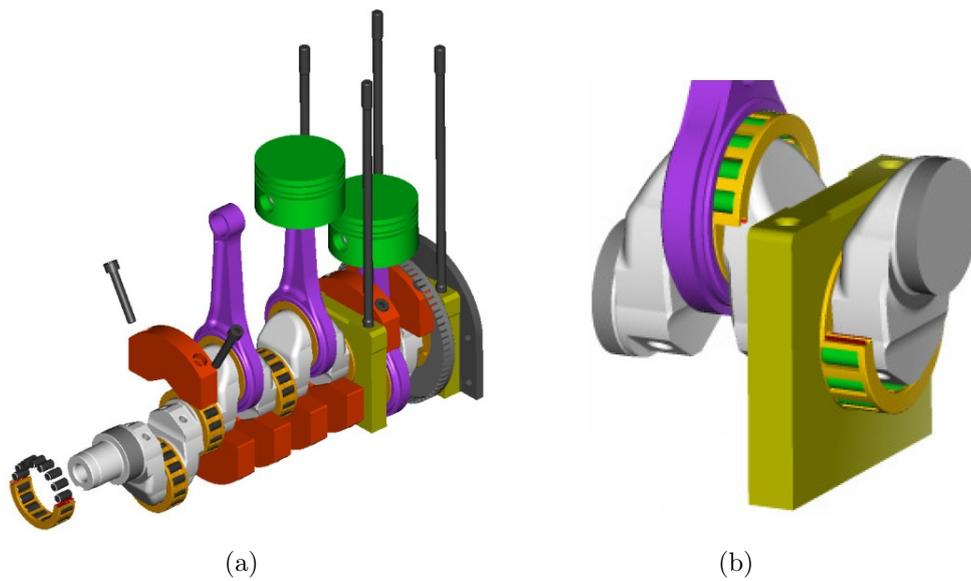


Abbildung 2.4: a) WLM-B isometrische 3D-Darstellung b) WLM-B Montageprinzip Fädelwelle mit geteilten Käfigen [22]

gerdurchmesser von 55 mm. Das entspricht einer absoluten Reibleistung von etwa 77,5 W pro Gleitlager. Laut Kalenborn [7] kann die Kurbelwellenreibung eines Hauptlagers durch den Einsatz eines Wälzlagers um 50 % reduziert werden, was ca. 38 W Reibleistungsreduktion bedeuten würde. Da die Gleitlagergeometrie im Laufe der Jahre ebenfalls optimiert wurde, wird angenommen, dass das Reibmoment eines einzelnen Gleitlagers bei den oben genannten Betriebsbedingungen ca. 60 W beträgt, wodurch sich nur noch ein theoretischer Reibleistungsvorteil einer Wälzlagerung im Gegensatz zu einer Gleitlagerung von 30 W ergibt. Pro Gleitlagersubstitution ergäbe sich demnach ein Verbrauchsvorteil von 0.5 gCO₂/km.

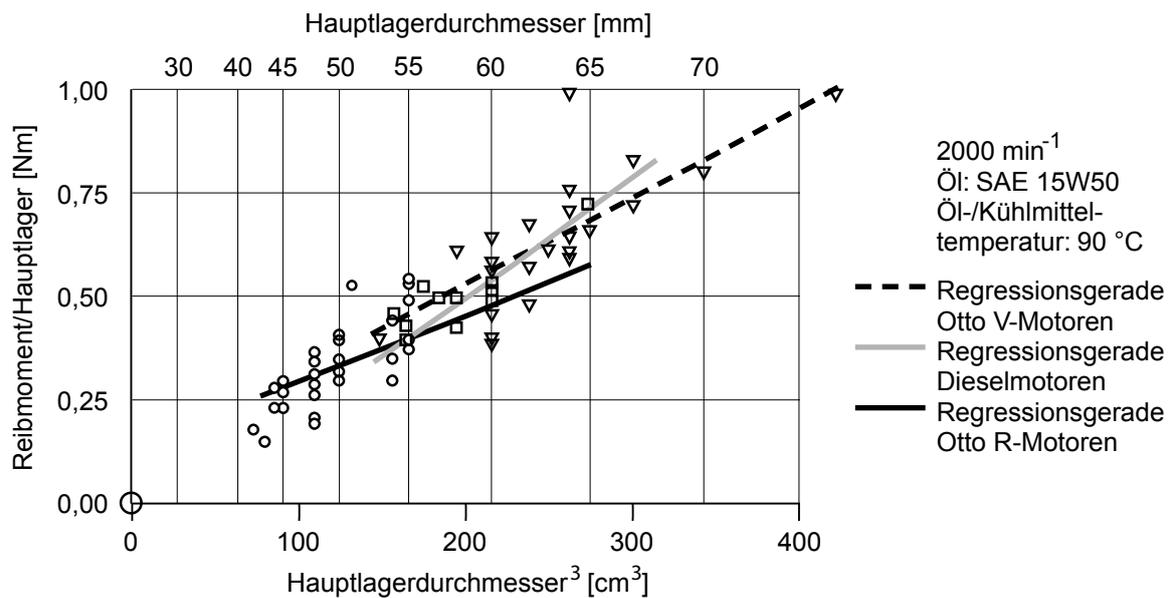


Abbildung 2.5: Reibung pro Kurbelwellenhauptlager als Funktion des Hauptlagerdurchmessers [4]

Als drittes Beispiel einer wälzgelagerten Kurbelwelle im PKW soll das Projekt der Fa. Timken [23] genannt werden, siehe Abb. 2.6. Hier wurde im Jahr 2009 ein 3,5l V6-Motor eines Toyota Avalon modifiziert. Dabei wurden sowohl Grundzapfen als auch Hubzapfen wälzgelagert ausgeführt. Das kleine Pleuelauge war gleitgelagert. Im geschleppt betriebenen Motor konnten in der Demontagestufe, die aus Kurbelwelle und Kolbengruppe bestand, bei 2.000 min⁻¹ und 90 °C kaum Reibleistungsvorteile nachgewiesen werden, siehe Abb. 2.7. Vermutlich ist der relativ geringe, nachgewiesene Reibleistungsvorteil auf

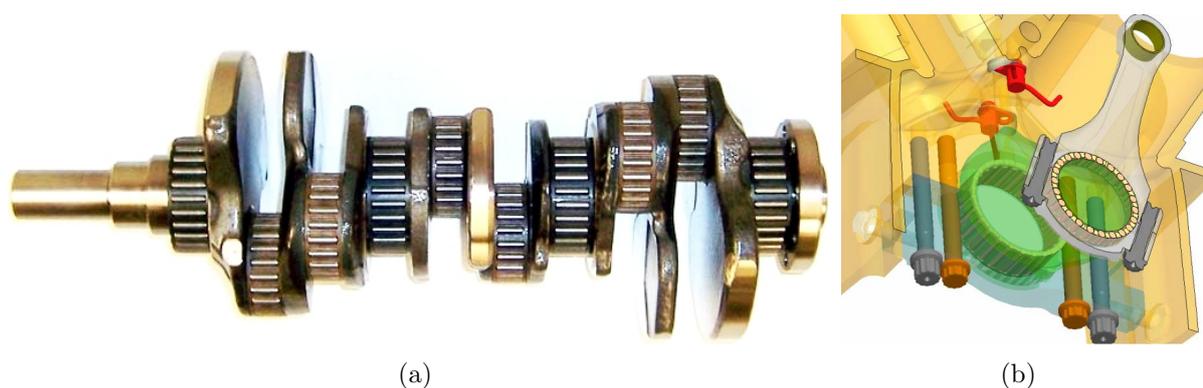


Abbildung 2.6: a) vollwälzgelagerte V6-Kurbelwelle Timken/Toyota b) Detailansicht 3D-CAD [23]

die Tatsache zurückzuführen, dass auch die Hubzapfen wälzgelagert ausgeführt wurden. Zudem wurden für Pleuel- und Hauptlager baugleiche Wälzlager verwendet, obwohl die

Last an den Grundzapfen der Kurbelwelle im Vergleich zur Belastung der Hubzapfen nur etwa halb so groß ist. Durch die Verwendung von kürzeren Wälzkörpern bei der Grundzapfenlagerung, könnte vermutlich der Reibleistungsvorteil weiter erhöht werden.

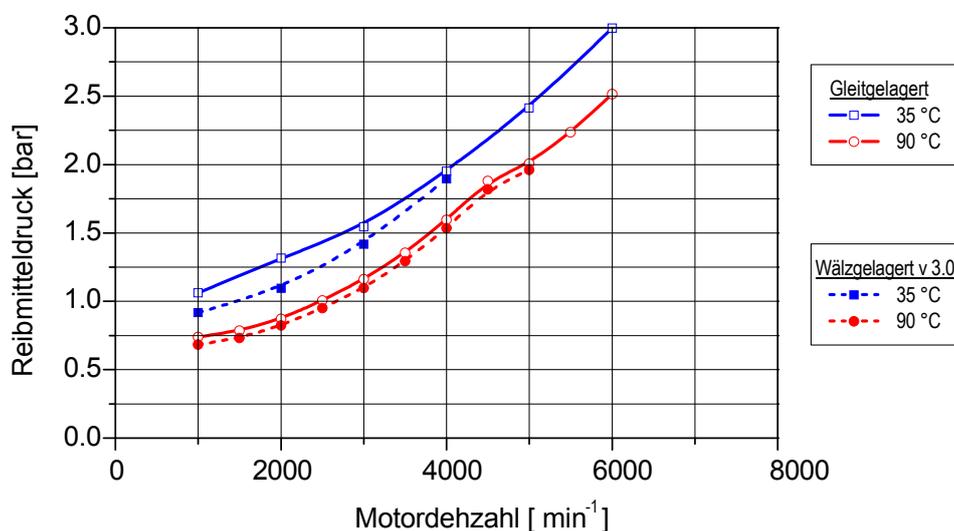


Abbildung 2.7: Vergleich Reibmitteldrücke bei 35/35 °C und 90/90 °C Wasser/Öltemperatur [23]

Als viertes und letztes Beispiel aktueller Vorhaben der wälzgelagerten Kurbelwellen-Grundzapfen dient das Vorhaben der Universität Magdeburg mit einem Kurbeltrieb der Volkswagen AG. Bei 160 bar Spitzendruck entstehen im 2,0l Vierzylinder Dieselmotor an den Hauptlagern im befeuerten Betrieb maximal 35 kN Last durch Gaskräfte [24]. Der modifizierte Kurbeltrieb hat die Besonderheit, dass die fünf Hauptlager wälzgelagert ausgeführt sind, siehe Abb. 2.8. Der Kurbeltrieb, bestehend aus Kurbelgehäuse, Kurbelwelle, Hauptlagern, Radialwellendichtringen und Meistergewichten (jeweils 560 g, die das Gewicht von Pleuel und Kolben ersetzen) wurde im Schlepfbetrieb auf Reibmoment untersucht. Bei 2.000 min⁻¹ und 90 °C Wasser- und Öltemperatur liegt eine Reibmitteldruckdifferenz zwischen gleitgelagerter und wälzgelagerter (4x NU209-E-TVP2, 1x NUP 209-E-NR) Kurbelwelle von ca. 0,05 bar (ca. 0,80 Nm) vor. Dies entspricht etwa einem Reibleistungsvorteil einer Wälzlagerung von 34 W (= 0,16 Nm) pro Lagerstelle gegenüber der Gleitlagerung. Der prozentuale Reibleistungsvorteil der wälzgelagerten Kurbelwelle im Vergleich zur gleitgelagerten Kurbelwelle liegt damit bei ca. 33 %. Der relative Reibleistungsvorteil einer Wälzlagerung gegenüber einer Gleitlagerung mit der Funktion als Kurbelwellenhauptlager liegt dabei noch höher, da in den Versuchen das Reibmoment der Radialwellendichtringe mitgemessen wurden. Dies würde einer CO₂-Verbrauchsreduzierung von etwa 2,5 gCO₂/km entsprechen.

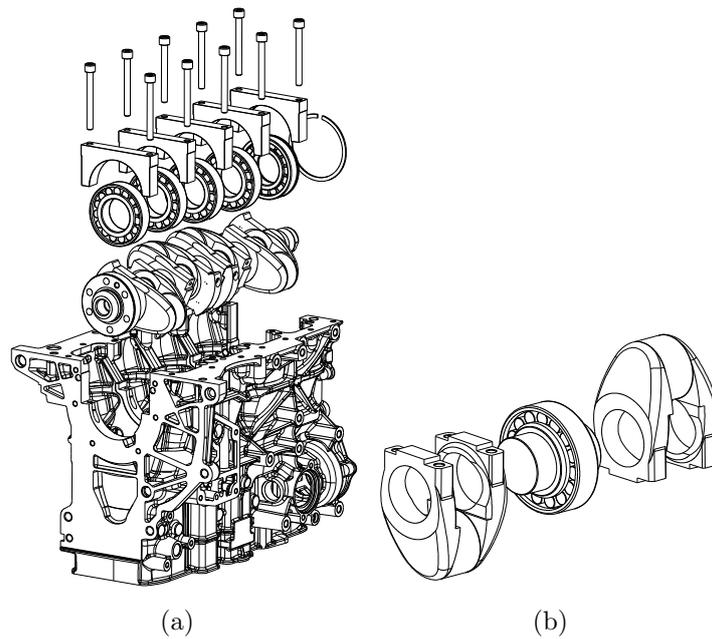


Abbildung 2.8: a) Montage des Triebwerks b) Montage der Kurbelwelle [13, 24]

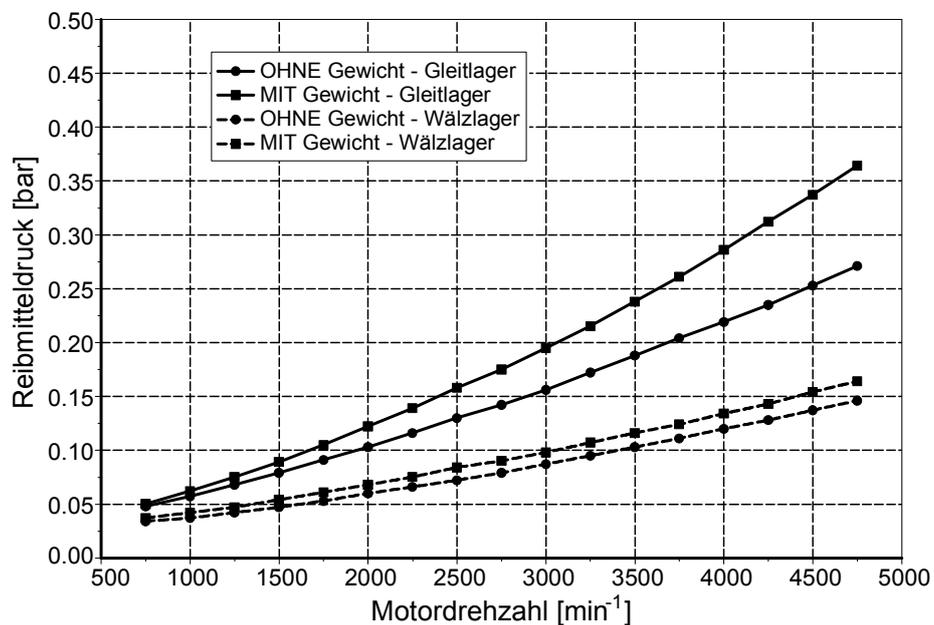


Abbildung 2.9: Reibmitteldruckverlauf bei 90 °C Wasser und Öltemperatur in der Demontagephase „Kurbelwellenhauptlagerung“ bestehend aus Pleuellager, Pleuellager und Pleuellager; Pleuellager wälzgelagert; Pleuellager mit Pleuellager bzw. Pleuellager ohne Pleuellager [13]

2.2 Mechanik Ottomotor

Das Triebwerk eines Hubkolbenmotors, auch Kurbeltrieb genannt, wandelt die oszillierende Bewegung des Kolbens in eine Rotationsbewegung der Kurbelwelle um. Es besteht aus Kolben, Pleuelstange und Kurbelwelle [25]. Über hydrodynamische Gleitlager sind dabei standardmäßig die Pleuel gelenkig mit dem Kolbenbolzen und dem Hubzapfen der Kurbelwelle verbunden. In Abb. 2.10 ist die Kinematik der Triebwerkteile dargestellt. Der Kolben bewegt sich oszillierend zwischen dem oberen und dem unterem Totpunkt. Hierbei wird der Kolben periodisch beschleunigt und wieder verzögert. Die Kurbelwelle vollführt eine Rotation. Das Pleuel erfährt eine Kombination aus Rotation und Translation. Das Pleuelauge am Kolbenbolzen bewegt sich wie der Kolben oszillierend, das große Pleuelauge rotiert mit der Kurbelwellenkröpfung. Somit erfährt die Pleuelstange eine schwenkende Bewegung. Bei Ottomotoren steht die Schnellauffähigkeit im Vordergrund, die bewegten

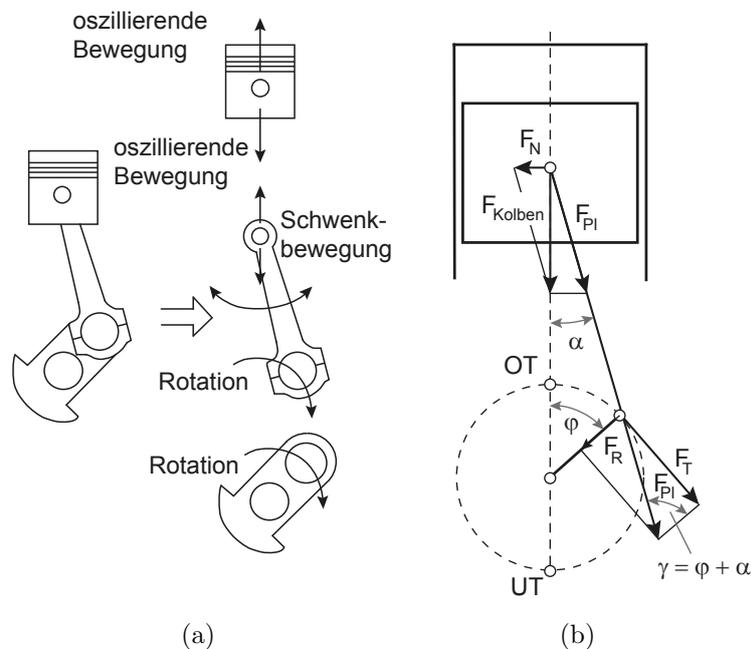


Abbildung 2.10: Kurbeltrieb: a) Aufteilung in rotierende und oszillierende Massen b) Kräftegleichgewicht; nach [4]

Massen sollen demnach möglichst klein sein. Im Gegensatz dazu wird beim Dieselmotor in erster Linie versucht, den Zünddruck zu beherrschen. Durch die hohen Zünddrücke im Zylinderbrennraum, welche in Zukunft noch weiter steigen werden, entstehen akustische und schwingungstechnische Herausforderungen. Mittels Mehrfacheinspritzung, optimierter Schwingungsdämpfung, schwungradseitigem Steuertrieb und Einsatz eines Zweimassenschwungrads wird diesen Problemen begegnet.

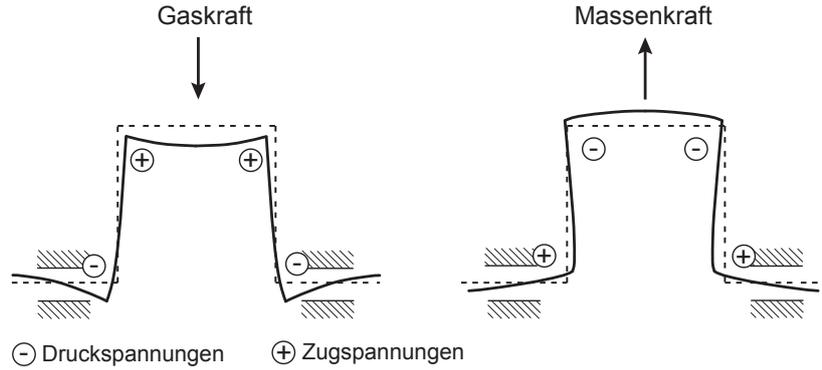


Abbildung 2.12: Schematische Darstellung der Verformung der Pleuellage durch Gas- und Massenkräfte, nach [26]

Belastung der Hauptlager

Auf den Pleuellagen wirken in Laufrichtung die Gaskraft F_G und die der Bewegung entgegengesetzten oszillierenden Massenkräfte $F_{Kolleben,osz}$ und $F_{Pl,osz}$. Aus der Summe der Gaskraft und der oszillierenden Massenkräfte ergibt sich die Pleuellagenkraft $F_{Kolleben}$, siehe Gl. 2.1.

$$F_{Kolleben} = F_G + F_{Kolleben,osz} + F_{Pl,osz} \quad (2.1)$$

Die Gaskraft ergibt sich aus dem im Brennraum herrschenden Druck $p(\varphi)$, der auf die Pleuellagenfläche A_K wirkt, siehe Gl. 2.2.

$$F_G = p(\varphi) \cdot A_K \quad (2.2)$$

Die Massenkräfte am Pleuellagenwerk können in rotierende und oszillierende Massenkräfte unterteilt werden. Die rotierende Massenkraft ist eine Fliehkraft, die bei konstanter Drehzahl mit dem Pleuellagenwinkel nur ihre Richtung, nicht aber ihre Höhe ändert. Ihre Ortskurve stellt eine Kreisbahn dar.

$$F_{M,rot} = m_{rot} \cdot \omega^2 \cdot r \quad (2.3)$$

Die oszillierende Massenkraft des Pleuellagens $F_{Kolleben,osz}$ wirkt in Pleuellagenachsrichtung und ändert während eines Pleuellagenhubs Größe und Richtung, siehe Gl. 2.4.

$$F_{Kolleben,osz} = -m_K \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos\varphi + \lambda_{Pl} \cdot \cos 2\varphi) \quad (2.4)$$

Die Pleuellagenstange selbst führt eine spezielle Bewegung aus. Das obere Pleuellagenauge oszilliert mit dem Pleuellagen, das untere Pleuellagenauge rotiert mit der Pleuellagenwelle. Diese physikalische Tatsache wird berücksichtigt, indem die Pleuellagenstangenmasse in einen oszillierenden $m_{Pl,osz}$ und einen rotierenden Anteil $m_{Pl,rot}$ aufgeteilt wird. Die Gleichung zur Berechnung des Kraftanteils $F_{Pl,osz}$ aus der oszillierenden Pleuellagenstangenmasse wird in Gl. 2.5 dargestellt.

$$F_{Pl,osz} = -m_{Pl,osz} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos\varphi + \lambda_{Pl} \cdot \cos 2\varphi) \quad (2.5)$$

Die Pleuellagenstangenkraft wird in die Radialkraft F_R und die Tangentialkraft F_T zerlegt. Die Tangentialkraft ist die Kraft zur Beschleunigung der Pleuellagenwelle. Die Radiallast F_R

ist die Kraft, die von den Hauptlagern der Kurbelwelle aufgenommen werden muss und wird in Gl. 2.6 beschrieben.

$$F_R = F_{K\text{olben}} \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos(\beta)} \quad (2.6)$$

Auf die Kurbelwelle wirken zusätzlich radiale Kräfte bspw. durch den Riemen, der die Nebenaggregate antreibt und/oder die Kette für das Antreiben der Nockenwelle und der Ölpumpe.

2.3 Hydrodynamische Radial-Gleitlager im Verbrennungsmotor

In PKW-Verbrennungsmotoren werden zur Lagerung der Wellenzapfen und Hubzapfen überwiegend hydrodynamische Gleitlager verwendet. Ein Schmierfilm trennt die rotierende Welle von der Lagerschale. Damit ein Schmierfilm zwischen Welle und Lagerschale entsteht und auch bei hohen Lagerkräften erhalten bleibt, muss ein Druckaufbau im Lager stattfinden. Bei hydrostatischen Lagerungen wird der Druck von außen aufgebaut. Hydrodynamische Lager erzeugen den Druckaufbau dadurch, dass viskoses Fluid in ein sich verengenden Schmierfilm gefördert wird. Dazu muss das Fluid an den Oberflächen haften. Zwischen den Bauteiloberflächen der Welle und dem Gleitlager gibt es keinen Kontakt, wenn ausreichend Fluid in den konvergierenden Spalt gefördert wird. Der sich verengende Schmierfilm entsteht in einem zylindrischen Radialgleitlager durch die von selbst exzentrisch rotierende Welle, siehe Abb. 2.13. Es kommt zu einem Staudruck im Schmierfilm, wodurch hohe Kräfte im System hydrodynamisch übertragen werden können [27, 28]. Mit

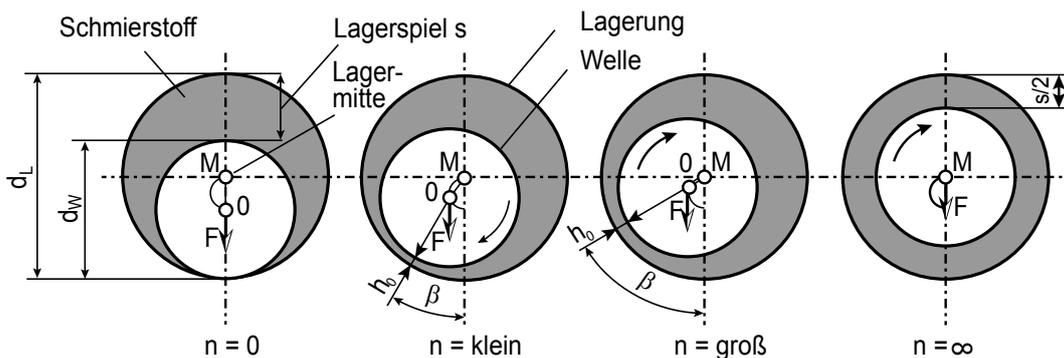


Abbildung 2.13: Betriebszustände in einem hydrodynamischen Gleitlager, nach [29]

steigender Drehzahl bewegt sich die Welle etwa auf einem Halbkreis in Richtung Mittelpunkt der Lagerung, siehe Abb. 2.14 [28]. Die Position ist dabei durch die Exzentrizität e und den Verlagerungswinkel β gegeben. Die relative Exzentrizität ϵ ist definiert durch Gl. 2.7:

$$\epsilon = \frac{e}{s/2} \quad (2.7)$$

Dabei ist:

$$s = d_L - d_w \quad (2.8)$$

Der im Lager herrschende Druck besitzt in Strömungsrichtung kurz vor h_{min} sein Ma-

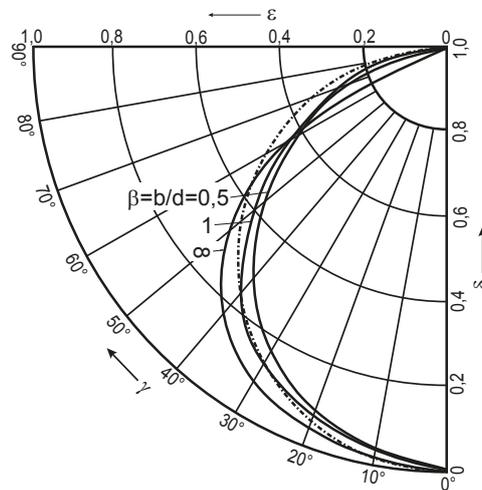


Abbildung 2.14: Verlagerungswinkel für vollumschlossene Radial-Gleitlager in Abhängigkeit von b/d , sog. Gümbelscher Halbkreis, nach DIN 31652 [30, 31]

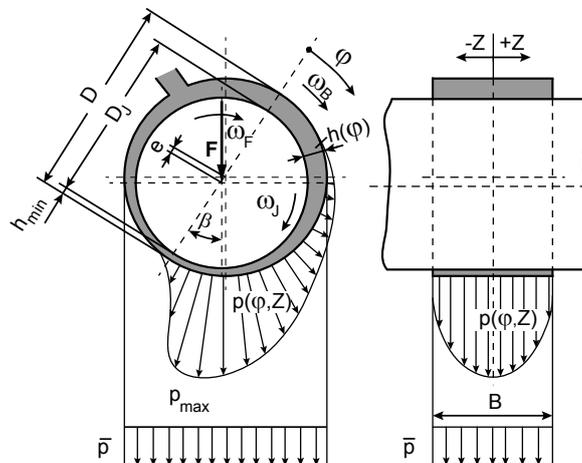


Abbildung 2.15: Druckverteilung in einem hydrodynamischen Gleitlager, nach [28]

ximum, siehe Abb. 2.15 links. Axial befindet sich das Druckmaximum in der Mitte der Lagerung und weist in axialer Richtung bei einer unverkanteten Welle einen symmetrischen, parabelförmigen Verlauf auf. Zu den Lagerrändern fällt der Druck auf Null ab, da der Schmierstoff hier seitlich abfließt. Die in hydrodynamischen Gleitlagern zueinander bewegten Oberflächen stellen ein tribologisches System dar, in dem die Betriebsbedingungen und Beanspruchungskollektive als Eingangsgrößen unterschiedliche Reibungs- und Verschleißzustände hervorrufen.

Reibmoment ölgeschmierter Radial-Gleitlager

Für die Berechnung des Reibmoments einer gleitgelagerten Welle kann in Anlehnung an das Coloumbsche Gesetz ein Zusammenhang zwischen Reibkraft und Normalkraft formuliert werden, siehe Gl. 2.9. Die Reibzahl μ ist hierbei jedoch keine konstante Größe.

$$F_R = \mu \cdot F_N \quad (2.9)$$

Das Reibmoment M_R ergibt sich aus dem Produkt von Reibkraft F_R und Hebelarm $d_w/2$.

$$M_R = F_R \cdot \frac{d_w}{2} \quad (2.10)$$

Für geschmierte Gleitreibungsprozesse gibt die sogenannte Stribeck-Kurve für den isothermen Fall den Verlauf der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit an. Wie in Abb. 2.16 zu erkennen, wird zwischen den Betriebsbereichen Festkörperreibung, Grenzschichtreibung, Mischreibung und Flüssigkeitsreibung unterschieden.

Ausgehend von einer stehenden Welle sinkt die Reibzahl μ mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit, da der Anteil der Flüssigkeitsreibung zunimmt und die Festkörperreibeanteile sich aufgrund der steigenden Schmierfilmhöhe verringern. Schon bei geringen Geschwindigkeiten wird die Reibung durch Schmierstoffmoleküle, die an den Oberflächen der Reibpartner anhaften, erheblich reduziert. Der Schmierstoff führt im Bereich der Grenzreibung zu einer Trennung der Werkstoffoberflächen, bewirkt jedoch noch keinen Druckaufbau im Schmierpalt. Der hydrodynamische Effekt ist hierbei vernachlässigbar gering. Im Betriebsbereich der Mischreibung liegen Flüssigkeitsreibung und Festkörperreibung gemeinsam vor. Die Abnahme der Reibungszahl erfolgt bis zum Reibungsminimum, bei dem noch ein geringer Anteil an Festkörperreibung vorliegt. Eine weitere Steigerung der Gleitgeschwindigkeit lässt die Reibungszahl wieder ansteigen. Jenseits der Übergangsgeschwindigkeit U_{tr} liegt reine Flüssigkeitsreibung vor, die auf Grund der ausreichend großen Schmierfilmdicke im Lager keinen Verschleiß durch Kontakt entstehen läßt. Im Bereich der Grenz- und Mischreibung jedoch, ist ein verschleißfreier Betrieb aufgrund der Festkörperreibeanteile nicht möglich. Einen großen Einfluß auf die Reibkraft im Bereich der Flüssigkeitsreibung hat die Viskosität des verwendeten Schmierstoffs. Analog zu der Festigkeit eines Festkörpers sind höherviskose Flüssigkeiten höher belastbar, wodurch der Zustand der Flüssigkeitsreibung im Vergleich zu niedrigviskosen Flüssigkeiten bereits bei relativ niedrigeren Drehzahlen erreicht wird. Da die Viskosität den inneren Widerstand einer Flüssigkeit gegenüber Scherung darstellt, nimmt bei höherviskosen Schmierstoffen die Reibungszahl und damit auch die Verlustleistung gegenüber niedrigerviskosen Schmierstoffen im Bereich der Flüssigkeitsreibung zu [27]. Die Gleitlagerreibung wird nach DIN 31 652 berechnet [31]. Zur einfachen Berechnung werden im Rahmen dieser Arbeit die elementaren Grundlagen der DIN verwendet. Im Zustand der Flüssigkeitsreibung ergibt sich das Reibmoment eines ölgeschmierten Gleitlagers aus der Scherung des Schmierstoffs. Zwischen Gleitlager und Welle überträgt die Flüssigkeit die Radialkraft. Im Rahmen der Arbeit wird von einem newtonschen Flüssigkeitsverhalten des Schmierstoffs ausgegangen. Nach der Schubspannungsgleichung von Newton ist die Reibung im radial belasteten Gleitlager proportional der Zapfenoberfläche $\pi \cdot d_w \cdot b$, der Ölzähigkeit η und der

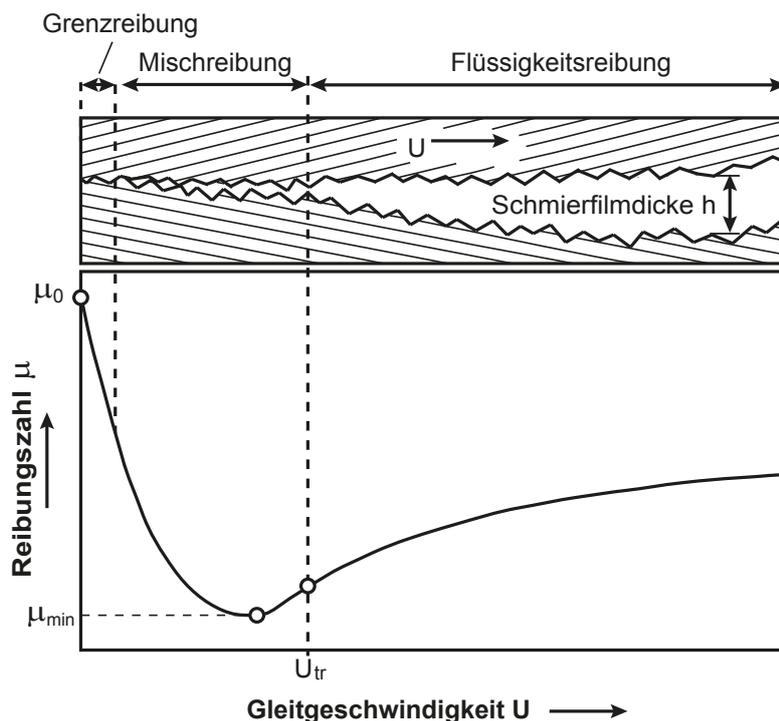


Abbildung 2.16: Stribeck-Kurve, nach [27, 32]

Umfangsgeschwindigkeit $u = r \cdot \omega$. Das Reibmoment ist nach dem Ansatz für Newtonsche Flüssigkeiten indirekt proportional der Filmdicke h der Flüssigkeit [33]. Die Filmdicke beträgt im Grenzfall des zentrischen Laufs $s/2$ (halbes Lagerspiel), siehe Abb. 2.15. Um tribologische Systeme vergleichen zu können, ist es sinnvoll das absolute Lagerspiel s durch das relative Lagerspiel Ψ zu ersetzen.

Mit der Sommerfeldzahl So wird zunächst berechnet, ob der Schwerlast- oder der Schnelllaufbereich vorliegt.

$$So = \frac{\bar{p} \cdot \Psi^2}{\eta \cdot \omega} = \frac{F_n \cdot \Psi^2}{d_w \cdot b \cdot \eta \cdot \omega} \quad (2.11)$$

$$\bar{p} = \frac{F_N}{b \cdot d_L} \quad (2.12)$$

$$\Psi = \frac{s}{d_w} = \frac{d_L - d_w}{d_w} \quad (2.13)$$

Ist $So \leq 1$ liegt der Schnelllaufbereich vor und es gilt für μ :

$$\mu = \frac{k \cdot \Psi}{So} \quad (2.14)$$

Ist $So \geq 1$ liegt der Schwerlastbereich vor und es gilt für μ :

$$\mu = \frac{k \cdot \Psi}{\sqrt{So}} \quad (2.15)$$

Für praktische Berechnungen ist nach Vogelpohl $k = 3$ zu setzen [33].

Im Gebiet der Mischreibung liegen mindestens zwei unterschiedliche Reibungszustände gleichzeitig, aber örtlich getrennt, vor. Im Rahmen der Arbeit wird der Begriff Mischreibung bei gleichzeitigem Vorhandensein von Flüssigkeits- und Festkörperreibung bzw. Grenzreibung verwendet. Festkörperreibung bzw. Grenzreibung resultiert aus der molekularen und mechanischen Wechselwirkung zwischen den rauen Festkörpern und dessen Grenzschichten. Flüssigkeitsreibung ist auf die Scherung des Schmierstoffs zurückzuführen [34].

In der klassischen Modellvorstellung zur Mischreibung wird ein direkter Kontakt der Tribopartner vorausgesetzt. Nach Bartel [34] beginnt Mischreibung, wenn die Schmier-spalthöhe zwischen zwei Tribopartnern eine kritische Schmier-spalthöhe unterschreitet. Oberhalb der kritischen Schmier-spalthöhe wird die äußere Last ausschließlich durch die hydrodynamische Tragkraft des Schmierstoffs aufgenommen. Wird die kritische Schmier-spalthöhe unterschritten, so ist die alleinige Tragwirkung des Schmierstoffs nicht mehr ausreichend um die anliegende Last zu übertragen. Die in Kontakt tretenden Rauheiten übernehmen dabei den Lastanteil, der nicht über den Schmierstoff übertragen werden kann.

2.4 Grundlagen Wälzlager

Wälzlager sind Maschinenelemente mit genormten Abmaßen. Eine Übersicht der DIN-Wälzlagnormen ist in DIN 611 gegeben [35]. Wälzlager bestehen im Allgemeinen aus zwei Lagerringen, einem Käfig und Wälzkörpern, die auf den Laufbahnen abwälzen. Als Wälzkörper können Kugeln, Zylinder-, Nadel-, Kegel- und Tonnenrollen verwendet werden, siehe Abb. 2.17. Die Wälzkörper werden standardmäßig von einem Käfig gehalten, der die Rollkörper mit konstantem Abstand führt und so eine gegenseitige Berührung der Wälzkörper verhindert.

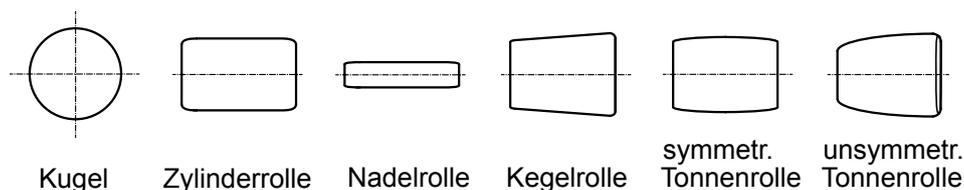


Abbildung 2.17: Rollkörper für Wälzlager, nach [36]

2.4.1 Zylinderrollenlager

Einreihige Zylinderrollenlager gibt es in verschiedenen Bauformen; sie sind nach DIN 5412-1 genormt [37]. Abb. 2.18 zeigt jeweils eine symmetrische Hälfte eines Zylinderrollenlagers der verschiedenen Bauformen. Diese unterscheiden sich in der Anordnung der Borde und werden je nachdem mit der Funktion als Fest- oder Loslager eingesetzt. Die Zylinderroll-

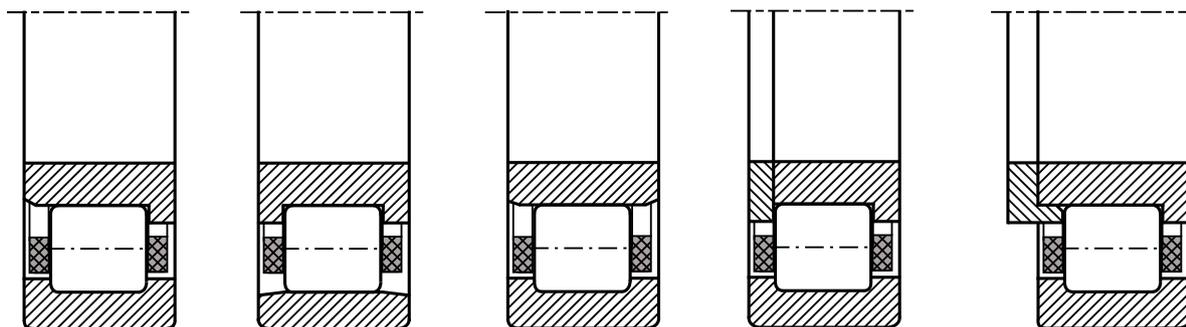


Abbildung 2.18: Verschiedene Bauformen von Zylinderrollenlagern; v.l.n.r.: NJ, N, NU, NUP, NJ mit Winkelring, nach [36]

len besitzen neben einem zylindrischen Mittbereich ein logarithmisches Profil und eine Verrundung der Kanten, damit es bei Belastung der Wälzkörper nicht zu einer erhöhten Flächenpressung an den Rollenkanten kommt, siehe Abb. 2.19. Die Profile sind so ausgelegt, dass es bis etwa 4° Schiefstellung zwischen Innen- und Außenring bei normaler Belastung nicht zu lebensdauer mindernden Kantenträgern kommt.

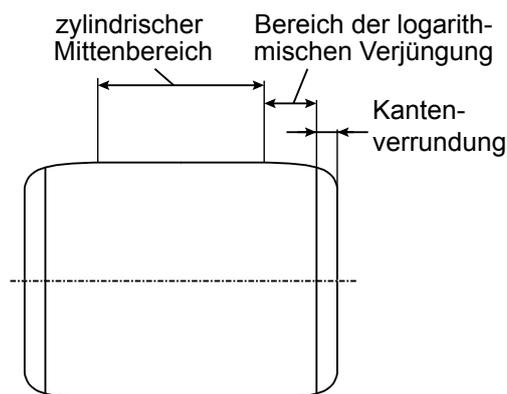


Abbildung 2.19: logarithmisches Zylinderrollenprofil, nach [36]

2.4.2 Hertzscher Kontakt im Rollenlager

Abb. 2.20 stellt in a) die Kontaktfläche und in b) die Pressungsverteilung bei Linienberührung zweier zylindrischer Körper dar. Die Annäherung zwischen zwei allseitig gekrümmten Körpern, die Flächenpressung und die Größe der Kontaktzone lässt sich mit der Hertzschen Kontakttheorie berechnen. Hierbei sind drei Annahmen für die Berechnung der Kontaktfläche und der resultierenden Pressung zu treffen.

Diese sind nach [36]: linear-elastische, homogene und isotrope Werkstoffe der Kontaktpartner, eine ebene Druckfläche an der Berührstelle, eine rein elastische Verformung der Kontaktpartner und Reibungsfreiheit.

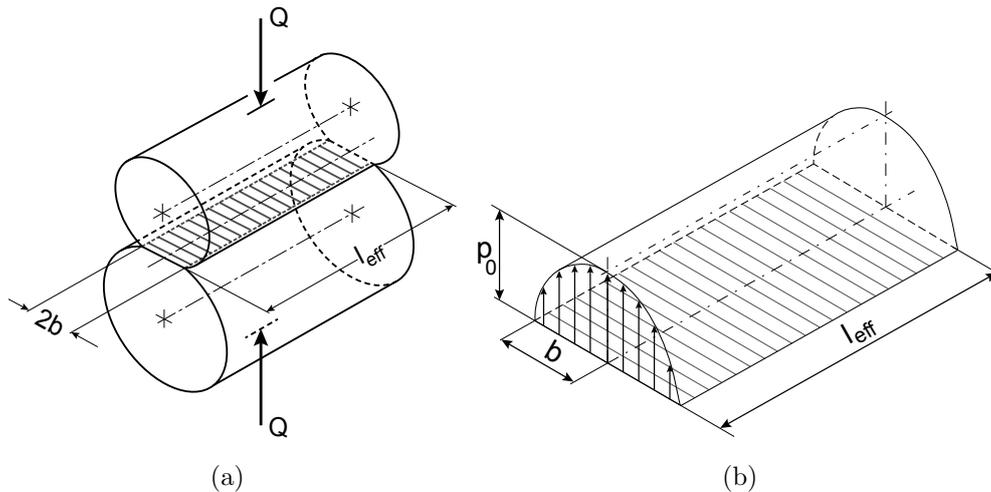


Abbildung 2.20: a) Linienberührung zweier zylindrischer Körper b) Spannungsverteilung über der rechteckigen Druckfläche, nach [36]

2.4.3 Reibung in einem radial belasteten Zylinderrollenlager

In der vorliegenden Arbeit wird das Reibmoment M_R eines ölgeschmierten Zylinderrollenlagers nach Palmgren (1957) berechnet [38]. Es setzt sich zusammen aus einem lastabhängigen M_1 und einem lastunabhängigen Anteil M_0 . Unter normalen Betriebsbedingungen kommt es im Bereich der Rollenkontaktfächen auf Grund eines tragenden Schmierfilms zu einer Trennung zwischen Lagerringen und Wälzkörper. Bei niedrigen Drehzahlen kann es vorkommen, dass zusätzlich neben M_0 und M_1 Mischreibung auftritt, da sich noch kein trennender Schmierfilm aufgebaut hat. Zu Mischreibung kann es an den Borden, in der Laufbahn und am Käfig kommen. Bei ungünstigen Betriebsbedingungen kann die Mischreibung am Gesamtreibmoment einen großen Anteil ausmachen. Bei nur radial belasteten Zylinderrollenlagern ist der Mischreibungsanteil unbedeutend klein.

$$M = M_0 + M_1 \quad (2.16)$$

Lastunabhängiger Reibmomentanteil M_0

Der lastunabhängige Reibmomentanteil M_0 wird von der Betriebsviskosität des Schmierstoffs und der Drehzahl n des Wälzlagers bestimmt. Die Schmierstoffviskosität wird von der Reibung im Wälzlager und der damit zusammenhängenden Temperatur beeinflusst. Der wesentliche Anteil am lastunabhängigen Reibmoment M_0 , wird von dem mittleren Lagerdurchmesser bestimmt. Gleichung 2.17 beschreibt den lastunabhängigen Reibungsanteil bei der Wälzlagerreibung:

$$M_0 = f_0 \cdot 10^{-7} \cdot (\nu \cdot n)^{2/3} \cdot d_m^3 \quad [N \cdot mm] \quad (2.17)$$

f_0 ist ein Beiwert für die Berechnung von M_0 , abhängig von Lagerbauart und -reihe, Schmierungsart und Schmiermenge. Bei Zylinderrollenlagern der Reihe 10 mit Käfig, besitzt f_0 unter Minimalmengenschmierung den Wert 1.

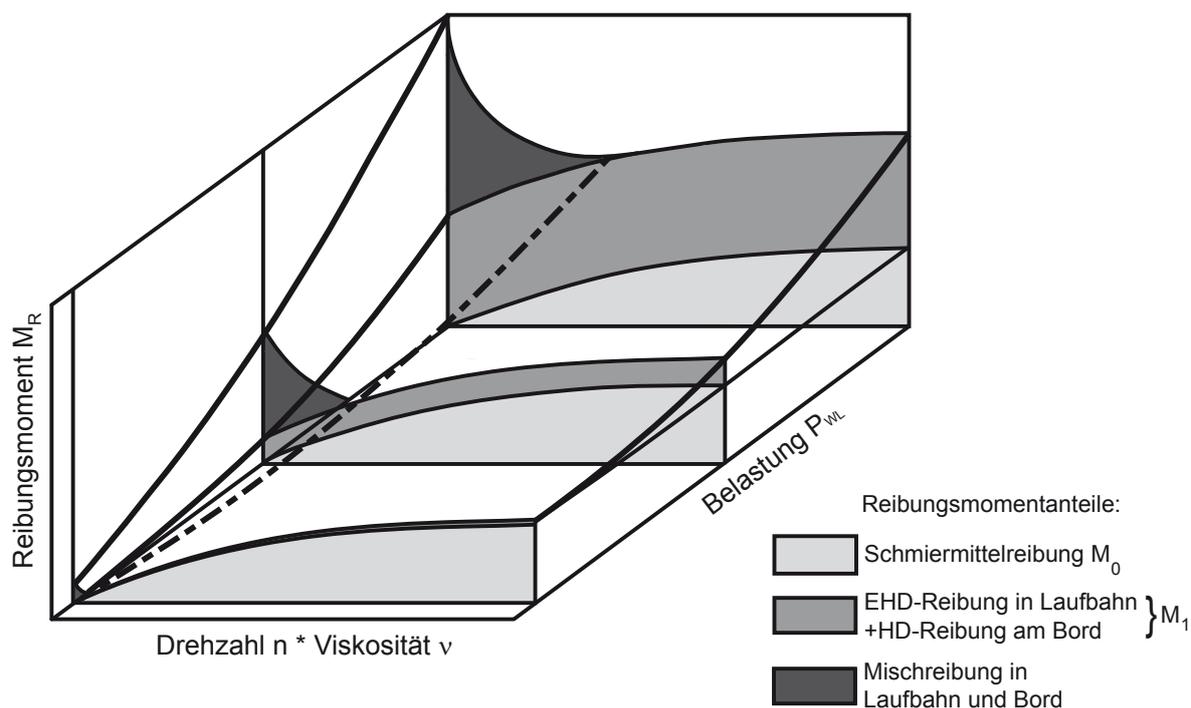


Abbildung 2.21: Reibungsmoment von Wälzlagern in Abhängigkeit von Drehzahl, Schmierstoffviskosität und Belastung, nach [36]

Lastabhängiger Reibmomentanteil M_1

Der lastabhängige Reibmomentanteil M_1 setzt sich aus der Gleitreibung an den Borden und der Rollreibung zusammen. Die Berechnung setzt voraus, dass die Rollenkörper von den Lagerringen durch einen Schmierfilm getrennt sind. M_1 ist dann vor allem von der Größe der Kontaktfläche und somit von der Last abhängig.

$$M_1 = f_1 \cdot P_{WL} \cdot d_m \quad [N \cdot mm] \quad (2.18)$$

Der Proportionalitätsfaktor f_1 ist ein Faktor, der von der Wälzlager-Bauform abhängt. f_1 nimmt bei Zylinderrollenlagern mit Käfig Werte zwischen 0,0002 bis 0,0004 ein.

Schmierstoffviskosität

Die Viskosität ist der Widerstand, um benachbarte Schichten eines Schmieröls gegenseitig zu verschieben. Sie entscheidet über die Tragfähigkeit des Schmierfilms im Lager. Ein relativ niedrigviskoses Öl besitzt eine hohe Fließfähigkeit und umgekehrt. Bei der Schmierungstheorie bedient man sich der dynamischen Viskosität η mit der Einheit $[Pa \cdot s]$. Für die Berechnung des lastunabhängigen Reibmoments wird die kinematische Viskosität ν herangezogen. Die Verknüpfung der beiden Größen erfolgt mit der Dichte ρ .

$$\eta = \nu \cdot \rho \quad [Pa \cdot s] \quad (2.19)$$

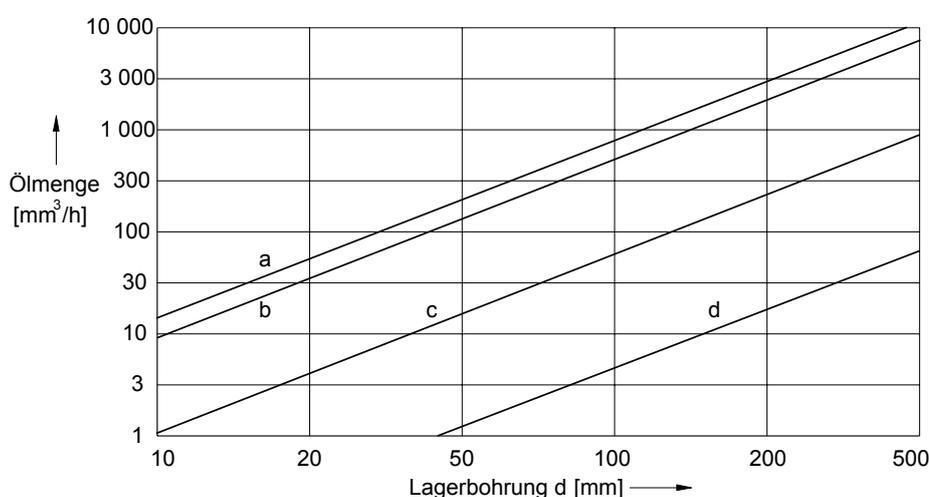
Ein alternatives Modell zur Berechnung der Wälzlagerreibung ist am IMKT der Universität Hannover entwickelt worden. Hierbei wird unterteilt in Reibung aus irreversibler Verformungsarbeit, hydrodynamischer Rollreibung und den Planschverlusten bei

Ölschmierung. Das Modell entstand auf Basis von Steinert [39] und wurde von Baly [40] und von Meyer [41] weiterentwickelt. Die Simulationsergebnisse zeigen eine gute Übereinstimmung mit durchgeführten Messungen aus [42] und [11]. Vor allem die erweiterte Berechnungsstufe (Modellstufe 2) deckt sich mit den Messergebnissen von durchgeführten Versuchen besonders gut. Sie wurde am IMKT weiterentwickelt und wendet eine lokale Herangehensweise an die Berechnung der Wälzkörpergeschwindigkeiten und -kräfte, basierend auf der EHD-Theorie, an. Eine neue Version für unterschiedliche Lager-typen wurde für das Teilcluster Wirkungsgradoptimiertes Getriebe aus dem FVA/FVV Vorhaben Low Friction Powertrain entwickelt [43]. In der Modellstufe 2 werden die hydrodynamische Rollreibung und die im Schmierspalt wirkenden Reibmomente durch irreversible Verformungsarbeit berücksichtigt. Voraussetzung ist eine vollständige hydrodynamische Trennung der Wälzpartner.

Die Dichte liegt bei typischen Motorölen meist zwischen $0,86 \text{ kg/dm}^3$ und $0,93 \text{ kg/dm}^3$ und variiert mit der Temperatur. Die kinematische Viskosität wird nach ISO 3448 (DIN 51519) bei einer Temperatur von 40°C (= Nennviskosität) angegeben.

Schmierstoffmenge

Das niedrigste Reibmoment wird in einem Wälzlager bei Minimalmengenschmierung erreicht [44]. Es gibt für jeden Betriebszustand eines Wälzlagers zum Minimieren der Reibung eine geeignete Ölmengenzufuhr [45]. In Abb. 2.22 ist die optimale Ölmenge bei Minimalmengenschmierung für verschiedene Lagerungen in Abhängigkeit vom Bohrungsdurchmesser d dargestellt. Wichtig dabei ist, dass dem Wälzlager das Öl gleichmäßig (z. B. durch Ölnebel) zugeführt wird. Eine impulsartige Zufuhr selbst kleiner Mengen an Öl führt dagegen bei hohen Drehzahlen in Radial-Zylinderrollenlagern zu einem spontanen Anstieg der Schmierstoffreibung und zu einem ungleichmäßigen Erwärmen der Lagerringe und ist somit ungeeignet [45]. Befindet sich zu viel Öl im Wälzlager, führen



- Bereich a-b: Schrägkugellager mit Druckwinkel $\alpha = 40^\circ$
 Axial-Schrägkugellager mit Druckwinkel $\alpha = 60$ bis 75°
 Axial-Rillenkugellager mit Druckwinkel $\alpha = 90^\circ$
 $n \cdot d_m$ bis $800\,000 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$
- Bereich b-c: Spindellager mit Druckwinkel $\alpha = 15$ bis 25°
 $n \cdot d_m \leq 2 \cdot 10^6 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$
- Bereich c-d: Ein- und zweireihige Zylinderrollenlager
 Linie c: Lager mit Borden am Innenring und $n \cdot d_m \leq 10^6 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$
 Linie d: Lager mit Borden am Außenring und $n \cdot d_m \leq 600\,000 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$

Abbildung 2.22: Notwendige Ölmenge für Minimalmengenschmierung in Abhängigkeit der Lagerbauart und Durchmesser, nach [45]

Planschverluste zu einem Anstieg des Reibmoments. Bei einer zu geringen Menge an Öl tritt Mischreibung im Wälzlager auf, siehe Abb. 2.23 [46].

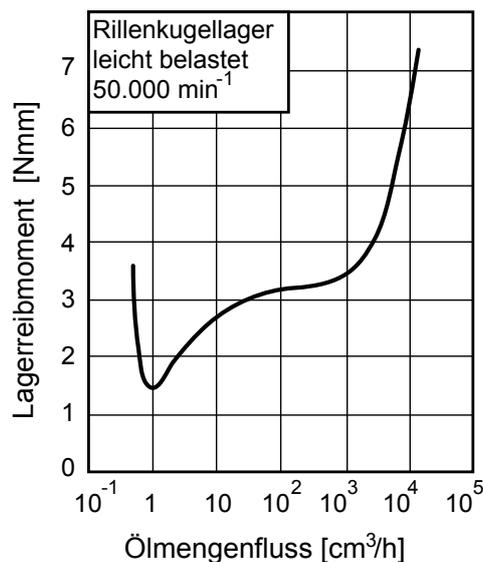


Abbildung 2.23: Einfluss der Ölmenge auf das Reibmoment eines Rillenkugellagers [46]

2.5 Auslegung von rollengelagerten Kurbelwellengrundzapfen

Wichtig bei der Auslegung von dynamisch beanspruchten wälzgelagerten Grundzapfen, mit dem Ziel der Reibungsreduzierung, sind vor allem die Betrachtung der Ermüdungslebensdauer (begrenzt durch die dynamische Tragfähigkeit und Belastung) und das Erreichen der Gebrauchsdauer (beeinflusst durch betriebsbedingte Verschleißerscheinungen). Bei betriebsbedingtem Verschleiß muss festgelegt werden, ab welchem Axial- oder Radialspiel das Lager nicht mehr funktionsfähig ist.

2.5.1 Dynamische Tragfähigkeit

Ein bewährter Ansatz bei der Wahl eines geeigneten Wälzlagers ist der Vergleich aus anliegender Belastung P_{WL} mit der Tragfähigkeit C des Lagers. Für die Lebensdauerberechnung gilt DIN ISO 281 als Grundlage. Je nachdem wie detailliert die Berechnung erfolgen soll, wird die Ermüdungslebensdauer mit der Berechnungsgleichung der nominalen Lebensdauer, der modifizierten Lebensdauer oder der erweiterten modifizierten Lebensdauer [47] berechnet.

Wälzlagerungen der Kurbelwellengrundzapfen werden mit veränderlicher Belastung dynamisch beansprucht. Der Begriff dynamische Beanspruchung ist auf die Rotation eines Lagerrings des Wälzlagers zurückzuführen. Würde das Wälzlager im Stillstand belastet werden, wäre es eine statische Beanspruchung. Die veränderliche Belastung an der Kurbelwelle ist auf die Gas-, Massen-, Riemen- und Kettenkräfte zurückzuführen.

Die klassische Methode der Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281 geht davon aus, dass bei Lagerkomponenten eines rotierenden Lagers nach bestimmten Laufzeiten Ermüdungserscheinungen auftreten. Die Ermüdung hängt dabei ausschließlich von der Be-

lastung ab. Nach der Ermüdungstheorie sind Inhomogenitäten des Lagerwerkstoffs die Ursache für erste Anrisse.

Damit ein System mit einem oder mehreren Wälzlager seine berechnete Gebrauchsdauer in einem Verbrennungsmotor erreichen kann, muss zusätzlich die Umgebung ausreichend bekannt sein und gegebenenfalls angepasst werden. Die Umgebung des Wälzlagers hat einen großen Einfluss auf die innere Funktionalität des Wälzlagers. Ist die Umgebung z.B. inhomogen hinsichtlich der Steifigkeit (unterschiedliche Materialpaarungen etc.) oder treten beispielsweise Formfehler im Lagersitz auf, so macht sich dies im Inneren des Lagers bemerkbar.

Die Lebensdauer, definiert durch die Anzahl der Überrollungen, bei der 90 % der Zylinderrollenlager abhängig von der Tragfähigkeit und der Last standhalten, wird wie folgt berechnet:

$$L = \left(\frac{C}{P_{WL}}\right)^{10/3} \quad [10^6 \text{ Umdrehungen}] \quad (2.20)$$

Die dynamische Tragzahl C eines Wälzlagers entspricht nach DIN ISO 281 einer konstanten Belastung, bei der 90 % der Lager $1 \cdot 10^6$ Umdrehungen standhalten, bevor Versagen durch Werkstoffermüdung vorliegt.

Die Wälzlagerbelastung P_{WL} setzt eine Belastung konstanter Richtung und Größe voraus. Da sowohl Belastung und Drehzahl der Hauptlager im Verbrennungsmotor variieren, muss zunächst eine dynamisch äquivalente Belastung berechnet werden.

Die berechnete Lebensdauer stimmt bei dynamisch beanspruchten Lagern mit veränderlicher Belastung oftmals nicht mit der tatsächlich erreichten Ermüdungslebensdauer überein. Daher gibt es für die Dimensionierung von Kurbelwellenlagerungen in Verbrennungsmotoren den zweckmäßigeren Ansatz der Dimensionierung mit Hilfe des Ermüdungslebensdauerbeiwertes f_L , der empirisch bestimmt wurde. Der f_L -Wert sollte bei Verdichtern und Kompressoren zwischen 2 und 3,5 liegen. f_L wird dabei aus dem Zuschlagfaktor f_z der Motorbauart, der Lagerbauart f_n und dem Quotienten aus Tragfähigkeit C und Lagerbelastung P_{WL} berechnet, siehe Gl. 2.21. Der Zuschlagfaktor f_z berücksichtigt dabei zusätzlich zur dynamisch äquivalenten Belastung auftretende Kräfte, die sich aus der Betriebsart der Maschine und den Einbauverhältnissen der Lagerung ergeben. Zu nennen sind Stoßkräfte, Massenkräfte bewegter Teile, Unwuchten, mangelnde Fluchtungsgenauigkeit der Lagergasse, Durchbiegung der Welle oder eine Verformung des Gehäuses. All diese Zusatzkräfte lassen sich in den meisten Fällen nicht oder nur sehr aufwändig berechnen, so dass ein Zuschlagfaktor f_z zur Nennbelastung berücksichtigt werden muss. Der Zuschlagfaktor beträgt bei Viertakt-Ottomotoren $f_z = 0,30$. Die Lagerbauart wird durch einen zusätzlichen Faktor f_n berücksichtigt [36].

$$f_L = \frac{f_n \cdot C}{f_z \cdot P_{WL}} \quad (2.21)$$

2.5.2 Modifizierte Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281

Die modifizierte Lebensdauer kann verwendet werden, wenn neben Belastung und Drehzahl auch die Schmierung und besondere Werkstoffeigenschaften bekannt sind. Ebenso kann sie verwendet werden, wenn eine Lebensdauer $> 90 \%$ gefordert ist. Die erweiterte

modifizierte Lebensdauer beinhaltet des Weiteren auch den Verschmutzungsgrad des verwendeten Schmierstoffs, die Umgebungsbedingungen und weitere Faktoren.

Im Rahmen dieser Arbeit werden die dynamischen Kräfte am Hauptlager in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel berechnet. Im Anschluss wird berechnet, welcher Lagerring die kürzeste Einzellebensdauer hinsichtlich Ermüdungsversagen aufweist.

2.5.3 Lebensdauererminderung durch Verschleiß

Ein Lager kann bereits vor der berechneten Ermüdungslebensdauer unbrauchbar werden, falls infolge von Verschleiß das Lagerspiel unzulässig groß wird, so dass das Lager seiner Funktion der Kraftübertragung von rotierenden Bauteilen nicht mehr gerecht wird. Verschleiß kann z.B. durch Fremdpartikel oder durch Mischreibungsbetrieb auftreten. Verschleißbedingte Geometrieänderung kann außerdem zu einer ungünstigen lokalen Flächenpressungserhöhung führen, die vorzeitige Ermüdung bewirkt.

2.5.4 Erforderliche Mindestbelastung

Eine Belastung ist notwendig, um einen schlupffreien Betrieb sicherzustellen. Allgemein gilt für Rollenlager mit Käfig, dass die äquivalente Last $P_{WL,aeq} \geq 0,02 \cdot C$ betragen soll [36]. Vor allem bei hohen Beschleunigungen und hohen Drehzahlen von mehr als 50 % der Grenzdrehzahl ist diese Mindestlast notwendig.

2.6 Radiale Steifigkeit von Gleit- und Wälzlagern

Die radiale Steifigkeit von Gleit- und Wälzlagern ist abhängig von der Stauchung der Wälzlagerkomponenten. Das Verhältnis aus der anliegenden Kraft und der Stauchung ergibt die Steifigkeit. Die Steifigkeit von Gleit- und Wälzlagern ist im Realfall nicht linear. Lagerhersteller geben dennoch Richtwerte zur Orientierung an. Beispielsweise werden laut Fa. SKF für die radiale Deformation von $1 \mu\text{m}$ eines Zylinderrollenlagers Typ N1011 700 N benötigt. Abb. 2.24 zeigt den Vergleich der radialen Steifigkeiten von Wälz- und Gleitlagerungen in einem Schaubild. Zu erkennen ist, dass die Steifigkeit der Wälzlagerung im Vergleich zur Gleitlagersteifigkeit geringer ist.

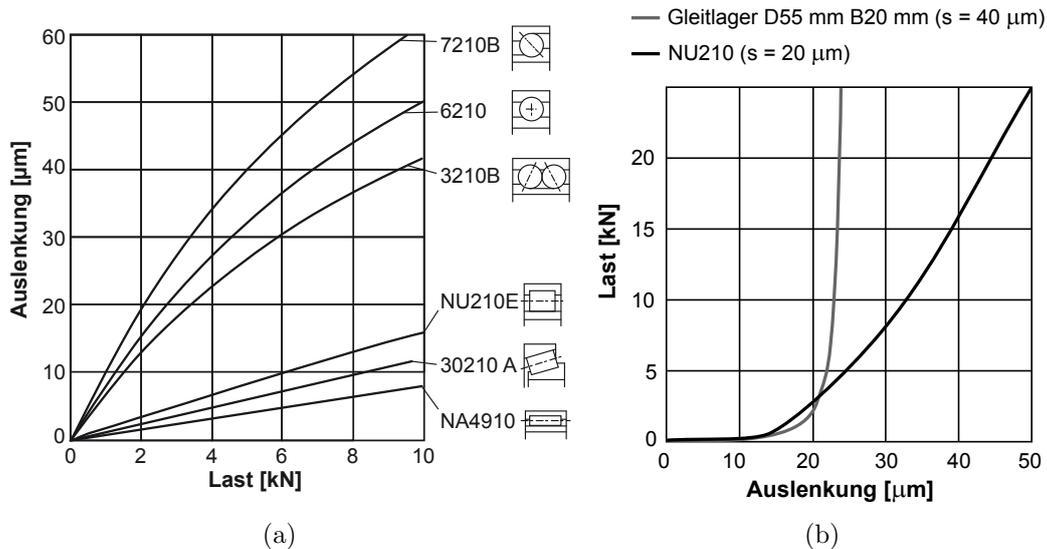


Abbildung 2.24: a) Radiale Steifigkeiten verschiedener Wälzlager, nach [36] b) Vergleich radiale Steifigkeiten Gleit- und Wälzlager

2.7 Körperschallemissionsanalyse zur Erfassung des Schmierungs Zustands

In DIN 1320 wird Schall als *elastodynamische Schwingung und Welle* definiert. Eine analytische Beschäftigung mit diesem Phänomen wird als Schallemissionsanalyse bezeichnet. Für die technische Zustandsüberwachung (engl.: condition monitoring) ist die Körperschallemissionsanalyse von Bedeutung. Körperschall wird definiert als *...eine Klasse von Phänomenen, bei denen transiente elastische Wellen durch die rasche Freisetzung von Energie an lokalen Quellen im Material generiert wird*. Bei der Entstehung von Körperschall wird zwischen inneren (beispielsweise Versetzungen, Korngrenzgleiten usw.) und äußeren Einflüssen (beispielsweise Stoß, Reibung, Strömung usw.) unterschieden.

Im Gegensatz zur aktiven Ultraschallprüfung, bei der Schallwellen durch Schallgeber generiert werden, ist die Schallemissionsanalyse ausschließlich auf das Empfangen eines Schallsignals einer Schallquelle beschränkt.

Mit der Körperschallemissionsanalyse können alle typischen Frequenzen, erfasst werden. Sie ist geeignet für seismischen Untersuchungen zur frühen Erkennung von bspw. tektonische Plattenverschiebungen bis hin zur Erfassung von Ultraschallsignalen im MHz-Bereich [48].

Körperschallemission in einem tribologischen System

Die Reibungsenergie wird nahezu vollständig in Wärme umgewandelt [49]. Ein geringer Teil der Reibungsenergie wird in einem tribotechnischen System in Körperschall umgewandelt. Erreicht eine Körperschallwelle eine Bauteiloberfläche, so kann diese mit einem Körperschallsensor erfasst werden. Zusammenhänge aus Schallemission und Reibprozessen hat vor allem [50] dargestellt. Es wurden bereits Versuche am Stift-Scheibe-Tribo-

meter durchgeführt, bei denen gezeigt werden konnte, dass eine Einglättung eines Tribosystems mit Hilfe der Schallemissionsanalyse erkannt werden kann. Im stationären Reibzustand sinkt die Amplitude der Schallpeaks und die Anzahl der Schwellwertüberschreitungen nimmt ab. Mit der Gleitgeschwindigkeit steigen die Kennwerte Schwellwertüberschreitungen pro Sekunde, Signalleistung und Signalamplitude annähernd linear. Es kann klar zwischen geschmierten und trockenen Tribosystemen differenziert werden. Selbst bei beschichteten Systemen kann ein Schichtversagen klar durch das Ansteigen von Schallemissionskenngrößen nachgewiesen werden [50].

In [51] konnte ebenfalls eine Korrelation zwischen Reibungskoeffizient und Schallemission mit einem Stift-Scheibe-Tribometer gezeigt werden.

In [52] wurde mit Hilfe der Körperschallemissionsanalyse an einem Gleitlager nachgewiesen, dass die notwendige Ölmenge im Schnelllaufbereich deutlich reduziert werden kann. Dabei wird ein Gleitlager mit der nach Vogelpohl berechneten Mindestölmenge unter Last- und Drehzahlvariation reibleistungstechnisch, schwingungstechnisch (im Ultraschallbereich) und mit der Stromdurchgangsmethode überwacht. Es konnte gezeigt werden, dass das Versuchslager mit einer 80 % geringeren Ölmenge auskommt, als mit der nach DIN 31655 [31] und VDI 2204 [53] standardmäßig berechneten notwendigen Ölmenge. Dadurch konnte die Gleitlagerreibung um etwa 20 % reduziert werden.

Ebenso besteht ein Zusammenhang aus Verschleißmasse und der Anzahl der erfassten Bursts (= impulsartige Emission) [54]. Eine Korrelation zwischen Schalleistung des Körperschalls und der Verschleißrate, gemessen mit einem Onlineverschleißmesssystem (Radio-Nuklid-Technik, kurz: RNT), konnte durch [48] nachgewiesen werden.

Körperschallentstehung und -weiterleitung im Kurbeltrieb

Mechanische und physikalisch-chemische Prozesse erzeugen bei Festkörperreibung Schallemission. Ähnlich der zerstörungsfreien Werkstoffprüfung kommt es auch bei Tribokontakt zu zeitlichen Ereignissen um ca. 10^{-8} s wobei die Anregung sehr breitbandig ist und sich bis in den Bereich einiger MHz erstreckt. [50, 55] Die Intensität der Schallimpulse ist relativ gering. Im niederfrequenten Bereich tritt damit meist eine komplette Überdeckung durch Störgeräusche aus der Umgebung ein. Ein ausreichender Störabstand wird erst im Bereich höherer Frequenzen erreicht. Die Messtechnik für den Nachweis des Reibungszustands hat sich aus diesem Grunde auf das Frequenzband zwischen 50 kHz und 2 MHz konzentriert [56].

Die Ausbreitung von Körperschall unterscheidet sich maßgeblich von der Ausbreitung von hörbaren Luftschall. Schallwellen sind Druckwellen, welche sich longitudinal ausbreiten. Die Moleküle schwingen in Richtung der Schallausbreitung. In Festkörpern treten zusätzlich zu den Longitudinal- und Dichtewellen auch Transversal- oder Scherwellen auf [57, 58]. Bei einem Gehäuse, das aus mehreren Bauteilen besteht, ist es wichtig, den Sensor möglichst nah an die Schallemissionsquelle zu platzieren. Jeder Übergang von einer Komponente zu einer anderen bedeutet eine Minderung der Signalintensität auf Grund von Reflexion an der Übergangsstelle. Um zu zeigen, wie sich die Schallintensität, die durch einen absichtlich eingebrachten Wälzlagerschaden in der Außenringlaufbahn, mit Vergrößerung der Distanz zur Schallquelle und der Anzahl der Impedanzsprünge (Wirkflächenpaare, kurz: WFP) ändert, wurden an verschiedenen Messorten Messwerte erfasst.

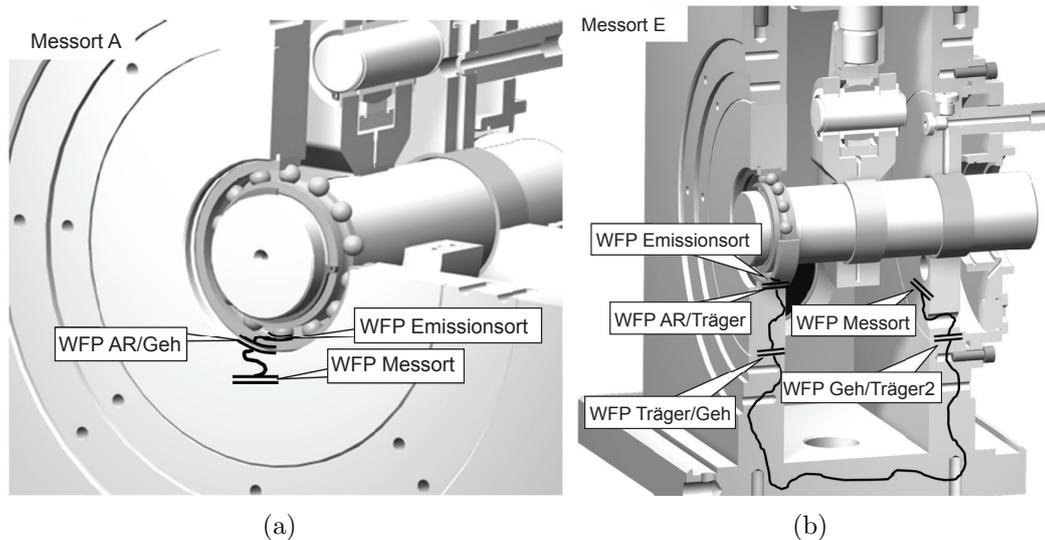


Abbildung 2.25: Schallpfade in einem teilwäzgelagerten Einzylinderaggregat a) Messort A b) Messort E, nach [55]

Messort A ist etwa 30 mm und Messort E ca. 450 mm von der Schallquelle entfernt. Zwischen der Schallquelle und Messort A ist nur ein Impedanzsprung, bei Messort E sind es drei Impedanzsprünge zur Schallquelle. In Abb. 2.25 sind bei einem Einzylinderprufstand zwei der fünf Messorte und die dazugehörigen Schallpfade dargestellt. Emissionsquellen sind dabei zwei Gleitlager und ein Wazlager, wobei der Laufbahnschaden des Wazlagers detektiert werden soll. In Abb. 2.26 sind die Messergebnisse aller Messorte dargestellt. Bei konstant 5 kN Prufast wurde bei dem Versuch die Drehzahl am Einzylinderprufstand variiert.

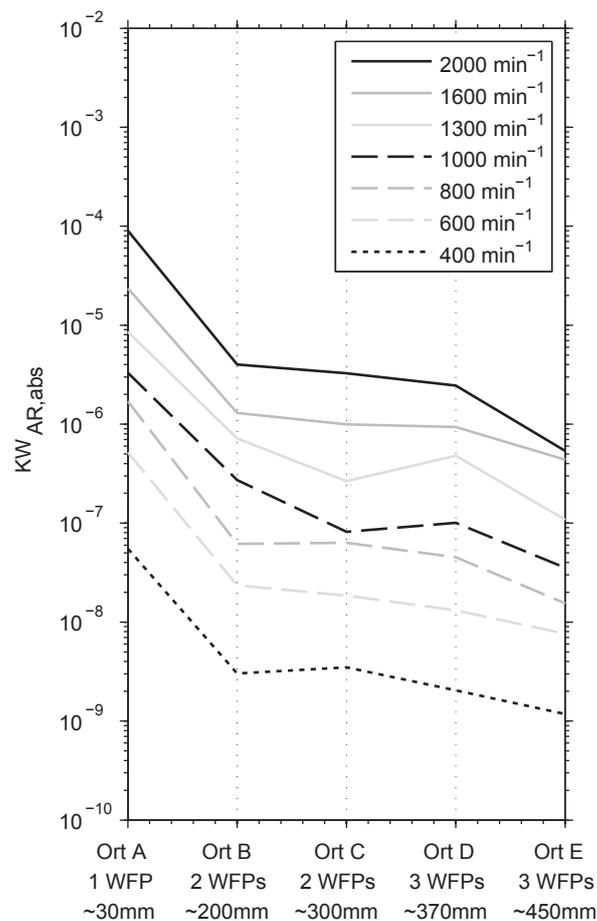


Abbildung 2.26: Absolutwerte der Körperschallmessung bei Wälzlagerlaufbahndefekt des Außenrings bei verschiedenen Drehzahlen und 5 kN Last aufgetragen nach Messort [55]

Die Anzahl der Bauteilübergänge, bewirkt eine erhebliche Minderung des Schallwerts (Abb. 2.26), da sich das Medium Luft zwischen den Fugen befindet. Die Signalminderung beruht auf der Tatsache, dass Luft bei 20 °C mit ca. $413 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^3$ einen deutlich geringeren Impedanzwert aufweist, im Vergleich zu Stahl mit ca. $45 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^3$ [55]. Da die Impedanz von Öl oder Fett im Bereich einiger $10^6 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^3$ liegt, ist es sinnvoll, bei allen Versuchen den Spalt eines Bauteilübergangs damit zu füllen [59]. Durch die Verwendung von Öl oder Fett wird der Anteil der eingeschlossenen Luft zwischen den gefügten Bauteilen deutlich reduziert.

Messmethoden zur Überwachung des Schmierungszustands

Für die Erfassung des Schmierungszustands zwischen Welle und Gleitlager hat sich in der Praxis die elektrische Übergangswiderstandsmessung etabliert [60]. Dabei wird zwischen Welle und Gleitlager ein elektrisches Potential U_L angelegt, siehe Abb. 2.27. Befindet sich zwischen den Tribopartnern ein elektrisch isolierendes Öl, beträgt $U_D = U_L$ und die Lage-

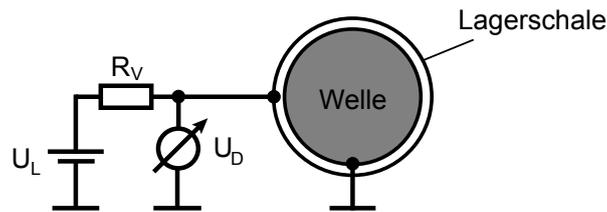


Abbildung 2.27: Prinzipskizze der Übergangswiderstandsmessung, nach [60]

zung befindet sich im Schmierzustand der Hydrodynamik. Gibt es Kontakt zwischen Welle und Gleitlager, so beträgt $U_D = 0 \text{ V}$. Voraussetzung ist, dass Welle und Gleitlager aus einem elektrisch leitfähigen Material bestehen. Das Verfahren des Übergangswiderstands eignet sich hervorragend zur Erkennung beginnender Mischreibung bei Auslaufversuchen [61] und zum Nachweis des hydrodynamischen Schmierzustands [62].

Bei der Körperschallemissionsanalyse im Ultraschallbereich zur Erfassung des Schmierzustands werden in dieser Arbeit Piezosensoren verwendet. Ein Signal im Ultraschallbereich entsteht, wenn eine Wechselwirkung der Oberflächenrauheiten zweier Tribopartner, die sich zueinander mit einer bestimmten Relativgeschwindigkeit befinden, auftritt. Mechanischer Zug oder Druck verformt den Kristall im Sensor und die eingebetteten Ladungen verschieben sich, so dass an den Oberflächen Ladungen auftreten. Positive und negative Ionen verschieben sich im Kristall zueinander, wodurch elektrische Dipolmomente entstehen, siehe Abb. 2.28. Auch in [55] konnte die Korrelation zwischen Körperschall-

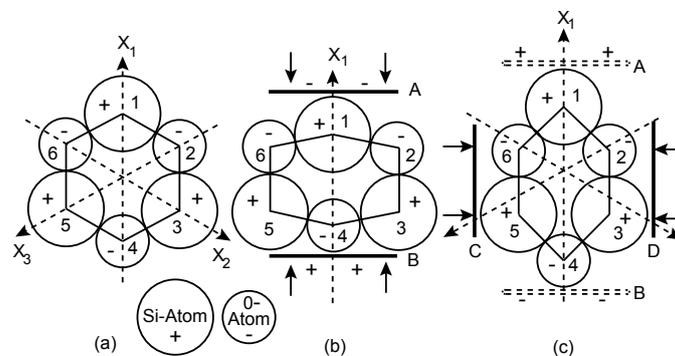


Abbildung 2.28: Prinzipskizze Piezoelektrischer-Effekt bei Quarz, nach [63]

Signalleistung (Effektivwert 80-230 kHz) und dem Reibzustand in einem Gleitlager erneut nachgewiesen werden, siehe Abb. 2.29. In einem Wälzlager ist diese Methode ebenfalls anwendbar [64].

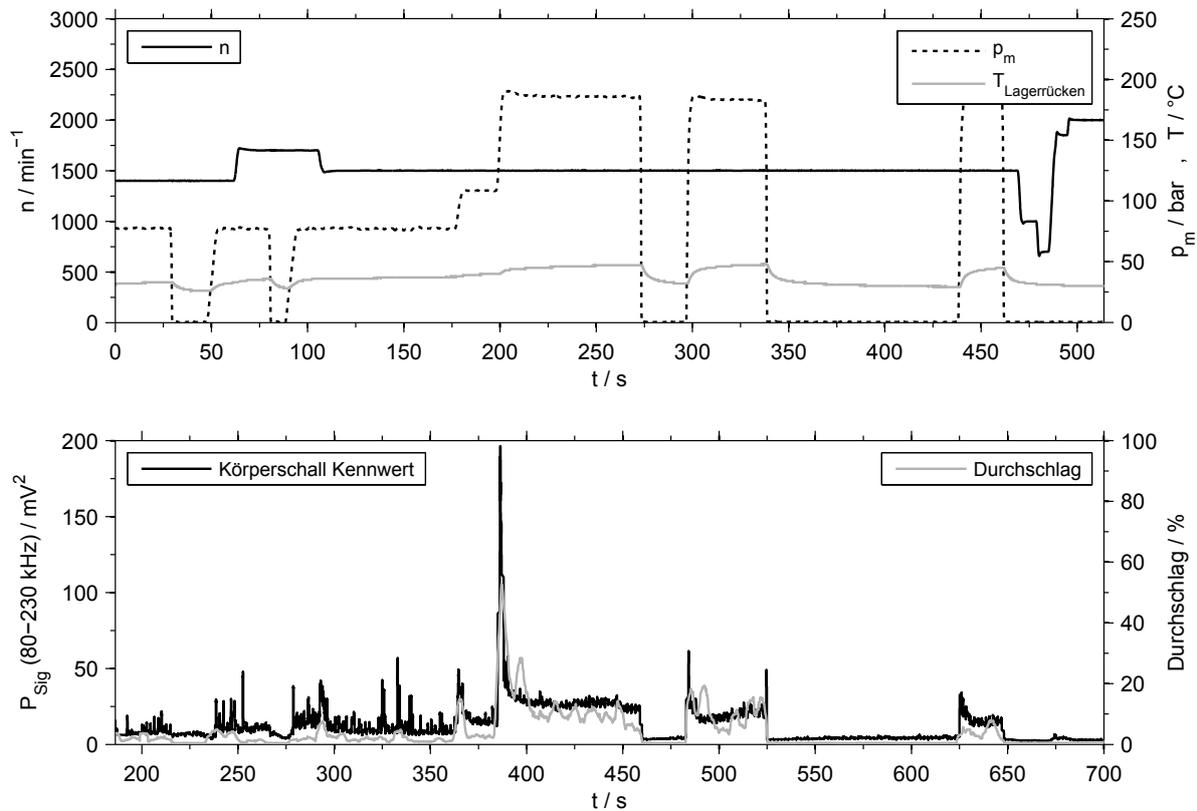


Abbildung 2.29: Übergangswiderstandsmessung und Körperschallemission bei instationären Betriebsbedingungen eines Prüflagers Glyco74 schmal [55]

2.8 Vorgespannte Schraubenverbindung unter dynamischer Last

Die Messung der Lastverteilung erfolgt in der vorliegenden Arbeit durch piezoelektrische Kraftmessringe an vorgespannten Schraubenverbindungen. Die Darstellung der Grundlagen vorgespannter Schraubenverbindungen ist notwendig um von den zwischen Schraubenkopf und Lagerbrücke gemessenen Kräften auf die im Lager anliegende Last schließen zu können. In Abschnitt 3.5.1 wird das Kraftmesssystem beschrieben. Abschnitt 6.2 beinhaltet die Messergebnisse. Wird an einer vorgespannten Schraube bis zur Vorspannkraft F_V gezogen, wird diese proportional gelängt. Im elastischen Bereich ist dies reversibel. Die Schraube längt sich dabei um den Weg s_S , siehe Abb. 2.30 a). Die von der Schraube zusammengespannte Platte bzw. die Platten, werden mit der Vorspannkraft F_V um den Weg s_P gestaucht, siehe Abb. 2.30 b). Die Steifigkeit der Platte ist in den meisten Fällen höher als die der Schrauben, daher ist die Kennlinie der Platte meist steiler. Die Federrate der Schraube wird in Gl. 2.22 beschrieben:

$$R_S = \frac{F_V}{s_S} \quad \left[\frac{N}{mm} \right] \quad (2.22)$$

Die Federrate der Platten wird in Gl. 2.23 beschrieben:

$$R_P = \frac{F_V}{s_P} \quad \left[\frac{N}{mm} \right] \quad (2.23)$$

Für die elastische Längenänderung gilt für einen auf Zug beanspruchten Stab mit dem Querschnitt A das Hooksche Gesetz, siehe Gl. 2.24:

$$s_S = \epsilon \cdot l = \frac{l \cdot \sigma}{E} \quad [mm] \quad (2.24)$$

Vorspannungszustand

Wird eine Schraube mit einer Platte vorgespannt, so wird die Platte um s_P gestaucht und die Schraube um s_S gelängt. Abb. 2.30 c) zeigt das Vorspannungsschaubild. Sowohl

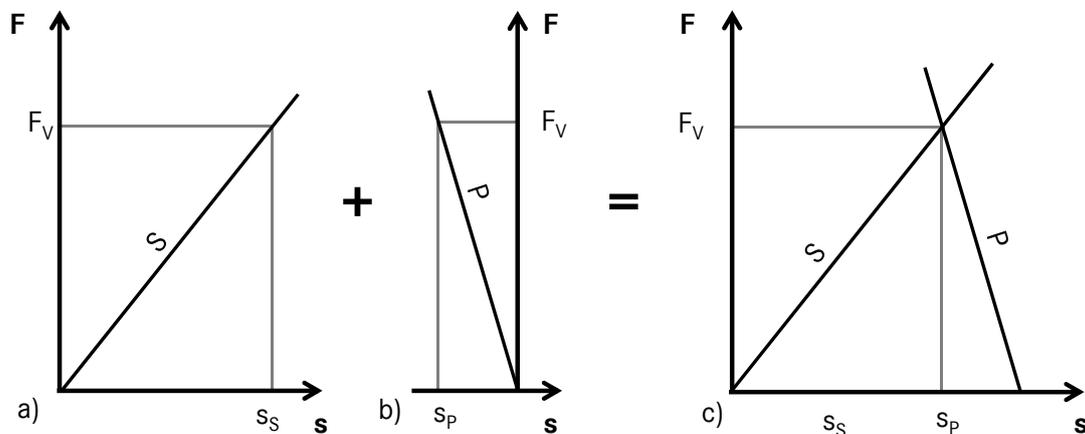


Abbildung 2.30: Vorspannungsschaubild vorgespannter Schraubenverbindungen, nach [30]

die Schraube, als auch die Platte bzw. die Platten lassen sich als Federelemente darstellen, siehe Abb. 2.31 c). l_K beschreibt die gemeinsame Vorspannklemmlänge. Wird eine vorgespannte Schraubenverbindung zusätzlich auf Zug mit der Kraft F_B belastet, so längt sich die Schraube um s_{SB} und die Platten erfahren eine Stauchung, siehe Abb. 2.31 a). Die aus der Belastung F_B resultierende Längenänderung in den Platten hat eine Schraubenzusatzkraft F_{BS} zur Folge. Die Schraubenzusatzkraft F_{BS} ist stets kleiner als die anliegende Betriebskraft, sofern die Vorspannung der Schraubenverbindung vorhanden ist. Die Klemmkraft F_K zwischen den Bauteilen nimmt durch die Zugkraftbelastung ab. Abb. 2.32 zeigt die Vorspannungsschaubilder von vorgespannten Schraubenverbindungen unter dynamischer Last mit den drei unterschiedlichen Belastungsarten. Zu sehen ist, dass die anliegende Betriebskraft nur in abgeschwächter Form an der Schraube anliegt. Die Betriebskraft F_B führt an einer vorgespannten Schraubenverbindung zu einer Schraubenausschlagskraft F_A . Sie ist definiert durch Gl. 2.25 und Gl. 2.26:

$$\pm F_A = \pm \frac{F_{BSo} - F_{BSu}}{2} = \pm \frac{F_{Bo} - F_{Bu}}{2} \cdot \Phi \quad [N] \quad (2.25)$$

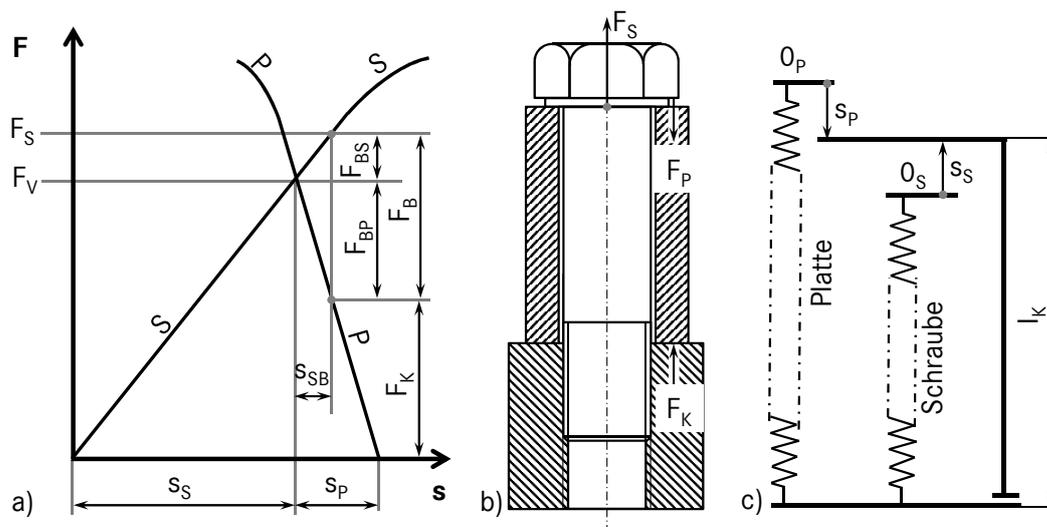


Abbildung 2.31: a) Verspannungsschaubild für vorgespannte Schraubenverbindungen unter Zugbelastung b) Verspanntes Schrauben-Plattensystem mit einseitiger Klemmfuge und c) zugehörigem Federmodell, nach [65]

$$\Phi = \frac{F_{BS}}{F_B} \quad [N] \quad (2.26)$$

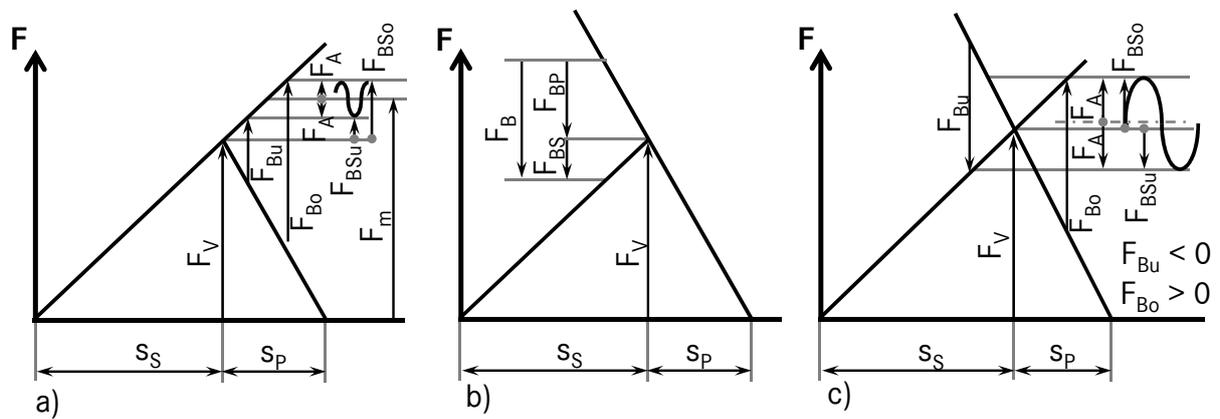


Abbildung 2.32: Verspannungsschaubild für dynamisch belastete vorgespannte Schraubenverbindungen a) schwelende Zugkraft, b) Druckkraft, c) wechselnde Zugdruckkrafte, nach [28]

3 Vorgehensweise

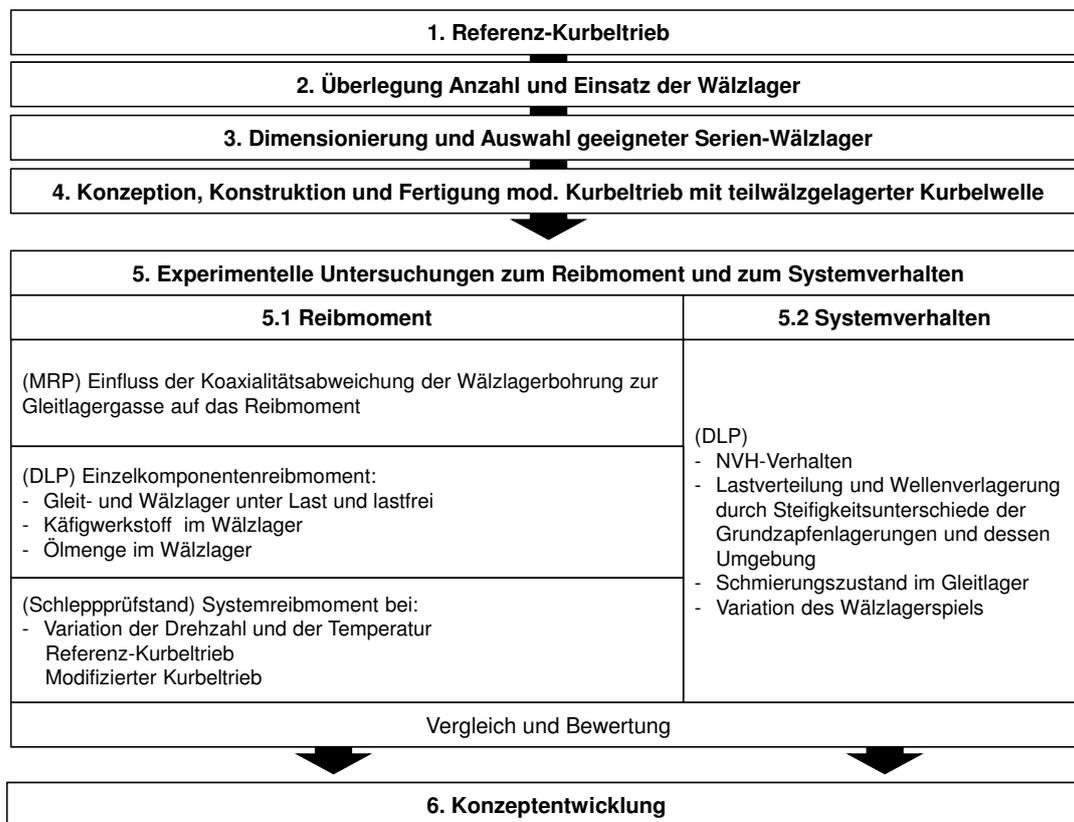


Abbildung 3.1: Schematische Vorgehensweise zur Konzeptentwicklung modifizierter Kurbeltriebe mit Teilwälzlagerung

In Abb. 3.1 ist die Vorgehensweise zur Konzeptentwicklung modifizierter Kurbeltriebe mit Teilwälzlagerung dargestellt. Die experimentellen Untersuchungen (5) sind in zwei Gruppen unterteilt. Zum einen wird das Systemreibmoment der standardmäßigen und der modifizierten Lagerungsvariante der Kurbelwelle erfasst (5.1) und zum anderen wird das Systemverhalten genauer untersucht (5.2). Da es mehrere Versuchspläne gibt, werden diese in den einzelnen Abschnitten vor den Messergebnissen dargestellt, damit sie eine übersichtliche Einheit bilden.

3.1 Ausgewählter Verbrennungsmotor

Der untersuchte Motor ist ein Reihen-Vierzylinder-Ottomotor der Fa. Daimler AG mit der Bezeichnung M270, siehe Abb. 3.2. Der Verbrennungsmotor besitzt einen Hubraum von 2,0l und entwickelt im Mercedes Benz A250 Fahrzeugmodell W176 eine maximale Leistung von 155 kW. Das maximale Drehmoment von 350 Nm wird im Drehzahlbereich zwischen 1.250 und 4.000 min^{-1} erreicht. Im NEFZ entsteht bei dem verwendeten Fahrzeug ein CO_2 -Ausstoß von 143 gCO_2/km .

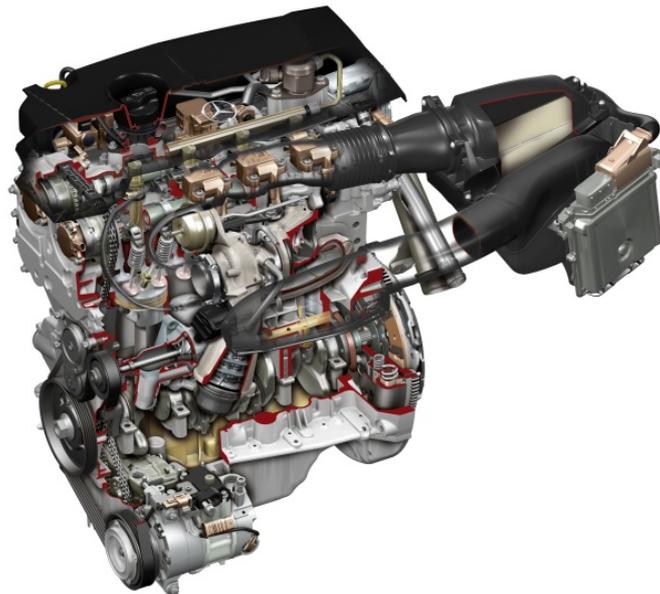


Abbildung 3.2: Teilschnitt Reihen-Vierzylinder-Ottomotor mit der Bezeichnung M270 [66]

3.1.1 Serien-Kurbelgehäuse

Das Kurbelgehäuse ist aus einem Aluminiumgusswerkstoff und besitzt eine Masse von ca. 19 kg. Der Durchmesser der Zylinderbohrungen beträgt 83 mm. Die Position der mittleren drei Hauptlagerbohrungen ist spezifiziert durch eine maximal zulässige Koaxialität von $30 \mu\text{m}$ einer jeden Bohrung im Bezug zu einer ideellen Achse, gebildet aus den äußeren beiden Bohrungen. Die zulässige Rundheitsabweichung einer Hauptlagerbohrung beträgt $9 \mu\text{m}$. Die Hauptlagerstühle sind in einem Abstand von 90 mm angeordnet und weisen eine Breite von 20 mm auf.

3.1.2 Serien-Kurbelwelle

Die Kurbelwelle ist aus Stahl und wurde durch Schmieden hergestellt. Die Rundlauf-toleranz aller fünf Grundzapfen ist spezifiziert mit $80 \mu\text{m}$. Hierbei ist definiert, dass jedes einzelne der mittleren drei Grundzapfen (HL 2, HL 3 und HL 4) im Bezug zu einer ideellen Achse gebildet aus HL 1 und HL 5 $80 \mu\text{m}$ Rundlaufabweichung nicht übersteigen darf.

Zudem ist spezifiziert, dass jedes einzelne der mittleren drei Grundzapfen (HL 2, HL 3 und HL 4) im Bezug zu einer ideellen Achse gebildet aus den benachbarten Grundzapfen $80\ \mu\text{m}$ Rundlaufabweichung nicht übersteigen darf. Die Rundheit eines Grundzapfens ist mit $3,5\ \mu\text{m}$ spezifiziert.

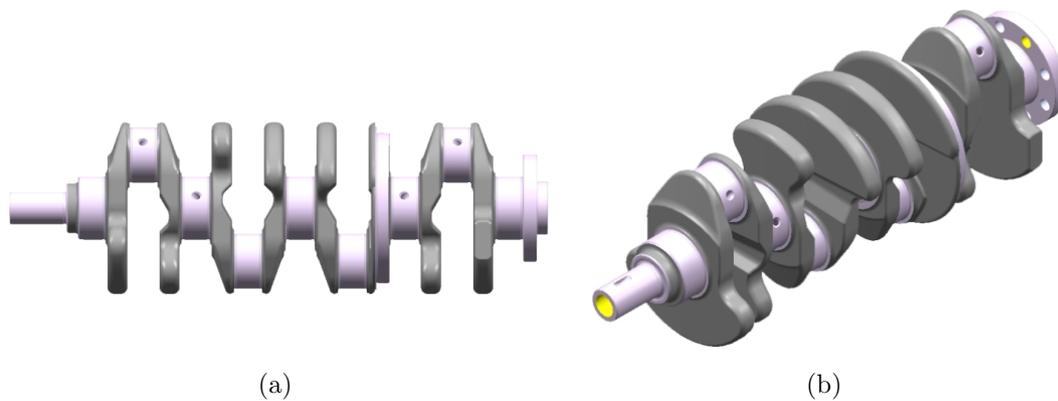


Abbildung 3.3: a) Seitenansicht Kurbelwelle b) Isometrische Ansicht Kurbelwelle

3.1.3 Serien-Gleitlager

Die Radial-Gleitlager für die Hauptlagerung der Kurbelwelle in dem Kurbelgehäuse besitzen einen Innendurchmesser von 55 mm und einen Außendurchmesser von 59 mm. Die Wandstärke ist somit 2 mm. Damit sich das Spiel der Hauptlagerungen innerhalb des zulässigen Toleranzbereichs befindet, werden die Gleitlagerschalen der Kurbelwelle zueinander sortiert. Die Lagerschalen bestehen aus dem Werkstoff DS 05 (kaltgewalztes Stahlband) und besitzen eine A22E - AlSnSi Beschichtung.

Zur axialen Sicherung der Kurbelwelle werden Anlaufscheiben verwendet. Die Festlagerung befindet sich in der Mitte der Welle bei HL 3.

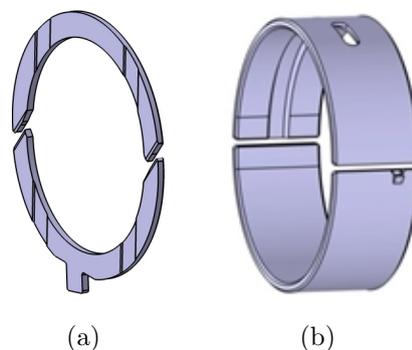


Abbildung 3.4: a) Anlaufscheiben b) Radial-Gleitlager

3.1.4 In den Versuchen eingesetzte Motorenöle

Das Serien-Motorenöl mit der Viskositätsklasse 5W-30 für die Erstbefüllung des verwendeten Ottomotors besitzt einen HTHS-Wert von $2,9 \text{ mPa} \cdot \text{s}$ und wird im Folgenden mit Öl A bezeichnet. HTHS bedeutet High-Temperature-High-Shear und beschreibt die dynamische Viskosität des Schmierstoffs bei 150°C und einem Schergefälle von 10^6s^{-1} . Je höher der HTHS-Wert ist, desto scher-stabiler ist der Schmierfilm. Die Eigenschaften des Öls sind in Tab. A.1 angegeben.

Da zukünftig in Verbrennungsmotoren Öle mit einer geringeren Viskosität verwendet werden, kommt im Rahmen der Arbeit außerdem ein Versuchs-Motorenöl mit der SAE-Viskositätsklasse 0W-20 zum Einsatz. Dieses Versuchsöl wird im Folgenden mit Öl B bezeichnet. Die Eigenschaften von Öl B sind Tab. A.2 zu entnehmen. Das Öl besitzt einen HTHS-Wert von $2,6 \text{ mPa} \cdot \text{s}$ und wird in Abb. 3.5 hinsichtlich der dynamischen Viskosität η Öl A gegenübergestellt.

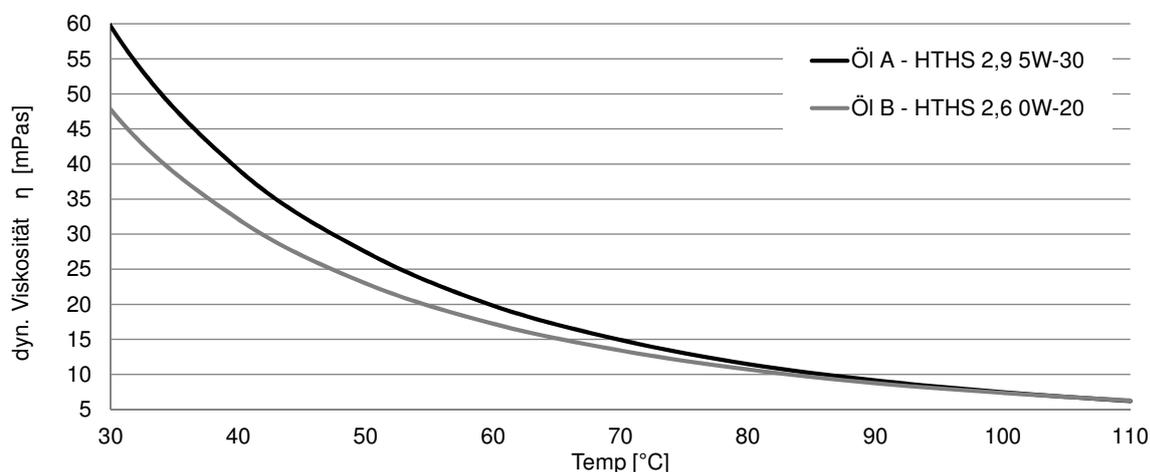


Abbildung 3.5: Vergleich der Ölviskosität von Öl A mit Öl B

3.2 Motorenprüfstand für ungefeuerten Schleppbetrieb

Ein Schleppprüfstand dient vor allem dazu, die innere Reibleistung eines Motors zu erfassen. Hierbei wird der Verbrennungsmotor von einem Elektromotor angetrieben („geschleppt“), siehe Abb. 3.6. Zwischen Antrieb und Prüfling erfasst eine Drehmomentmesswelle das Torsionsmoment. Der Elektromotor erreicht eine maximale Drehzahl von 7.000 min^{-1} . Die Drehmomentmesswelle der Fa. HBM vom Typ T 12 hat einen Messbereich von 0 bis 100 Nm mit der Genauigkeitsklasse 0,03, was einer Genauigkeit von $0,030 \text{ Nm}$ entspricht. Diese erfasst gleichzeitig die Drehzahl und das benötigte Drehmoment um den Prüfling geschleppt zu betreiben. Damit die empfindliche Messwelle keinen Schaden nimmt, werden hohe Drehmomentspitzen durch den Einsatz einer speziellen Kupplung vermieden. Da die Reibleistung sehr stark von der Temperatur des verwend-

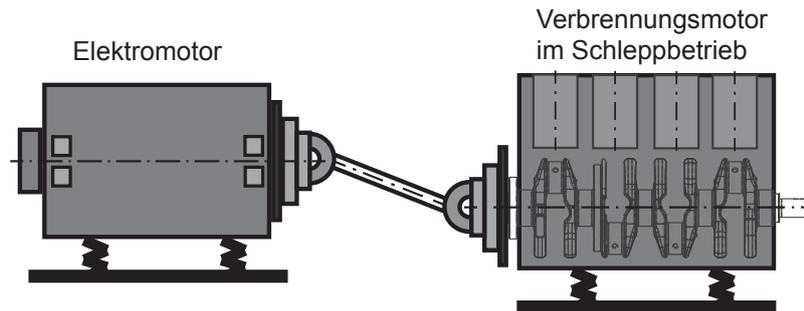


Abbildung 3.6: Schema Schleppprüfstand Demontagestufe Kurbelwellenhauptlagerung

ten Schmiermediums abhängt, wird der Motor über eine Kühlwasser- und eine Ölkonditionieranlage definiert temperiert. Die Kühlwasserkonditionieranlage „CoolCon“ der Fa. FEV regelt die Temperatur und die Fördermenge des Motorkühlwasserkreislaufs. Das Kühlwasser kann dabei in einem Temperaturbereich von 40 °C bis 130 °C mit einer Genauigkeit von ± 1 K geregelt werden. Die Motorölkonditionierung („LubCon“) regelt die Temperatur-, den Druck und die Durchflussmenge des verwendeten Schmiermediums. Die Öltemperatur kann zwischen 40 °C und 150 °C eingestellt werden. Die Regelgenauigkeit beträgt ≤ 1 K. Der Druck kann von 0,5 bar bis 10 bar mit einer Genauigkeit von 0,1 bar geregelt werden. Die Durchflussmenge beträgt bei Nennbetrieb zwischen 30 und 90 l/min. Die gesamte Prüfstandssteuerung erfolgt über zwei Computer. Ein PC übernimmt die Prüfstandsregelung mit dem SPS-Steuerprogramm „Simatic“ der Fa. Siemens. Der zweite PC übernimmt mit Hilfe eines Messverstärkers der Fa. HBM und der Software „catman Professional AP“ der Fa. HBM die Messwerterfassung von Drehmoment und Drehzahl.

3.3 Mobiler Reibleistungsprüfstand

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde ein sehr einfacher, aber zweckoptimierter Prüfstand aufgebaut. Dieser dient dazu kurbelwinkel-aufgelöst das Reibmoment qualitativ zu erfassen. Der Prüfstand hilft dabei aufzuzeigen, ob eine zentrierte Kurbelwelle vorliegt und wie sich eine gezielte Fehlpositionierung der Wälzlager auf die Kurbelwellenreibung auswirkt.

Für den Prüfstand sind keine Druckbeölung und keine Temperierung vorgesehen. Die Radial-Gleitlager, die Anlaufscheiben und die Wälzlager erhalten eine Anfangsbeölung vor der Montage der Lagerbrücken. Die Gleitlagerschalen werden dabei mit Öl benetzt. Der mobile Reibleistungsprüfstand „MRP“ besteht aus zwei Federbalgkupplungen, einem Elektromotor mit Getriebe, einer Drehmomentmesswelle, einem kompakten USB-Messverstärker, Aluminium-Profilen und einem Labornetzgerät zur Spannungsversorgung des Elektromotors. Der Elektromotor besitzt eine maximale Stromaufnahme von 0,570 A und eine Nennspannung von 12,0 V. Dabei erreicht der Elektromotor eine Drehzahl von bis zu 5.900 min^{-1} . Ein Getriebe reduziert die maximale Drehzahl auf 59 min^{-1} . Die relativ langsame Drehzahl dient dazu den Reibmomentverlauf einer Kurbelwellenumdrehung hochaufgelöst zu erfassen, um so zu erkennen, ob die Kurbelwelle mit einem Gleitlager

in Kontakt kommt, oder ob sie zentrisch rotiert. Der mobile Prüfstand wird mit dem zu untersuchenden Kurbelgehäuse verschraubt, siehe Abb. 3.7 und Abb. 3.8.

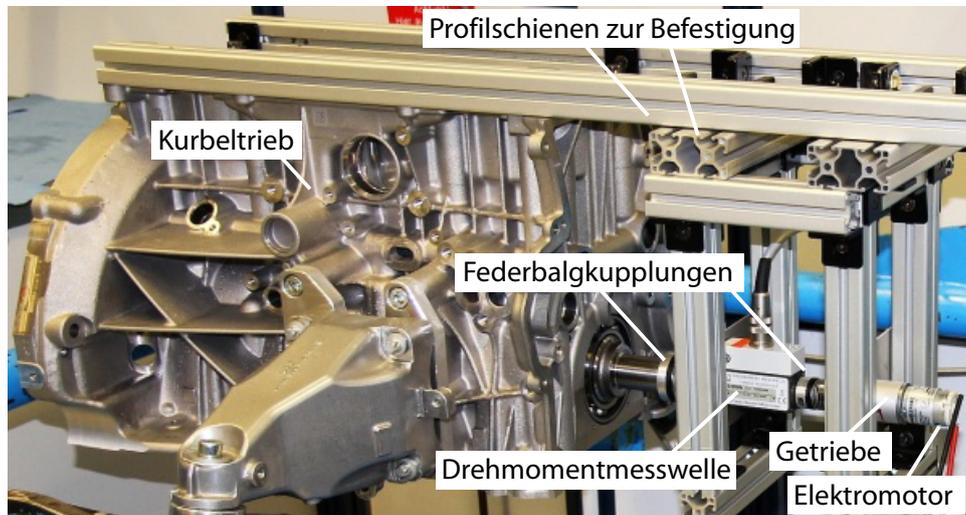


Abbildung 3.7: MRP Mobiler Reibleistungsprüfstand, Versuchskurbeltrieb mit Rillenkugellager bei HL 1

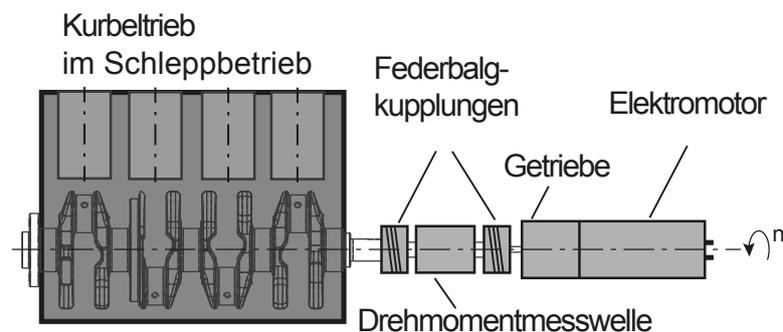


Abbildung 3.8: Schema MRP

3.4 Dynamischer Lagerprüfstand

Der Dynamische Lagerprüfstand „DLP“ ist ein Komponentenprüfstand zum Testen des Reibungs- und Verschleißverhaltens von Haupt- und Pleuellager unter verschiedenen Prüfbedingungen. Die Hauptkomponenten des Prüfstands sind der Hydropulszylinder, ein Elektromotor, eine Schwungmasse und eine Sicherheitskupplung. Zudem befinden sich im Prüfstand eine Drehmomentmesswelle mit einer vor- und nachgeschalteten biegeweichen und zugleich torsionssteifen Federbalgkupplung, siehe Abb. 3.10. Der Hydropulszylinder stellt dabei die Kolbenkraft nach, die in einem Verbrennungsmotor entsteht



Abbildung 3.9: Dynamischer Lagerprüfstand bei 5.000 min^{-1}

und leitet diese über ein Lager in die Prüfwellen ein. Am Prüfstand gibt es drei separate Öl-Konditioniereinheiten. Sowohl das Zylinderkurbelgehäuse, als auch die Haupt- und Pleuellager können separat temperiert werden.

Ölflusstemperatur, Öldruck und der Ölstrom können bei den Versuchen eingestellt und aufgezeichnet werden. Die Drehzahl und die Last werden mit Hilfe eines Rechners und einer „SPS“ Regelungsanlage der Fa. Siemens geregelt. Ein zweiter Computer dient zur Erfassung der Messgrößen und zeichnet mit Hilfe eines „MGCplus“ Messverstärkers der Fa. HBM unter anderem die Temperaturen der Hauptlager und das Reibmoment der Prüfwellen auf. Der Elektroantrieb des Prüfstands erreicht eine maximale Drehzahl von 8.000 min^{-1} . Die maximale Prüfkraft liegt bei 250 kN . Der Prüfstand wird im Rahmen der Arbeit dazu verwendet aufzuzeigen, wie sich die teilwälzgelagerte Kurbelwelle unter bestimmten Last- und Drehzahlkollektiven verhält. Dazu werden am Prüfstand für die folgenden Versuche drei zusätzliche Messsysteme appliziert:

- Piezo-Kraftmessringe
- Wirbelstrom-Wegsensoren
- Körperschallmesssystemanalyse im Ultraschallbereich

Die Piezokraftmessringe erfassen die Kraft zwischen Schraubenkopf und Hauptlagerbrücke. Die Wirbelstromsensoren dienen zum Erfassen der Wellenverlagerung in radialer Richtung. Kraft- und Wegmesssystem werden zusammengefasst und in Abschnitt 3.5.1 ab S.50 beschrieben. Das Körperschallmesssystem dient der Untersuchung des Schmierzustands in den Gleitlagern und wird in Abschnitt 3.5.3 ab S.53 beschrieben.

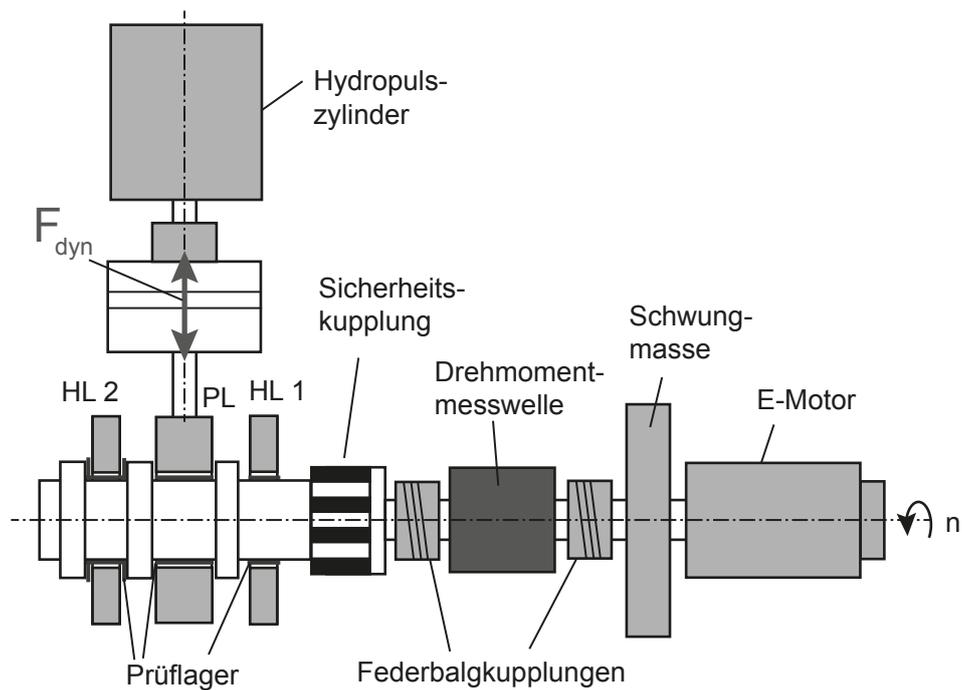


Abbildung 3.10: Dynamischer Lagerprüfstand Schema

Temperaturmessstellen

Die Temperaturmessstellen sind mit Thermoelementen des Typs K mit einem Durchmesser von 1,5 mm bestückt. Alle fünf Hauptlagerbrücken, der Pleuellagerdeckel, die Öleintrittstemperatur für das Kurbelgehäuse (Kühlwasserkreislauf), die Ölaustrittstemperatur des Kurbelgehäuses (Kühlwasserkreislauf), die Öleintrittstemperatur für die Hauptlagerbeölung und eine Temperaturmessstelle am Kurbelgehäuse werden dabei erfasst, siehe Abb. 3.11.

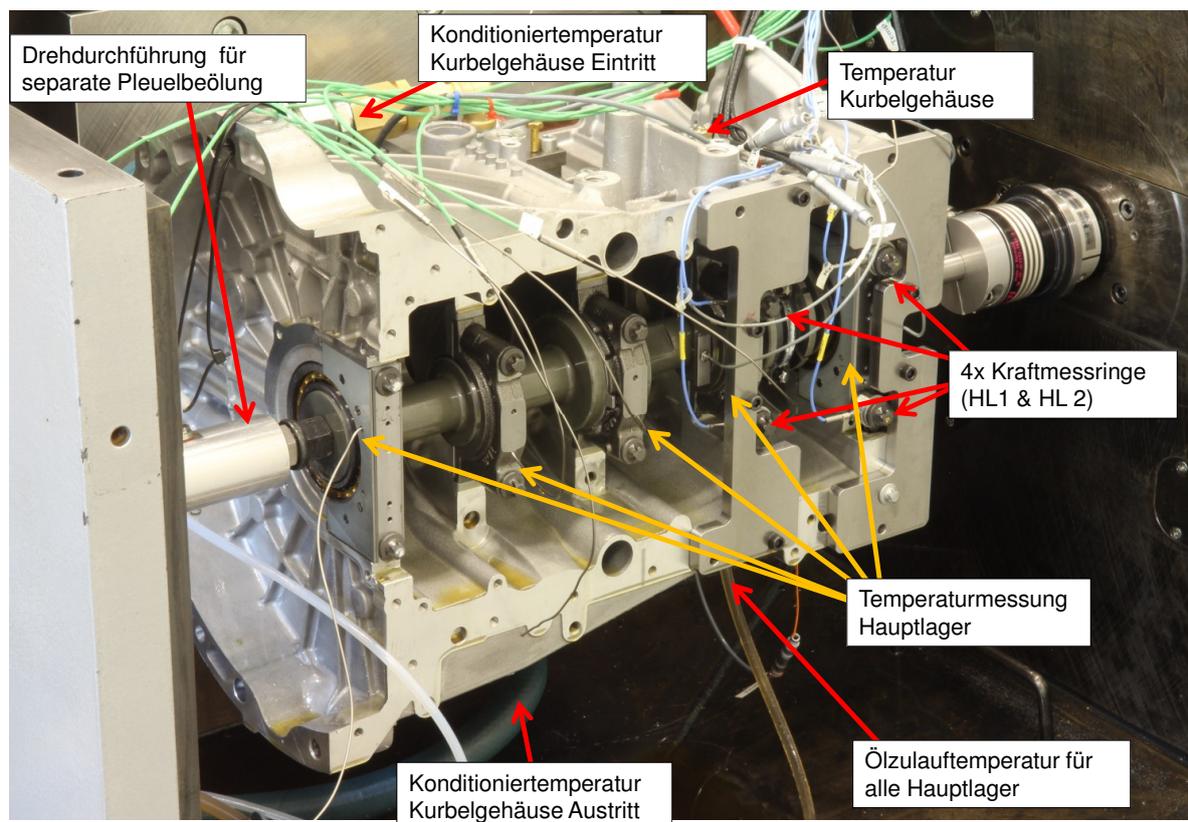


Abbildung 3.11: Kurbelgehäuse mit teilwälzgelagerter Prüfwellen am DLP mit Thermoelementen Typ K, Kraftmessringen und Wegsensoren

3.5 Verwendete Messsysteme

3.5.1 Kraft- und Wegmesssystem

Um das System „teilwälzgelagerte Kurbelwelle“ ganzheitlich zu verstehen, wurden sowohl ein Kraft- als auch ein Wegmesssystem zur Erfassung der Kurbelwellendynamik eingebaut, siehe Abb. 3.12. Beide Systeme werden mit 2,4 kHz abgetastet. Bei einer Drehzahl

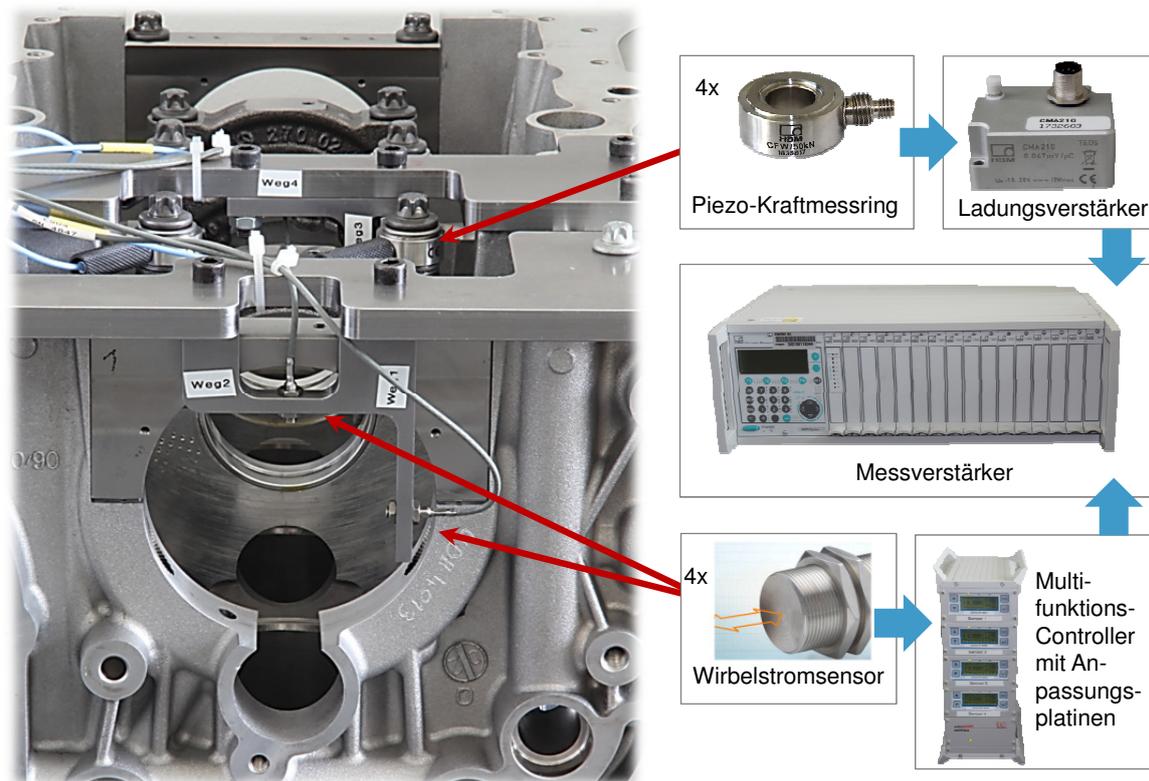


Abbildung 3.12: Aufbau am DLP, Kraft- und Wegmessung

von 3.000 min^{-1} (50 Hz) können demnach 48 Messpunkte pro Kurbelwellenumdrehung aufgezeichnet werden. Ziel ist es dabei, die radiale Verlagerung der Welle unter dynamischer Lasteinwirkung zu erfassen. Zur Ermittlung der Verlagerungsbahnen der Hauptlagerzapfen im dynamischen Zustand des Kurbeltriebs dient ein Wirbelstrommesssystem der Fa. Micro-Epsilon. Die Wirbelstromsensoren werden senkrecht zur Oberfläche angebracht. Sie haben eine Messbegrenzung von 0,450 mm. Zusammen mit einer Temperatur-Ausgleichsplatine und einem Controller bilden Sie eine Messeinheit. Es werden insgesamt vier Sensoren verbaut. Jeweils zwei Sensoren werden bei HL 1 und zwei bei HL 2 appliziert. Gemessen wird in Richtung der Lasteinbringung (horizontal) und senkrecht zur Lasteinbringung (vertikal), siehe Abb. 3.13.

Zur Erfassung der Gaskraftverteilung zwischen den Hauptlagerbrücken im dynamischen Betrieb des Kurbeltriebs werden piezoelektrische Kraftmessringe der Fa. HBM verwendet. Die Kraftmessringe mit der Bezeichnung „PACEline CFW/50KN“ sind für Kräfte

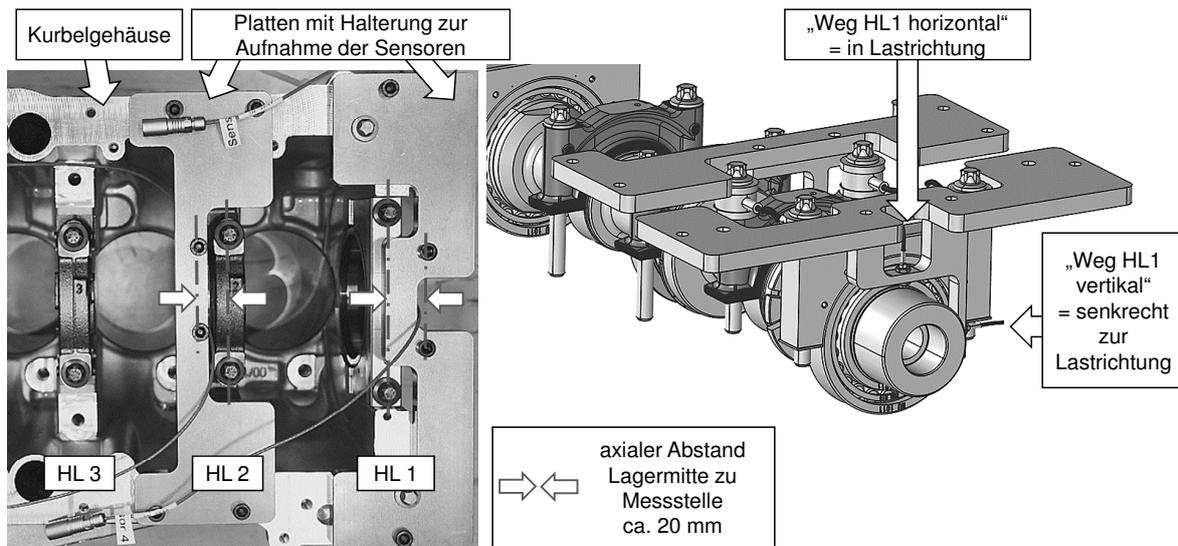


Abbildung 3.13: Wegmesssystem am teilwäzgelagerten Kurbeltrieb

bis 50 kN einsetzbar. Hierbei wird der Sensor um $3,5 \mu\text{m}$ gestaucht. Der thermische Einsatzbereich liegt zwischen -40°C und $+120^\circ\text{C}$. Im piezoelektrischen System entsteht eine Ladung von $-4,3 \text{ pC/N}$. Damit die Ladungen mit der Einheit Coloumb in Spannung gemessen werden können, wird ein Ladungsverstärker mit externer Spannungsversorgung von 24 V eingesetzt. Der einkanalige Verstärker mit der Bezeichnung „CMA210“ verstärkt die Ladungen mit $0,049 \text{ mV/pC}$ und hat einen Messbereich bis 210.000 pC . Der Drift der gesamten Messkette aus Sensor, Sensorkabel, Ladungsverstärker und Signalkabel liegt bei 20°C unter $0,1 \text{ pC/s}$ bzw. unter 25 mN/s . Der Einfluss der Temperatur auf die Empfindlichkeit ist zu vernachlässigen ($0,02\%/K$). Laut Hersteller soll der Ladungsverstärker mindestens eine Stunde vor Messbeginn mit Spannung versorgt werden. Der Messring soll mit mindestens 10 % seiner Nennkraft vorgespannt werden, damit die Linearität zwischen Kraft und Spannung gegeben ist.

Auf Grund der Stauchung der Zwischenlagen vorgespannter Schrauben (Grundlagen siehe Abschnitt 2.8) wird erwartet, dass die Summe der gemessenen Kräfte an den beiden Hauptlagerschrauben nicht mit der Last an der Hauptlagerbrücke übereinstimmt.

3.5.2 Körperschallemissionsanalyse unterhalb von 10 kHz

Um einschätzen zu können, ob der teilwazgelagerte Kurbeltrieb im Vergleich zum Standard-Kurbeltrieb in der Fahrgastzelle zu erhöhten Schwingungen führt, erfolgen Vergleichsmessungen direkt am Kurbeltrieb. Motorschwingungen können über die Karosserie in die Fahrgastzelle gelangen und werden vom Fahrer bei zu hoher Intensität häufig als störend empfunden. Für die Bewertung des NVH-Verhaltens im Frequenzbereich unterhalb von 10 kHz werden Triaxsensoren der Fa. PCB vom Typ 356A01, ein LMS-Testlab-System und ein Computer verwendet.

Der Sensor weist eine Kantenlänge von 6,3 mm auf und ist auf Grund der relativ geringen Größe für Haupt- und Pleuellagerdeckel geeignet. Die Sensoren erfassen unabhängig von-

einander die Schwingbeschleunigung in drei Messachsen und sind geeignet für Frequenzen bis 5 kHz in X-Richtung und 1 kHz in Z- und Y-Richtung, siehe Abb. 3.14. Die Sensoren werden dabei so auf die Lagerbrücken geklebt, dass in X-Richtung gemessen wird. Der nachträglich ausgewertete Bereich in den hier vorliegenden Messungen liegt zwischen 0 und 1.000 Hz, da Schwingungen in diesem Frequenzbereich in der Fahrgastzelle als besonders störend empfunden werden. Mit dem Messsystem „SCADAS Mobile“ der Fa.

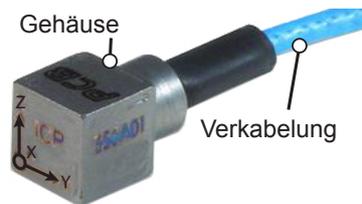
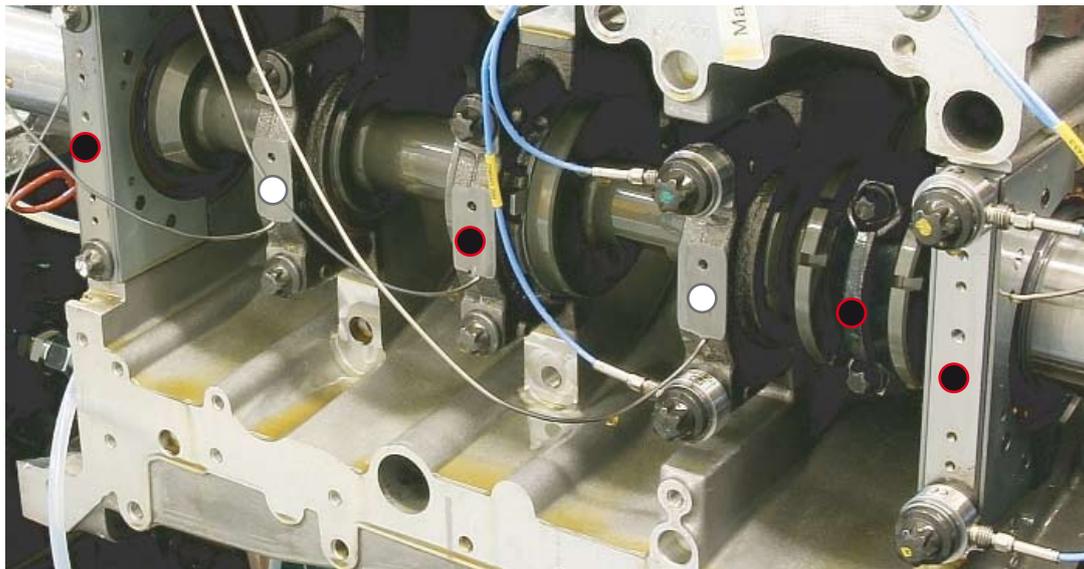


Abbildung 3.14: Triax-Beschleunigungssensor vom Typ 356A01 der Fa. PCB

Siemens AG ist es möglich, automatisierte Hochläufe durchzuführen und anschließend Campbell-Diagramme zu erstellen. Dazu wird in der Benutzeroberfläche der Software die Dauer des Hochlaufs und der dabei durchlaufene Drehzahlbereich festgelegt. Mit Hilfe der Campbell-Diagramme können drehzahlabhängige und drehzahlunabhängige Frequenzbereiche dargestellt werden. Zudem lässt sich die Schwingbeschleunigung abhängig von der Drehzahl und der Frequenz darstellen. Bei Körperschallmessungen zur Bewertung konventioneller Maschinenschwingungen werden die Triax-Sensoren an HL 1, HL 3 und HL 5, sowie am Pleuellagerdeckel angebracht. Körperschallmessungen zur Bewertung des Schmierungs Zustands erfolgen dabei aus Platzgründen nur noch an HL 2 und HL 4, siehe Abb. 3.15.



● Niederfrequenter Körperschallsensor ○ Hochfrequenter Körperschallsensor

Abbildung 3.15: Messstellen für die Körperschallsensoren am DLP

3.5.3 Körperschallemissionsanalyse oberhalb von 10 kHz

Für die Beurteilung des Schmierungs Zustands im Gleitlager dient ein Körperschallmesssystem, das zusammen mit dem IPEK des KIT aufgebaut wurde. Die Apparatur erlaubt durch eine berührungslose Messung, eine Aussage über den Schmierungs zustand im Gleitlager. Im Vordergrund steht hierbei die Erkennung von Mischreibung.

Messkette zur Körperschallerfassung

In Abb. 3.19 ist eine Übersicht der Messkette mit zwei Messwegen zu sehen. Messweg 1 (OUT 1) dient der Ausgabe des kompletten Rohsignals. Das komplette Frequenzspektrum kann dabei analysiert werden. Zudem können mit einem Rechner und der Software Matlab Effektivwerte für verschiedenen Frequenzbänder berechnet werden. Kern der Software ist die SFFT (ShortFastFourierTransformation). Das Rohsignal muss mit einem A/D-Signalwandler mindestens mit doppelter Frequenz im Vergleich zur Anregungsfrequenz abgetastet werden. Messweg 2 (OUT 2) kann mit einer relativ geringen Frequenz abgetastet werden, da der Absolutwert vom Signal im Hochfrequenzverstärker („Kistler 5125B“) durch einen RMS-Baustein gemittelt wird. Hierbei wird immer ein positives Spannungssignal ausgegeben. Je intensiver das Körperschallsignal, desto höher wird die Spannung. Der Körperschallsensor wird vom Hochfrequenz-Messverstärker mit versorgt. Der Hochfrequenz-Messverstärker wiederum ist mit der Spannungsversorgung verbunden. Im Anschluss erfolgt die Verstärkung und Anpassung des Signals im Messverstärker. Das Signal kann anschließend vom A-/D-Wandler erfasst und zur digitalen Verarbeitung auf einem Rechner bereitgestellt werden. Zur Körperschallerfassung werden piezoelektrische Breitband-Körperschallsensoren der Fa. Kistler eingesetzt. Der Sensor vom Typ 8152C, siehe Abb. 3.16 (a), besteht aus dem Sensorgehäuse, dem piezoelektrischen Messelement

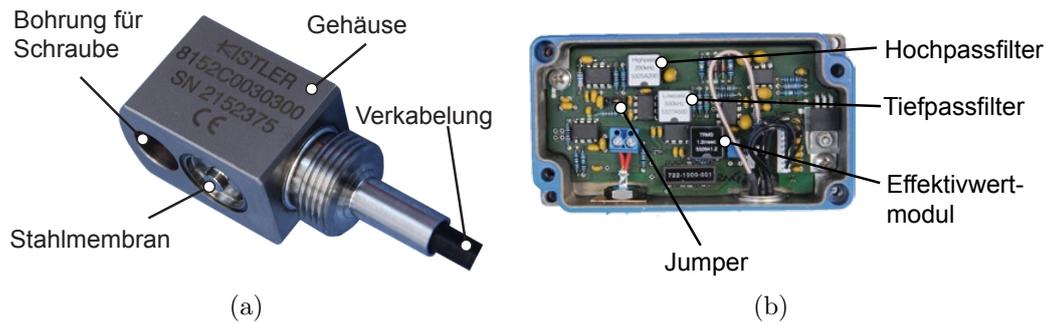


Abbildung 3.16: a) Körperschallsensor 8152C b) Hochfrequenzmessverstärker der Fa. Kistler vom Typ 5125B mit geöffnetem Gehäuse, zu sehen die steckbaren Hoch- und Tiefpasselemente, der steckbare Jumper und das RMS-Element zur Bildung des Effektivwerts

und dem eingebauten Impedanzwandler. Das Messelement aus piezoelektrischer Keramik ist auf einer dünnen Stahlmembran montiert, über die Schwingungen eines Körpers in das System Sensor eingeleitet werden. Diese Stahlmembran steht um ein genau defi-

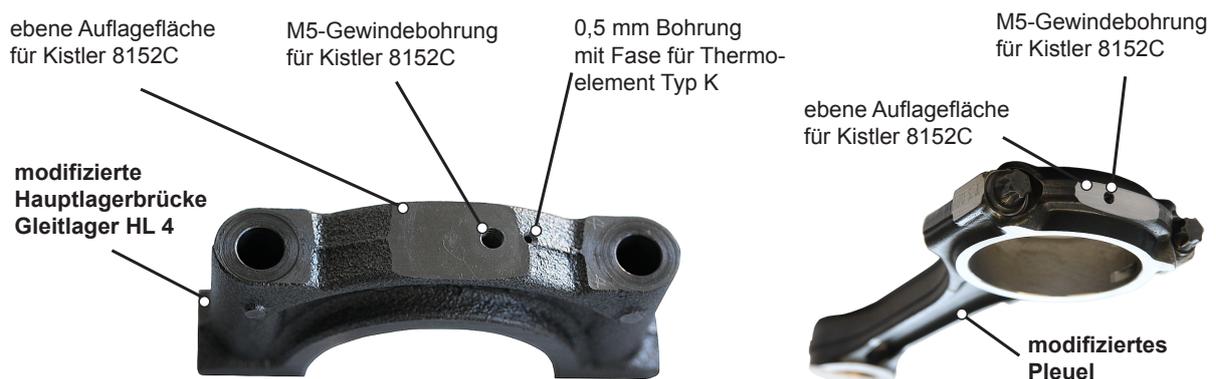


Abbildung 3.17: Modifizierte Hauptlagerbrücke und modifiziertes Pleuel zur Implementierung des Ultraschallsensors

niertes Maß gegenüber der Unterseite des Sensorgehäuses hervor. Durch die entstehende elastische Verformung wird diese beim Montieren mit einer genau definierten Kraft angedrückt und zwar unabhängig von der auf das Sensorgehäuse wirkenden Anpresskraft, solange dieses nicht nennenswert verformt wird. Auf diese Weise wird bei relativ geringen Montagekräften eine konstante und reproduzierbare Ankopplung erreicht. Das Messelement selber ist durch eine spezielle Konstruktion des Sensorgehäuses isoliert und dadurch vor äußeren Störeinflüssen geschützt.

Die zu messenden Körperschallsignale werden mit dem Messelement unter Ausnutzung des piezoelektrischen Effekts in ein elektrisches Signal umgewandelt, siehe Abb. 2.28.

Damit die Körperschallsensoren an die Hauptlagerbrücken und an den Pleueldeckel montiert werden können, muss eine ebene Fläche für den Sensor geschaffen werden. Ebenfalls wird eine Gewindebohrung in die Bauteile eingebracht, damit der Sensor mit definiertem



Abbildung 3.18: Applizierte Körperschallsensoren zur Erfassung des Schmierungs Zustands zwischen Prüfzylinder und Gleitlagerung

Anzugsmoment gekoppelt ist. Abb. 3.17 zeigt die präparierten Bauteile. In Abb. 3.18 sind vier montierte Körperschallsensoren zu sehen. Die Sensoren sind dabei an HL 4, HL 3, HL 2 und am Pleuellagerdeckel (v. l. n. r.) verschraubt.

Als Hauptverstärker für das Sensor-Signal wird ein Hochfrequenz-Messverstärker vom Typ 5125B der Fa. Kistler verwendet, siehe Abb. 3.16 (b). Dieser versorgt den im Sensor integrierten Impedanzwandler mit elektrischer Energie, verstärkt das Sensorsignal und verfügt, durch das Hintereinanderschalten je eines steckbaren Hoch- und Tiefpassfilters, über einen integrierten Bandpassfilter. Die Grenzen des Bandpassfilters können dadurch beliebig gewählt werden. Der RMS-Wert wird über eine Zeitspanne von 1,2 ms gebildet. Der Verstärkungsfaktor wird über einen Jumper auf 10-fache oder 100-fache Signalverstärkung gewählt, siehe Abb. 3.16 (b). Um die analoge Datenausgabe des Messverstärkers zu digitalisieren und mit einem Rechner weiterzuverarbeiten, wird ein 16-Bit Analog-Digitalwandler der Firma National Instruments vom Typ X-Series USB-6351 verwendet. Der A/D-Wandler verfügt über eine maximale Abtastrate von 1,25 MS/s im Einkanalbetrieb. Die Aufnahme und das Steuern von Messungen, sowie die Auswertung der aufgezeichneten Daten, erfolgt mit der 32bit-Version von Matlab 2013a der Fa. MathWorks. Für die Erfassung der Messdaten steht eine eigens für diesen Zweck entwickelte Software des IPEK am KIT zur Verfügung. Automatisierte Messungen dauern i.d.R. 1 s und werden beispielsweise im Abstand von 500 ms mit einer Samplerate von 1,25 MS/s erfasst.

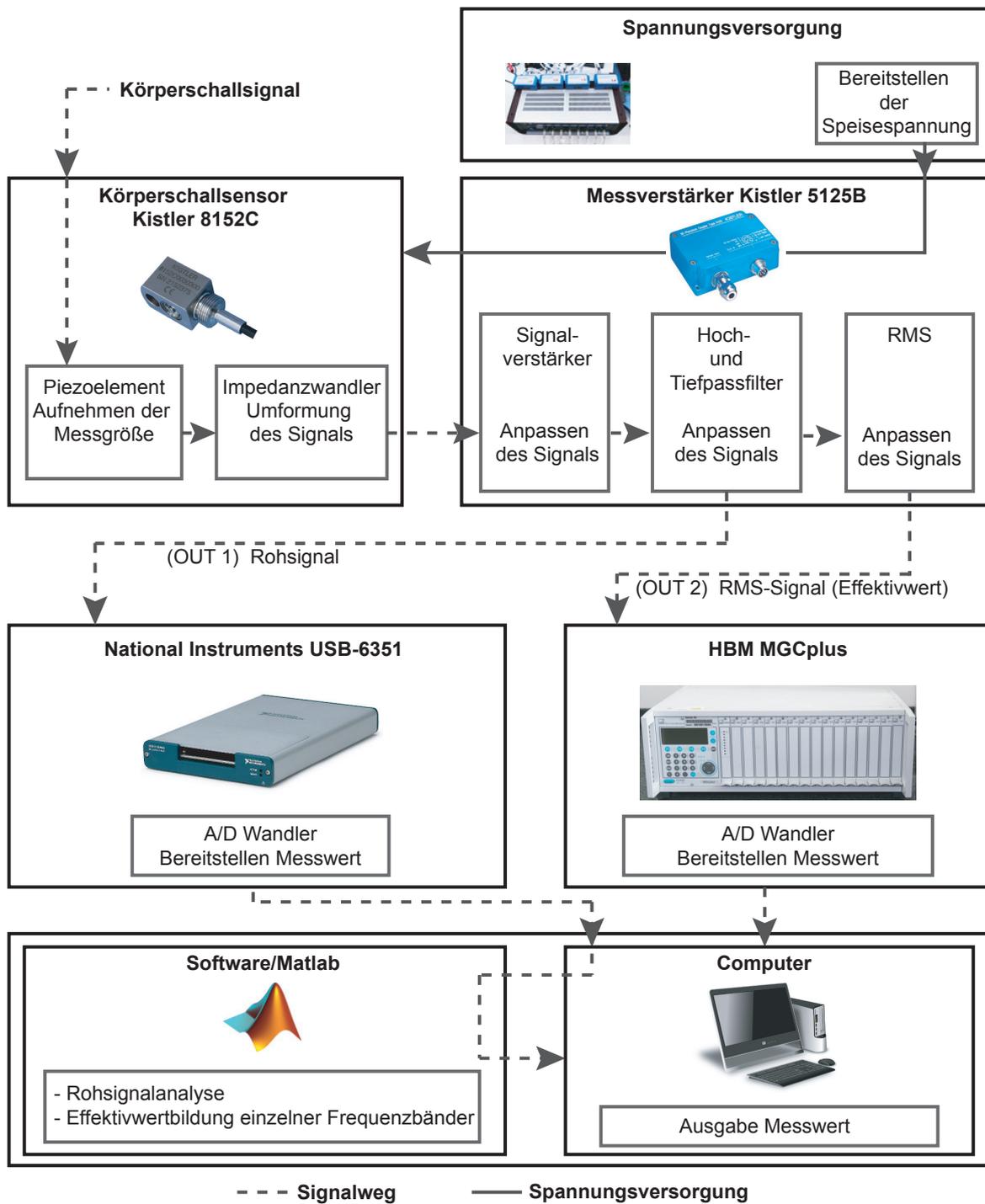


Abbildung 3.19: Erfassung des Körperschallsignals für die Überwachung des Schmierzustands - (OUT 1) Rohsignal, (OUT 2) RMS-Signal

4 Konzeption und Auslegung

In folgendem Abschnitt werden zwei Konzepte zur Teilwälzlagerung der Kurbelwelle und die Auslegung der entsprechenden Komponenten beschrieben. Die Herangehensweise zur Wahl geeigneter Wälzlager und die Schritte zur Modifizierung des Kurbeltriebs werden erläutert.

4.1 Wälzlagerauslegung

In diesem Abschnitt wird ein geeignetes Wälzlager für den Einsatz in einem Ottomotor ausgewählt. Kriterium für die Wahl des Lagers ist das Erreichen der Motorlebensdauer bei einem Einsatz von 3.000 Betriebsstunden. Dabei spielen bei einem Wälzlager die äußere und die innere Funktionalität eine wichtige Rolle. Zu den äußeren Funktionalitätskriterien zählen v.a.:

- Äußere Lasten, Betriebszustände
 - Gaskraft
 - Massenkraft
 - Klemmkraft durch Passungswahl
 - Drehzahl
 - Temperatur
 - Verschmutzungsart, -grad
- Form- und Lagetoleranz
 - Rundheit des Lagergehäuses
 - Koaxialität der Lagergasse
 - Verkipfung des Lagergehäuses

Als innere Auswahlgrößen zählen v.a.:

- Belastungsfähigkeit
 - Statische Tragfähigkeit
 - Dynamische Tragfähigkeit
 - Ermüdungsgrenzbelastung
 - Drehzahl
 - Temperatur
 - Verschmutzungsverträglichkeit

Auf Grund der Kontaktgeometrie im Wälzkontakt entstehen charakteristisch für das verwendete Wälzlager aus der äußeren Belastung unterschiedliche wälzlagerinterne Werkstoffbeanspruchungen. Kritisch betrachtet werden müssen dabei v.a.:

- Betriebsspiel
- Maximale Hertz'sche Pressung
- Resultierende Schubspannungen im Werkstoff kumuliert aus
 - Spannungen durch Passungswahl
 - Spannungen durch anliegende Kraft

Zudem ist es wichtig, dass bei Radialwälzlagern immer eine radiale Mindestlast anliegt. Die Höhe der Mindestlast ist abhängig von der Wahl des Wälzlagers. Wird die Mindestlast unterschritten kann es zu unzulässig hohem Wälzkörper- oder sogar Käfigschlupf kommen.

Berechnung der Hauptlagerlasten

Die winkelabhängigen Hauptlagerlasten lassen sich nach den zuvor dargestellten Grundlagen berechnen. Bei dem in dieser Arbeit verwendeten Kurbeltrieb gilt:

$$r = 46,5 \text{ mm}$$

$$l = 138,7 \text{ mm}$$

$$m_{\text{Kolben}} = 405 \text{ g}$$

$$m_{\text{Kolbenbolzen}} = 60 \text{ g}$$

$$m_{\text{Pleuel, Osz.}} = 149 \text{ g}$$

In Abb. 4.1 wird die berechnete radiale Beanspruchung für HL 1 bei einer Drehzahl von $n = 1.000 \text{ min}^{-1}$, 3.000 min^{-1} und 5.000 min^{-1} dargestellt.

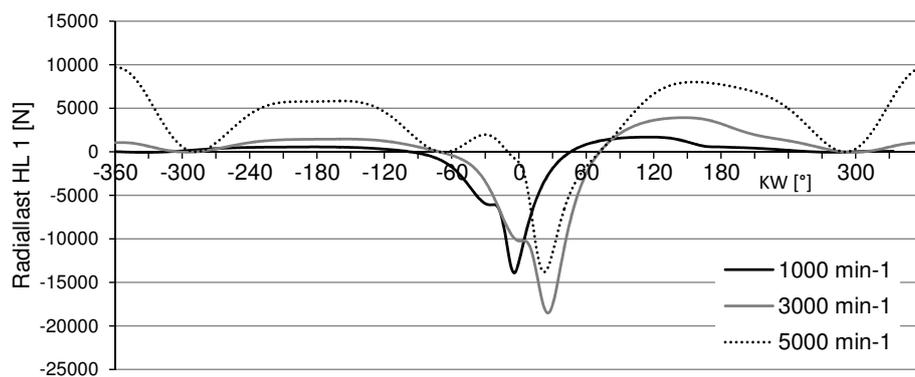


Abbildung 4.1: Lastverlauf aus Gas- und Massenkraft bei HL 1

Neben den Gas- und Massenkraften gibt es im betrachteten Ottomotor bei HL 1 zusätzlich

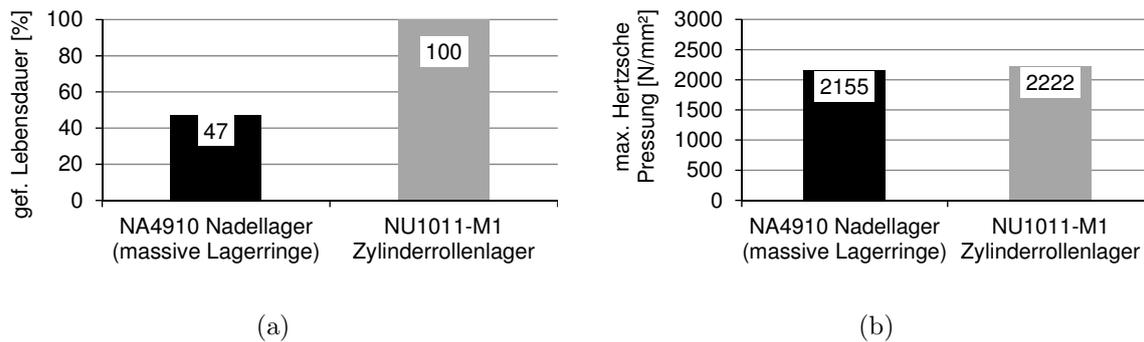


Abbildung 4.2: a) Erreichen der geforderten Lebensdauer in % b) max. Pressung zwischen Innenring und Wälzkörper

die Riemenspannkraft (Nebenaggregate) und die Kettenkräfte (Ölpumpe und Nockenwellen). Diese werden im Rahmen der Arbeit nicht näher betrachtet.

Wälzlagerauswahl

Für den Einbau eines Wälzlagers steht im vorhandenen Kurbelgehäuse ein max. Außendurchmesser von 90 mm und ein Bohrungsdurchmesser von 55 mm zur Verfügung.

Grundsätzlich stehen für dieses Vorhaben die Wälzlagerbauformen Zylinderrollen- (DIN 5412), Tonnen (DIN 635-1) und Nadellager (DIN 617) zu Verfügung. Rillenkugellager kommen auf Grund der relativ geringen radialen Tragfähigkeit, verglichen mit Zylinderrollenlagern oder Nadellagern, in diesem Kurbeltrieb nicht in Betracht.

Ein Nadellager vom Typ NA4910 (mit massiven Innen- und Außenringen) und ein Zylinderrollenlager vom Typ NU1011 stehen für eine engere Auswahl hier zur Diskussion, da diese für hohe Radiallasten ausgelegt sind. Eine Welle wird in einer Wälzlagersimulationssoftware abgebildet und mit der winkelaufgelösten Hauptlagerlast von HL 1 beaufschlagt. Die Belastung ergibt sich aus dem Gas- und Massenkraftverlauf des Verbrennungsmotors. Es werden 72 Belastungsfälle erstellt, die jeweils repräsentativ für 10° Kurbelwinkel (720°, zwei Wellenumdrehungen) sind. In Abb. 4.2 ist eine Gegenüberstellung hinsichtlich Lebensdauer und max. Kontaktspannung zwischen Wälzkörper und Innenring dargestellt. Die Radialkraft wirkt zwischen HL 1 und HL 2. Beim untersuchten Nadellager befinden sich bei Maximallast insgesamt acht Wälzkörper in der Lastzone, während es beim Zylinderrollenlager nur fünf tragende Wälzkörper sind. Im Verlauf der Kontaktspannung einer belasteten Nadel ist zu erkennen, dass die Last stark auf dem äußeren Rand eines Wälzkörpers verlagert wird, wodurch dort lokal hohe Kontaktspannungen resultieren. Die Lebensdauer des untersuchten Zylinderrollenlagers ist etwa doppelt so hoch wie die des Nadellagers. Grund dafür ist, dass das betrachtete Nadellager eine höhere Überrollfrequenz im Vergleich zu dem Zylinderrollenlager aufweist und auf Grund der häufigeren Lastwechsel somit schneller ermüdet. Im Rahmen der Arbeit werden auf Grund der höheren Lebensdauer Zylinderrollenlager vom Typ NU1011 und NUP1011 verwendet.

Der Kennwert f_L der hier verwendeten Hauptlager NU1011 ist:

$$f_L = \frac{0,408 \cdot 62.000 \text{ N}}{0,3 \cdot 20.000 \text{ N}} = 4,216 \quad (4.1)$$

Der Kennwert f_L ist größer als 2...3,5 wodurch das Lager ausreichend tragfähig ist.

Auslegung von Lagerluft und Betriebsspiel

Unter Lagerluft versteht man das Maß, um das sich bei nicht eingebauten Wälzlager die Lagerringe in radialer oder axialer Richtung von einer Endlage in die andere gegeneinander verschieben lassen. Bei eingebauten Lagern spricht man von Lagerspiel [36]. Das Betriebsspiel von Zylinderrollenlagern wird typischerweise so ausgelegt, dass es in jedem Betriebsfall einen betragsmäßig positiven (wenn auch sehr geringen) Wert annimmt.

Auf Grund der Temperaturdifferenzen zwischen Innenring und Außenring kommt es im Betrieb zu einer Veränderung des radialen Betriebsspiels. Die Lagerringe passen sich der Form der Gegenstücke weitgehend an. Je dünner die Lagerringe sind, desto stärker nehmen sie die Form der Umgebung an. Die Festlegung der Formgenauigkeit sollte sich deshalb an den Toleranzen der jeweiligen Genauigkeitsklasse des Lagers orientieren. Um das Wälzlager hinsichtlich Lagerluft auslegen zu können, sind demnach folgende Punkte zu berücksichtigen:

- Temperatur am IR
- Temperatur am AR
- Art der Passung am IR
- Art der Passung am AR
- Ausdehnungskoeffizienten der Werkstoffe
- Formgenauigkeit der Umgebung
- Fertigungspräzision der Wälzlagerkomponenten

Wälzlager müssen auf der Welle und im Gehäuse in axialer, radialer und tangentialer Richtung fixiert werden. Radial und tangential können Lagerringe häufig durch eine ausreichende Presspassung gesichert werden. In der Regel werden Lagerringe zusätzlich axial formschlüssig fixiert. Bei Betrachtung der Passungstabellen [28] wird ersichtlich, dass für normale bis hohe Belastungen bis zu einem Wellendurchmesser von 60,000 mm zwischen IR und Welle k5 gewählt wird. Das entspricht einem Wellenmaß von 55,000 mm +0,002 mm und +0,015 mm. IR und Welle sind aus Stahl und besitzen somit einen nahezu identischen Wärmeausdehnungskoeffizienten.

Da das Kurbelgehäuse aus Aluminium ist und die Welle aus Stahl, dehnen sie sich bei Veränderung der Temperatur unterschiedlich stark aus. Damit es bei 110 °C nicht zu einem Wandern des Außenrings kommt, muss die Bohrung für die Aufnahme des AR mit P6 toleriert sein. Dies bedeutet ein Bohrungsmaß von 90,000 mm -0,030 mm bis 90,000 mm -0,052 mm.

Durch die Übergangspassung am IR und die gewählte Passung am AR beträgt die Differenz zwischen Lagerluft und Betriebsspiel etwa 0,030 mm.

Damit das Betriebsspiel des Wälzlagers annähernd gleich groß ist wie das Betriebsspiel

des Gleitlagers, sollte die Lagerluft mindestens $0,040\text{ mm} + 0,030\text{ mm} = 0,070\text{ mm}$ betragen. In der Praxis bedeutet dies die Verwendung der Lagerluftklasse C3 (0,050 bis 0,080 mm) bis C4 (0,070 bis 0,100 mm).

Auslegung der Schmierstoffversorgung

Eine besonders effektive und zuverlässige Minimalmengenschmierung entsteht bei der Verwirbelung von Öl mit der Luft im Lagerbereich [44]. Die Wälzlager werden daher in den beschriebenen Konzepten nur mit Spritzöl und dem Ölnebel geschmiert, der im Kurbeltrieb zirkuliert.

4.2 Änderungskonstruktionen am Verbrennungsmotor

Es werden zwei Varianten modifizierter Kurbeltriebe aufgebaut. Variante 1 erhält ein Wälzlager bei HL 1. Variante 2 erhält je ein Wälzlager bei HL 1 und bei HL 5. In den Abbildungen 4.3 und 4.4 werden der Standard-M270-Kurbeltrieb und der modifizierte Kurbeltrieb mit zwei Wälzlager gegenübergestellt. Für den Einsatz von Zylinderrollenlagern mit einer ausreichenden Tragfähigkeit, werden die äußeren Hauptlagerbohrungen im Kurbelgehäuse von $D = 59\text{ mm}$ auf $90,2\text{ mm}$ vergrößert. Zusätzlich wird der Abstand der Hauptlagerschrauben von 80 mm auf 104 mm erhöht. Die Gewindetiefe im Kurbelgehäuse für die Aufnahme einer Hauptlagerschraube wird aus Bauraumgründen von mind. $45,6\text{ mm}$ auf mind. $37,0\text{ mm}$ reduziert. Schraubenhersteller empfehlen eine Einschraubtiefe vom dreifachen des Schraubendurchmessers, wodurch eine M9-Schraube mind. 27 mm tief eingeschraubt werden sollte. Eine Mindesteinschraubtiefe von 37 mm ist somit unkritisch.

Zur Aufnahme der Wälzlager werden neue Hauptlagerbrücken benötigt. Zusammen mit den Hauptlagerschrauben müssen sie die Kräfte von der Kurbelwelle über das Wälzlager in das Kurbelgehäuse leiten. Zusätzlich angebrachte Bleche dienen der axialen Sicherung des Außenrings. Zudem wurden Spritzöl-Schutzbleche gefertigt, die mit der Lagerbrücke verschraubt werden können. Die Schutzbleche ermöglichen eine nahezu vollständige Abschottung der Wälzlager vor unerwünschtem Öleintritt zusätzlich zum Ölnebel. Da sie keinen Kontakt zur Kurbelwelle aufweisen, erzeugen sie keine zusätzliche Reibleistung.

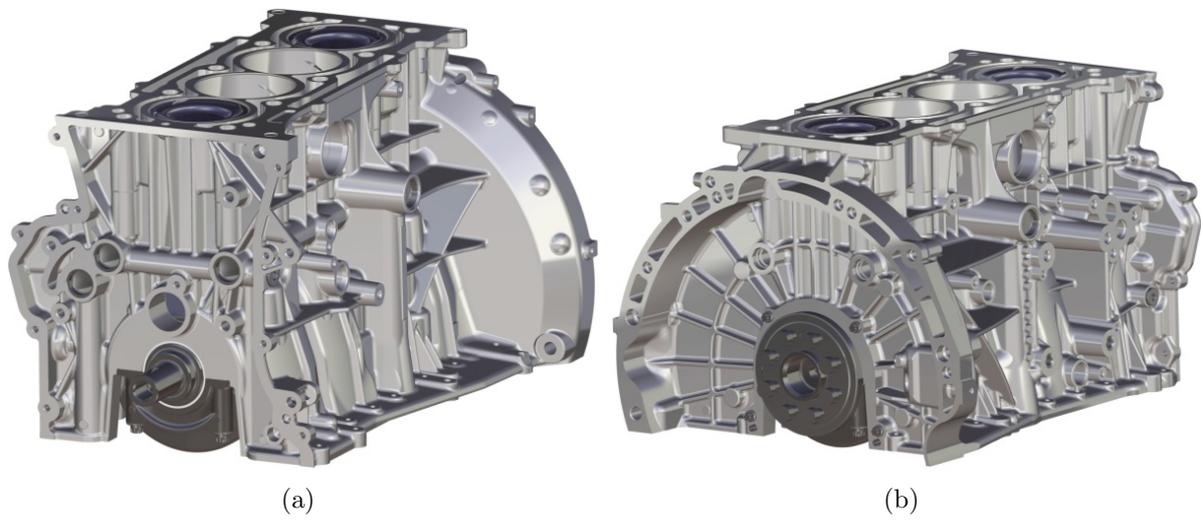


Abbildung 4.3: Standardkurbeltrieb, Sicht auf a) HL 1 b) HL 5

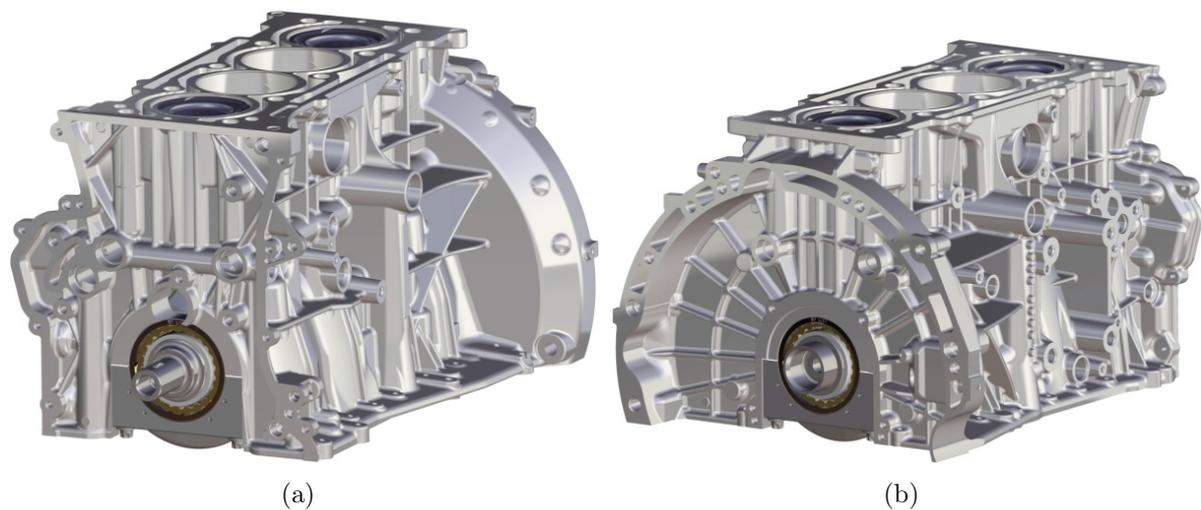


Abbildung 4.4: Kurbeltrieb mit zwei Wälzlagern, Sicht auf a) HL 1 b) HL 5

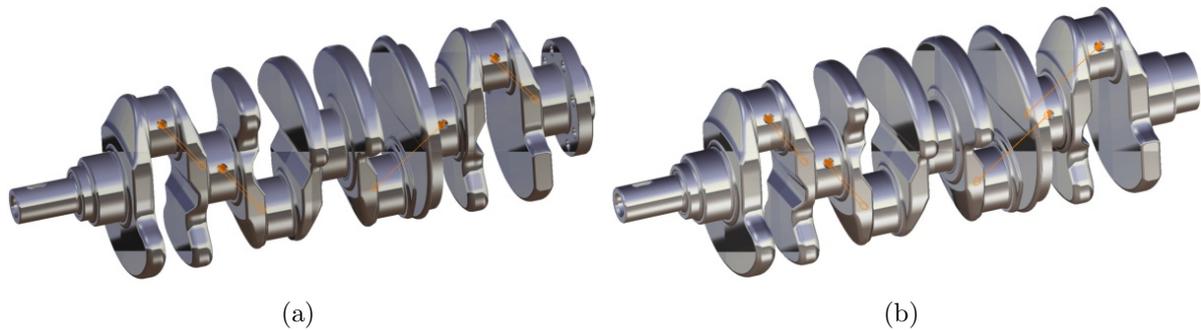


Abbildung 4.5: links: Pleuellagerwelle für den Einsatz von einem Pleuellager, rechts: Pleuellagerwelle ohne Pleuellagerflansch für den Einsatz von zwei Pleuellagern

Für die Variante mit zwei Pleuellagern muss der Pleuellagerflansch der Pleuellagerwelle abgedreht werden, da ungeteilte Pleuellager axial aufgebracht werden müssen, siehe Abb. 4.5. Zusätzlich werden zwei neue Ölbohrungen in die Pleuellagerwelle eingebracht, um PL 1 und PL 4 mit Öl zu versorgen. Eine zusätzlich eingebrachte Ölbohrung führt von Pleuellager vier zu Pleuellager eins und eine weitere Ölbohrung führt von Pleuellager vier zu Pleuellager vier.

Für die durchzuführenden Reibleistungsmessungen ist es wichtig, dass eine einteilige Pleuellagermasse auf der Pleuellagerwelle angebracht wird. Diese wird standardmäßig mit dem Pleuellagerflansch bei HL 5 verschraubt. Da der Pleuellagerflansch bei der Variante mit zwei Pleuellagern abgedreht wurde, wird für den geschleppten Lauf des Pleuellagertriebs mit zwei Pleuellagern, eine neue Pleuellagermasse, die auf die Pleuellagerwelle gepresst werden kann, gefertigt (Abb. 4.6).

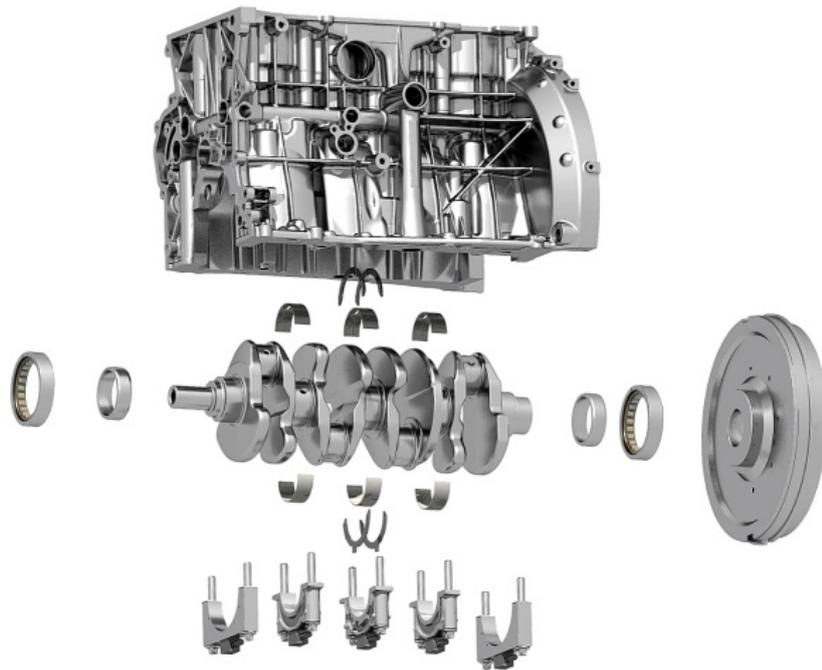


Abbildung 4.6: Explosionsansicht des modifizierten Kurbeltriebs für Reibleistungsmessungen im Schleppbetrieb

DLP Prüfwelle

Zum Testen des Systemverhaltens des teilwazlgeragerten Kurbeltriebs im DLP wird eine Prüfwelle konstruiert. Diese besitzt fünf Hauptlagerstuhle und ist jedoch im Vergleich zur Standard-Kurbelwelle ungekropft, damit auf der Pleuellagerstelle (PL) Last mit dem Hydropulser eingebracht werden kann. Beim Auslegen wurde darauf geachtet, dass die Gesamtdurchbiegung der Prüfwelle nahezu gleich ist, wie die der gekröpften Kurbelwelle. Zu diesem Zweck wurde der Durchmesser der ungekröpften Welle zwischen den Grundzapfen der Welle auf 33 mm ausgelegt. Abb. 4.7 zeigt die Grobgestalt der mit FEM optimierten Prüfwelle. Die Innenringe der Wazlagerungen sind bereits montiert.

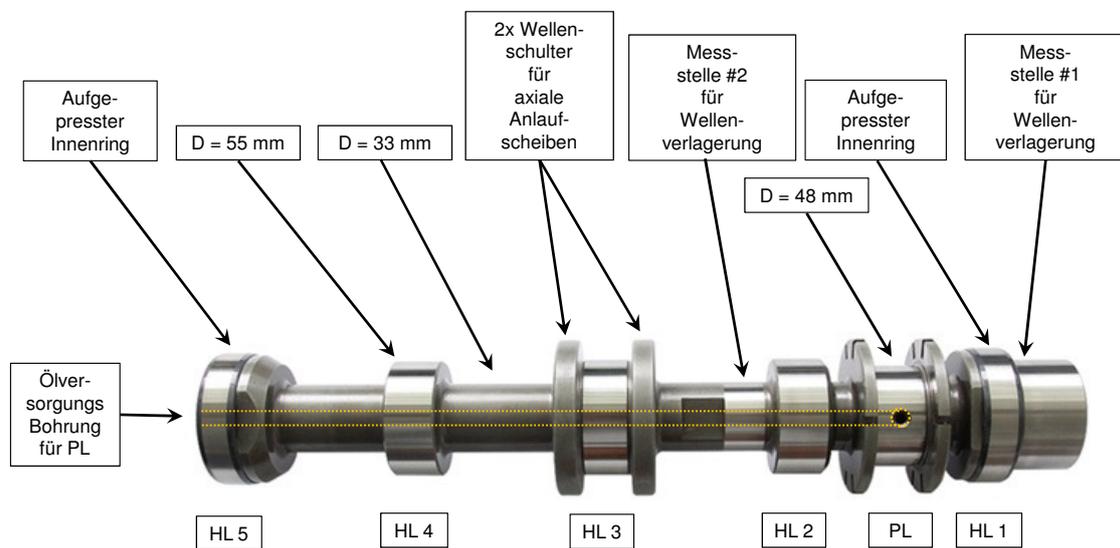


Abbildung 4.7: Prüfwelle für die Untersuchungen am DLP

5 Experimentelle Untersuchungen I - Lagerreibung

In diesem Abschnitt wird das Reibmoment der Einzelkomponenten zum einen berechnet und zum andern im Rahmen von Versuchen messtechnisch erfasst. Die Berechnungen und Messungen werden im Anschluss gegenübergestellt und bewertet.

Für den Einfluss der Koaxialitätsabweichung der Wälzlagerbohrung zur Gleitlagergasse auf das Reibmoment werden Untersuchungen am mobilen Reibleistungsprüfstand (MRP) durchgeführt.

Zur Messung des Einzelkomponenten-Reibmoments dienen Versuche am DLP. Dabei werden Gleit- und Wälzlager mit Last und lastfrei betrieben. Zudem wird der Einfluss des Käfigwerkstoffs und der Einfluss der Ölmenge im Wälzlager auf das Reibmoment überprüft.

Am konditionierten Schleppteststand wird das Systemreibmoment bei Variation der Drehzahl und der Temperatur gemessen. Daraus lassen sich eventuelle Verbrauchsvorteile für Fahrzyklen ableiten.

5.1 Lagerreibung bei konstanter Belastung

Um herauszufinden, wie sich das Reibmoment im System der teilwälzgelagerten Kurbelwelle zusammensetzt, werden die Reibmomente der Gleitlager und die der Wälzlager getrennt untersucht.

5.1.1 Funktionstests zur Reibmomentmessung am MRP

Damit die Signifikanz der Versuchsergebnisse in den folgenden Abschnitten statistisch abgesichert ist, durchläuft der MRP eine Messsystemanalyse. Für die Vorversuche wird der Elektromotor mit einer Versorgungsspannung von 6,0 V gespeist. Die Drehzahl der Kurbelwelle beträgt hierbei etwa 30 min^{-1} .

MSA Typ 1 am MRP

Um feststellen zu können, ob der selbstgebaute Prüfstand zur Erkennung signifikanter Unterschiede zwischen den Betriebszuständen geeignet ist, wird zunächst eine Messsystemanalyse Typ 1 durchgeführt. Dazu wird 25-mal das Reibmoment einer Kurbelwelle, die mit zwei Rillenkugellagern gelagert wird, gemessen. Normalerweise müsste die Welle dazu vor jedem Versuch ein- und wieder ausgebaut werden. Darauf wird in diesem Versuch verzichtet, um die Gewinde im Aluminium-Leichtbaukurbelgehäuse zu schonen. Aus Abb. 5.1 kann erkannt werden, dass bei einem Mittelwert aus 25 Messungen von $M_R = 23,4 \text{ Nmm}$

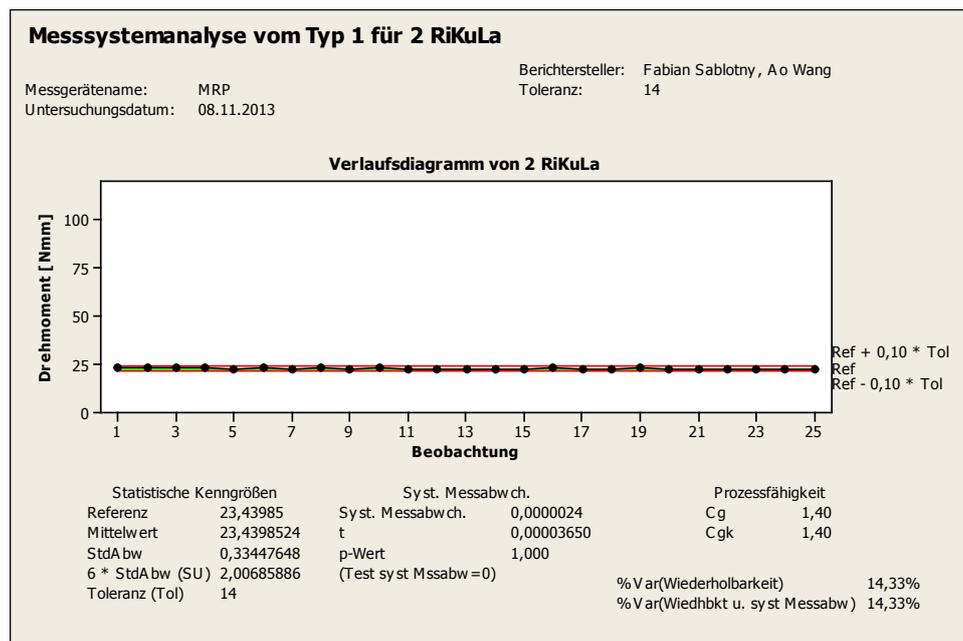


Abbildung 5.1: Messsystemanalyse Typ I am MRP, Öl A, in Anlehnung an [67]

die einfache Standardabweichung 0,3 Nmm beträgt. Das bedeutet, dass die Standardabweichung 1,4% vom Messwert entspricht. Damit im Rahmen der folgenden Versuche Kurbeltriebsaufbauten mit einer Wahrscheinlichkeit von 99,6% reibleistungstechnisch differenziert werden können, muss die vierfache Standardabweichung als Abstand zum Vergleichs-Prüfaufbau eingehalten werden. Das bedeutet, dass sich Aufbau 1 zu Aufbau 2 reibleistungstechnisch um mind. $M_R = 1,3$ Nmm unterscheiden muss, damit ein signifikanter Unterschied nachgewiesen wird.

Äußere Einflussgrößen auf das Messergebnis

Im nächsten Schritt soll herausgefunden werden, welche äußeren Einflussgrößen die Messungen am MRP beeinflussen. Zu untersuchen sind folgende Varianten:

- Wechsel elektrischer Antriebsmotor
- Wechsel einer Gleitlagerschale
- Vorhandensein der Anlaufscheiben
- Einfluss Testperson

Die verwendeten Gleitlagerschalen können eine Wandstärkeschwankung bis zu 0,005 mm aufweisen. Damit der Einfluss vom Tausch der Gleitlagerschalen einer Sortierungsklasse auf das Reibmoment erfasst werden kann, wird im ersten Versuch ein Lagerschalenwechsel an drei Hauptlagerstellen durchgeführt. Mit dem Aufbau wird dreimal das Reibmoment gemessen. Eine Messung dauert drei Minuten. Es entsteht durch den Wechsel einer Gleitlagerung eine max. Reibmomentdifferenz von $\Delta M_R = 0,3$ Nmm. Kombination 1 weist dabei ein mittleres Reibmoment von $M_R = 60,5$ Nmm, Kombination 2 $M_R = 61,0$ Nmm und Kombination 3 $M_R = 60,8$ Nmm auf.

Falls ein Antriebsmotor defekt ist, wird er durch einen baugleichen Motor ausgetauscht. Der Einfluss eines Antriebswechsels auf das Reibmoment wird mit einem Aufbau getestet, bei dem die Kurbelwelle ausschließlich durch zwei Rillenkugellager gelagert wird. Jeder Aufbau wird in drei Einzelmessungen hinsichtlich Reibmoment bewertet. Eine Messung besteht aus drei Minuten Einzelmessung. Das Reibmoment der Antriebe ist wie folgt: Antrieb 1 - $M_R = 16,9 \text{ Nmm}$, Antrieb 2 - $M_R = 17,4 \text{ Nmm}$, Antrieb 3 - $M_R = 18,6 \text{ Nmm}$. Die Variation bei einem Tausch des Antriebsmotors beträgt somit maximal $\Delta M_R = 1,0 \text{ Nmm}$. Bei Versuchen mit und ohne Anlaufscheiben fällt auf, dass die Anlaufscheiben sowohl innerhalb einer dreiminütigen Einzelmessung, als auch im Vergleich der Einzelmessungen zueinander, deutliche Reibmomentschwankungen hervorrufen. Es werden 15 Einzelmessungen durchgeführt. Eine Einzelmessung dauert drei Minuten. Die Differenz aus dem Mittelwert aus drei aufeinanderfolgenden Einzelmessungen beträgt $\Delta M_R = 12,6 \text{ Nmm}$. Auf die Verwendung von Anlaufscheiben wird bei den Hauptversuchen am MRP verzichtet, um reproduzierbare Ergebnisse zu erhalten. Die axiale Festlegung der Welle wird durch die Federbalgkupplung übernommen.

Für die Beölung der Radial-Gleitlager hat sich die Verwendung von acht Tropfen Öl Bewährt. Eine zu geringe Ölmenge kann zu Verschleiß von Gleitlagerung und Welle führen. Eine höhere Menge Öl hat keinen Mehrnutzen, da es in den Versuchen verdrängt wird. Alle untersuchten Einflüsse sind in Abb. 5.2 grafisch gegenübergestellt.

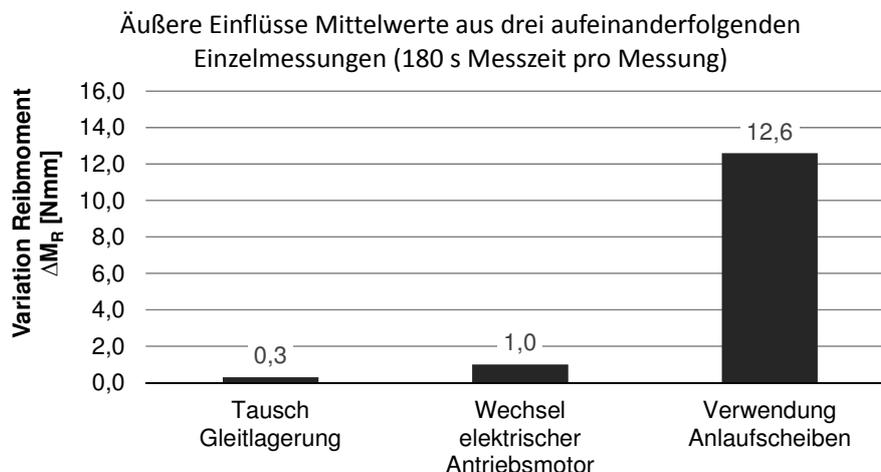


Abbildung 5.2: Reibleistungstechnischer Vergleich am MRP, Öl A, - Äußere Einflüsse

Im nächsten Schritt wird der Einfluss auf das Reibmoment untersucht, der sich ergibt, wenn zwei unterschiedliche Bediener zehn verschiedene Kurbelwellenlagerungen hinsichtlich Reibmoment vermessen. Testperson 1 ist dabei im Vergleich zu Testperson 2 erfahrener im Durchführen der Messungen. Es wird ein zufallsgenerierter Prüfplan aufgestellt. Das Ergebnis der Messungen ist in Abb. A.1 im Anhang A dargestellt. Testperson 2 misst dabei insgesamt ca. 7 Nmm (ca. 8 %) höher als Testperson 1. Die Wiederholbarkeit (zweimaliges Messen des gleichen Aufbaus, jedoch nicht direkt hintereinander) liegt bei Testperson 1 höher als bei Testperson 2. Die Konsequenz aus der Messsystemanalyse

(ANOVA) ist, dass Testperson 2 geschult wurde und dass nur die MRP-Messungen von Testperson 1 in die vorliegende Arbeit einfließen.

Festlegung der Prüfvorschrift

Es werden acht Tropfen Öl in eine Gleitlagerung eingebracht. Es werden keine Anlaufscheiben verwendet, da diese mit 12,8 Nmm eine zu hohe Abweichung entstehen lassen können. Es werden immer drei Messungen à 180 s durchgeführt und gemittelt. Für den Streubalken der Messungen wird der Bereich von 95 % Koizidenz verwendet (95 % der Messwerte liegen innerhalb des Bereichs). Die gemittelten Werte einer Lagerungsvariante werden verglichen. Nur die MRP-Messergebnisse von Testperson 1 werden im Rahmen der Arbeit herangezogen. 1,3 Nmm Abweichung kann durch den Tausch des Antriebsmotors und der Gleitlagerungen vorliegen. Damit von einem signifikanten Unterschied zwischen zwei unterschiedlichen Lager-Aufbauten ausgegangen werden kann, muss mindestens 1,3 Nmm Differenz plus Streuung der zu vergleichenden Messungen berücksichtigt werden. Dies bedeutet, dass die Streubalken zweier Messungen sich nicht überlappen dürfen und dass zwischen den Streubalken zusätzlich eine Differenz von 1,3 Nmm vorliegen muss, damit ein signifikanter Unterschied nachgewiesen ist.

5.1.2 Vorzentrierte Kurbelwelle

Bei den Untersuchungen in diesem Abschnitt geht es darum, herauszufinden, ob eine vorzentrierte Kurbelwelle versuchstechnisch dargestellt werden kann und wie empfindlich das System auf die Exzentrizität der Wälzlagerbohrungen reagiert, siehe Abb. 1.5. Kriterium ist das Reibmoment. Eine korrekt vorzentrierte Kurbelwelle liegt vor, wenn das Systemreibmoment, bestehend aus drei Gleitlagern und zwei Wälzlagern, niedriger ist als das Reibmoment aus der Summe der Einzelreibmomente. Als Last wirkt nur die Gewichtskraft der Kurbelwelle auf die verwendeten Lager.

Vorversuche - Vorzentrierte Kurbelwelle

Es wurden vier verschiedene Versuchsreihen durchgeführt. Bei allen Versuchsreihen (#1-#4) werden bei HL 1 und HL 5 Zylinderrollenlager vom Typ NU1011-M1-CN verwendet. Das gleitgelagerte HL 3 mit dessen Anlaufscheiben bleibt immer in seiner Position fixiert, HL 1 und HL 5 werden in ihrer vertikalen Position in 10 μm -Schritten angehoben und abgesenkt und verändern dabei die Position der Kurbelwelle. In Versuchsreihe #3 erfolgt die Wellenverlagerung gleichsinnig, in Versuchsreihe #4 entgegengesetzt, wodurch die Kurbelwelle verkippt. An den Hauptlagerstellen HL 2 und HL 4 befinden sich im Kurbelgehäuse bei den Vorversuchen keine Gleitlagerschalen. Der Versuchsplan für die Vorversuche ist in Abb. 5.3 dargestellt. Im Rahmen der Vorversuche wird mit einem einfachen Prüfstands Aufbau gearbeitet, der nicht mit einer Drehmomentmesswelle ausgestattet ist. Die Vorversuche werden bei 12 V Versorgungsspannung betrieben, wobei die Drehzahl $n = 59 \text{ min}^{-1}$ beträgt. Als Maß für das Reibmoment dient die Stromaufnahme des Schleppmotors. Ein quantitativer Vergleich der Vorversuche am MRP (Einheit mA) zu den im Anschluss folgenden Hauptversuchen am MRP (Einheit Nmm) ist somit nicht möglich, aber auch nicht notwendig, da der qualitative Vergleich und die Machbarkeitsanalyse bei den Vorversuchen im Vordergrund stehen. Abb. 5.3 stellt den Versuchsplan

vertikale Fehlpositionierung HL1 & HL5 [μm]

#1 HL1 Fehlpositionierung		#2 HL5 Fehlpositionierung		#3 HL1 & 5 gleichsinnig		#4 HL1 & 5 gegensinnig	
HL 1	HL 5	HL 1	HL 5	HL 1	HL 5	HL 1	HL 5
-50	0	0	-50	+50	+50	+50	-50
-40	0	0	-40	+40	+40	+40	-40
-30	0	0	-30	+30	+30	+30	-30
-20	0	0	-20	+20	+20	+20	-20
-10	0	0	-10	+10	+10	+10	-10
0	0	0	0	0	0	0	0
+10	0	0	+10	-10	-10	-10	+10
+20	0	0	+20	-20	-20	-20	+20
+30	0	0	+30	-30	-30	-30	+30
+40	0	0	+40	-40	-40	-40	+40
+50	0	0	+50	-50	-50	-50	+50



fixiert

fixiert









Abbildung 5.3: Versuchsplan Vorversuch am MRP Empfindlichkeit der Vorzentrierung

für die Vorversuche dar. In den Diagrammen wird der Bereich für die Vorzentrierung eingezeichnet. Der Bereich der Vorzentrierung wurde mit Hilfe von Sensoren bestimmt, die den Schmierungszustand im Gleitlager erfassen, siehe Kapitel 6.

Bei Versuchsreihe #1 bleibt HL 5 (Zylinderrollenlager) in seiner Null-Position. Lediglich HL 1 wird in $10\ \mu\text{m}$ -Schritten angehoben und abgesenkt. Die Welle wird dabei verkippt. Die Ergebnisse der Reibmomentmessungen sind in Abb. 5.4 dargestellt.

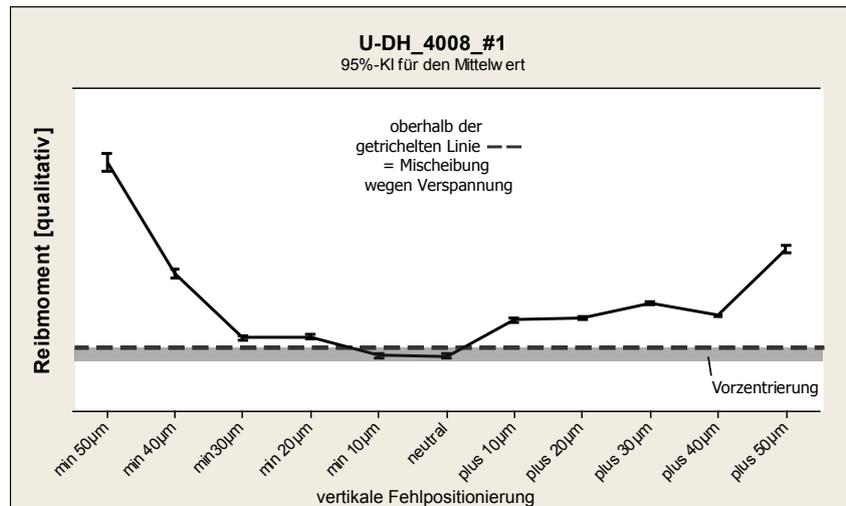


Abbildung 5.4: Vorversuch #1 am MRP zur Empfindlichkeit der Vorzentrierung, Öl A, in Anlehnung an [68]

Bei Versuchsreihe #2 bleibt HL 1 (Zylinderrollenlager) in seiner Null-Position. Lediglich HL 5 (Zylinderrollenlager) wird in $10\ \mu\text{m}$ -Schritten angehoben und abgesenkt. Die Welle wird dabei, ebenfalls wie bei Versuchsreihe #1 verkippt. Die Ergebnisse der Reibmomentmessungen sind in Abb. 5.5 dargestellt.

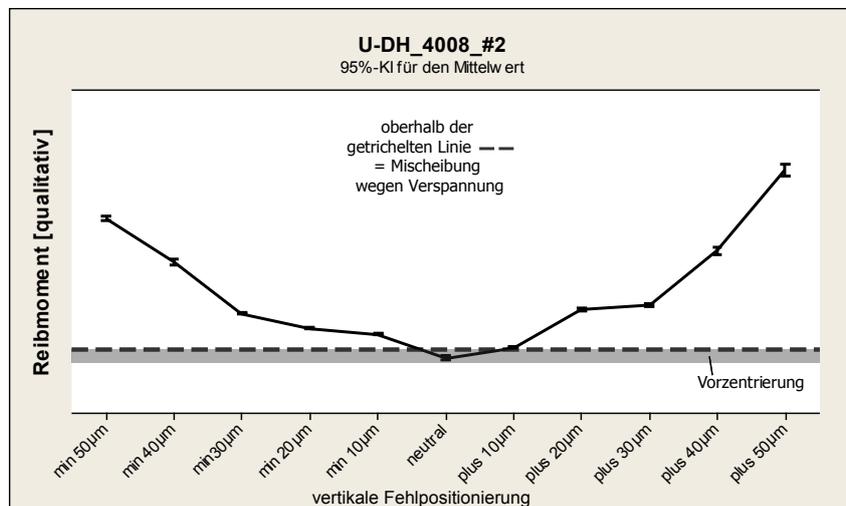


Abbildung 5.5: Vorversuch #2 am MRP zur Empfindlichkeit der Vorzentrierung, Öl A, in Anlehnung an [68]

Bei Versuchsreihe #3 werden HL 1 und HL 5 gleichsinnig in $10\ \mu\text{m}$ -Schritten angehoben und abgesenkt. Die Ergebnisse der Reibmomentmessungen sind in Abb. 5.6 dargestellt.

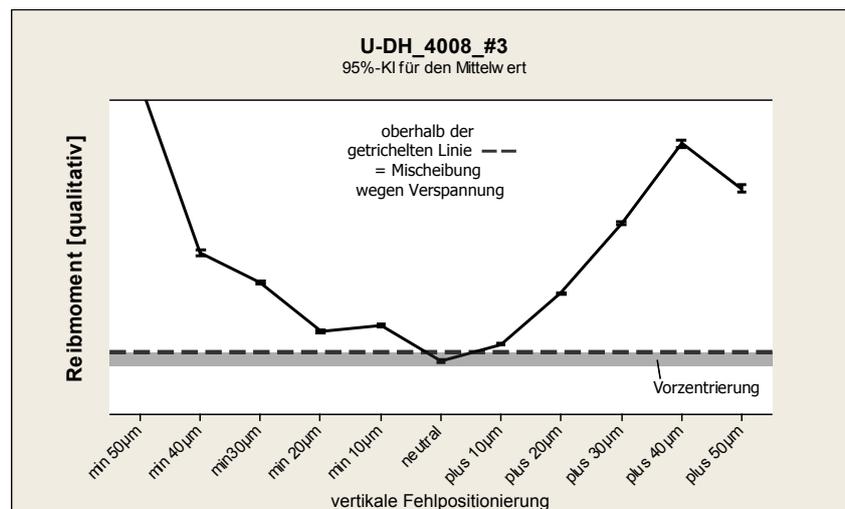


Abbildung 5.6: Vorversuch #3 am MRP zur Empfindlichkeit der Vorzentrierung, Öl A, in Anlehnung an [68]

Bei Versuchsreihe #4 werden HL 1 und HL 5 gegensinnig in 10 µm-Schritten angehoben und abgesenkt. Im Vergleich zu Versuchsreihe #1 und #2 wird die Welle bei Versuchsreihe #4, doppelt so stark verkippt. Die Ergebnisse der Reibmomentmessungen sind in Abb. 5.7 dargestellt.

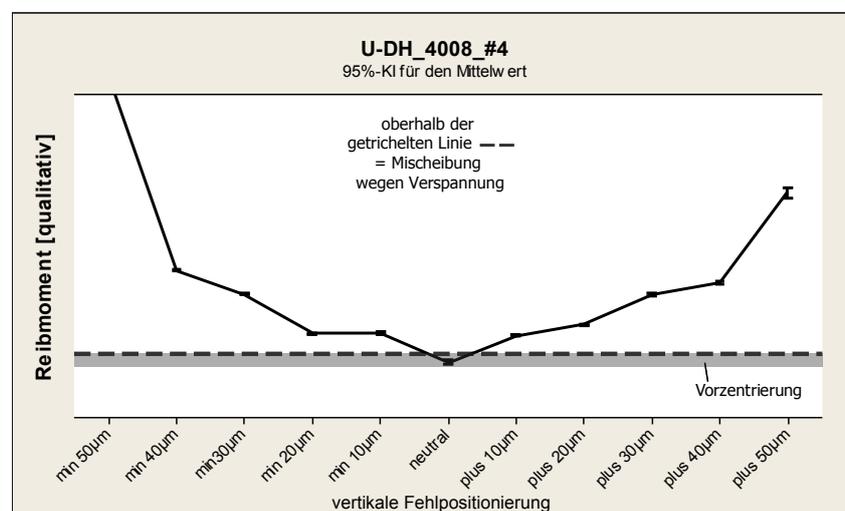


Abbildung 5.7: Vorversuch #4 am MRP zur Empfindlichkeit der Vorzentrierung, Öl A, in Anlehnung an [68]

Fazit hinsichtlich Fertigungstoleranzen

Unter Verwendung von Zylinderrolllagern vom Typ NU1011 mit CN-Lagerluftklassifikation (Normalluft) lässt sich prinzipiell eine korrekte Vorzentrierung der Kurbelwelle einstellen. Jedoch reagiert das System bereits mit nur einem Gleitlager in der Kurbelgehäusemitte sehr empfindlich auf Fehlpositionierung der Wälzlager(-bohrungen). Sind die

beiden Wälzlagerbohrungen fertigungstechnisch in die gleiche Richtung im Bezug auf die bestehende Gleitlagergasse aus der Mitte versetzt, führt bereits eine Exzentrizität von $5\ \mu\text{m}$ zu Mischreibung im Gleitlager. Ab $5\ \mu\text{m}$ Exzentrizität beider Wälzlagerbohrungen kann somit auf Grund der Summe aller Toleranzen in der Toleranzkette, Mischreibung im Gleitlager entstehen, siehe Abb. 5.7.

Damit es nicht zu Mischreibung im Gleitlager auf Grund von einer Zwangsführung der Welle gegen ein Gleitlager kommt, ist ein Wälzlager mit größerer Lagerluft als normal zu empfehlen (z.B. C3). Ebenfalls ist die Verwendung eines hinsichtlich Durchmesser zweistufigen Werkzeugs zur Bearbeitung der Lagergasse ratsam, um die Fertigungstoleranzen so weit wie möglich einzuengen.

Hauptversuche - Vorzentrierte Kurbelwelle

Bei den Hauptversuchen werden die Reibmomente verschiedener Kurbelwellen-Lagervarianten verglichen. Es werden keine Anlaufscheiben verbaut. In Tab. 5.1 sind die einzelnen Aufbauten aufgelistet. Der Elektromotor wird bei den Hauptversuchen mit einer Versorgungsspannung von $12,0\text{V}$ gespeist. Die Drehzahl der Kurbelwelle beträgt hierbei etwa $60\ \text{min}^{-1}$. In Abb. 5.8 ist zu erkennen, dass bei der Standardkurbelwelle mit fünf Gleit-

Tabelle 5.1: Varianten der MRP-Hauptversuche

Versuchsbezeichnung	Aufbau
2x6011 CN	Rillenkugellager Typ 6011 (CN) bei HL 1 und HL 5
2xNU1011-M1 CN	Zylinderrollenlager Typ NU1011-M1 (CN) (Messingkäfig) bei HL 1 und HL 5
2xNU1011-E-TVP CN	Zylinderrollenlager Typ NU1011-E-TVP (CN) (Kunststoffkäfig) bei HL 1 und HL 5
2xGL HL2 & HL4	Radial-Gleitlager bei HL 2 und HL 4
3xGL HL2, 3 & HL4	Radial-Gleitlager bei HL 2 bis 4
5xGL HL1, 2, 3, 4 & HL5 (Referenz)	Radial-Gleitlager bei HL 1 bis 5
2xNU1011-M1 CN 3xGL HL2, 3 & HL4	HL 1 und HL 5 Zylinderrollenlager Typ NU1011-M1 CN, Radial-Gleitlager bei HL 2 bis 4

lagern ein Reibmoment von $M_R = 118\ \text{Nmm}$ gemessen wurde. Beim gleichen Aufbau mit nur drei Gleitlagern als Hauptlager vermindert sich das Reibmoment auf $M_R = 64\ \text{Nmm}$. Wird die Kurbelwelle nur auf HL 2 und HL 4 gleitgelagert aufgebaut, so ergibt sich ein Reibmoment von $M_R = 48\ \text{Nmm}$.

Das geringste Reibmoment mit nur $M_R = 13\ \text{Nmm}$ weist die „2x6011“-Welle auf. Unter Verwendung der „2xNU1011-M1“-Welle und der „2xNU1011-E-TVP“-Welle entsteht jeweils ein Reibmoment von $M_R = 21\ \text{Nmm}$. Bei einer Drehzahl von $n = 60\ \text{min}^{-1}$ macht es somit keinen Unterschied, ob der Käfigwerkstoff Kunststoff oder Messing ist. Messergebnisse für höhere Drehzahlen befinden sich in Abschnitt 5.1.3.

Das Reibmoment des „2xNU1011-M1 + 3GL“-Aufbaus, müsste gleich der Summe aus dem „3GL“-Aufbau ($M_R = 64 \text{ Nmm}$) und dem „2xNU1011-M1“-Aufbau ($M_R = 21 \text{ Nmm}$) sein. Mit nur $M_R = 69 \text{ Nmm}$ Systemreibmoment hat die „2xNU1011-M1 + 3GL“-Welle ein um 19% geringeres Reibmoment als die Summe der Einzelmessungen ($M_R = 85 \text{ Nmm}$).

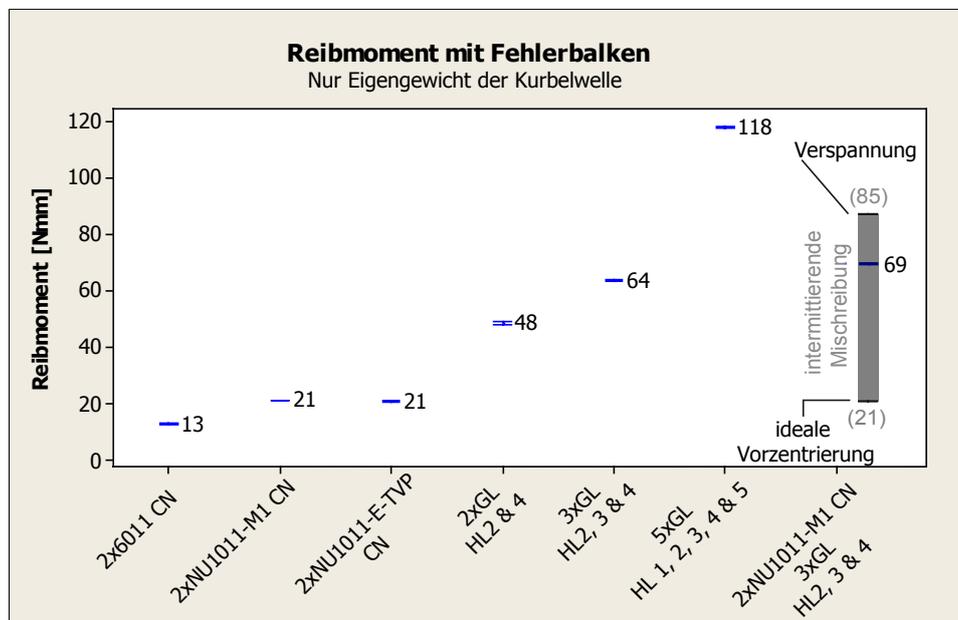


Abbildung 5.8: Reibleistungstechnischer Vergleich am MRP, Öl A, - Einfluss Lagerung, in Anlehnung an [67]

Fazit

Das Systemreibmoment des teilwälzgelagerten Kurbeltriebs ist im lastfreien Zustand 19% geringer als die Summe der Einzelreibmomente. Die Reibung zwischen den Gleitlagern und der Kurbelwelle kann beim teilwälzgelagerten Kurbeltrieb, im Vergleich zur Wellenlagerung mit nur drei Gleitlagern (ohne Verwendung der Wälzlager), reduziert werden.

5.1.3 Wälzlagerreibmoment unter Variation der Drehzahl

Für die Versuche wird Öl B (Viskositätskennwerte siehe Kapitel A) verwendet. Das Kurbelgehäuse und die Prüfwellen sind auf $T = 50^\circ\text{C}$ vorkonditioniert. In diesem Versuch werden im Kurbeltrieb immer nur zwei Radiallager verwendet. Anlaufscheiben werden nur bei Versuch „HL 1: NU1011M1C3, HL 3: Anlaufscheiben, HL 5: NU1011M1C3“ verbaut. Die Axialsicherung der Welle wird bei allen anderen Versuchen über die Federbalgkuppelung realisiert.

Zusätzlich zu den Versuchsergebnissen wird in Abb. 5.9 das nach Palmgren (siehe Abschnitt 2.4.3) berechnete Reibmoment dargestellt. Für den Lagerbeiwert f_0 wird dabei 1,3 (Zylinderrollenlager Reihe 10 bei Ölnebelschmierung) gewählt. Die kinematische Viskosität beträgt bei $T = 50^\circ\text{C}$ $\nu = 33,19 \text{ mm}^2/\text{s}$.

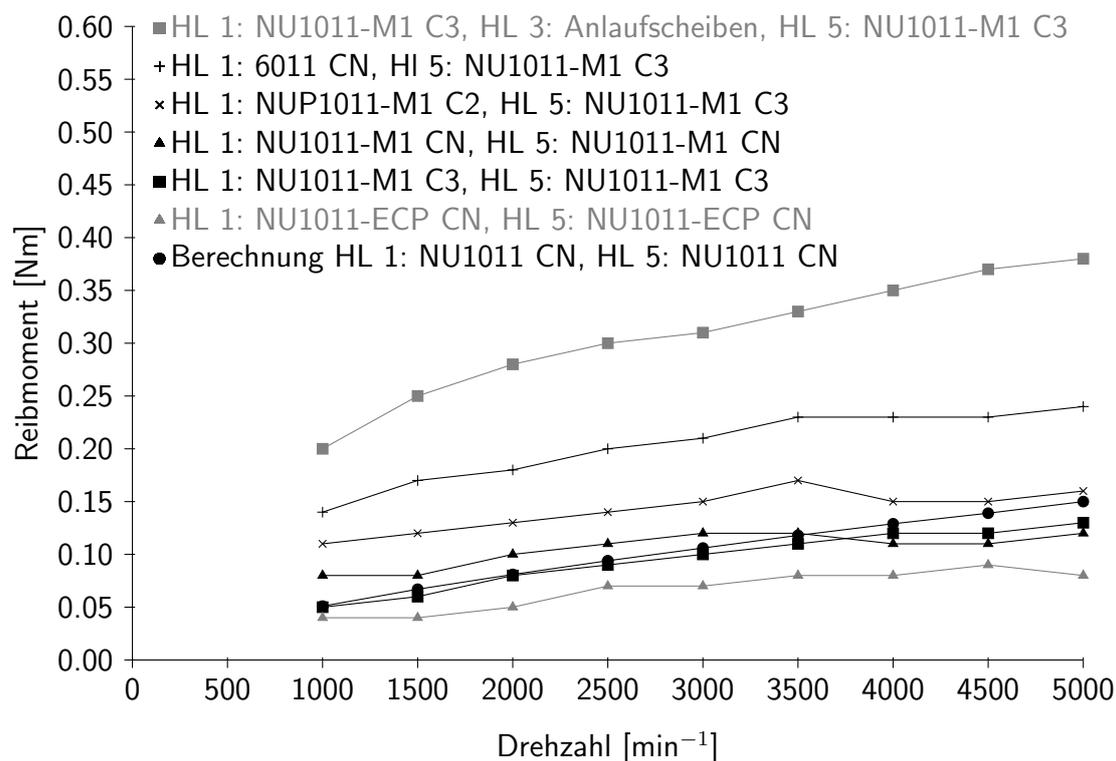


Abbildung 5.9: Vergleich des Reibmoments von jeweils zwei Wälzlager unterschiedlicher Bauform untereinander, gemessen am DLP bei $T_{KGH,in} = 50^\circ\text{C}$, nur Eigengewicht der Kurbelwelle, Öl B (HTHS 2,6) in Anlehnung an [69]

Im Vergleich der Wälzlager ist zu sehen, dass das Reibmoment der Zylinderrollenlager mit Kunststoffkäfigen am geringsten ist (Abb. 5.9). Im direkten Vergleich der NU1011 Zylinderrollenlager mit unterschiedlicher Lagerluftklasse CN und C3 ist kein signifikanter Unterschied hinsichtlich Reibmoment zu erkennen.

Die Anlaufscheiben weisen lastfrei bei einer Kurbelgehäusetemperatur von $T_{KGH,in} = 50^\circ\text{C}$ ein Reibmoment von $M_R = 0,21\text{ Nm}$ auf. Dies ist aus der Differenz der entsprechenden Messwerte ersichtlich. Wird das verwendete Zylinderrollenlager bei $T_{KGH,in} = 50^\circ\text{C}$ im lastfreien Betriebszustand als Festlager (NUP-Bauweise) anstelle als Loslager (NU-Bauweise) eingesetzt, entsteht bei $n = 2.000\text{ min}^{-1}$ eine Reibmomentdifferenz von $M_R = 0,15\text{ Nm}$. Die axiale Festlegung der Welle durch das Wälzlager ist somit reibleistungstechnisch günstiger als eine axiale Festlegung durch Anlaufscheiben.

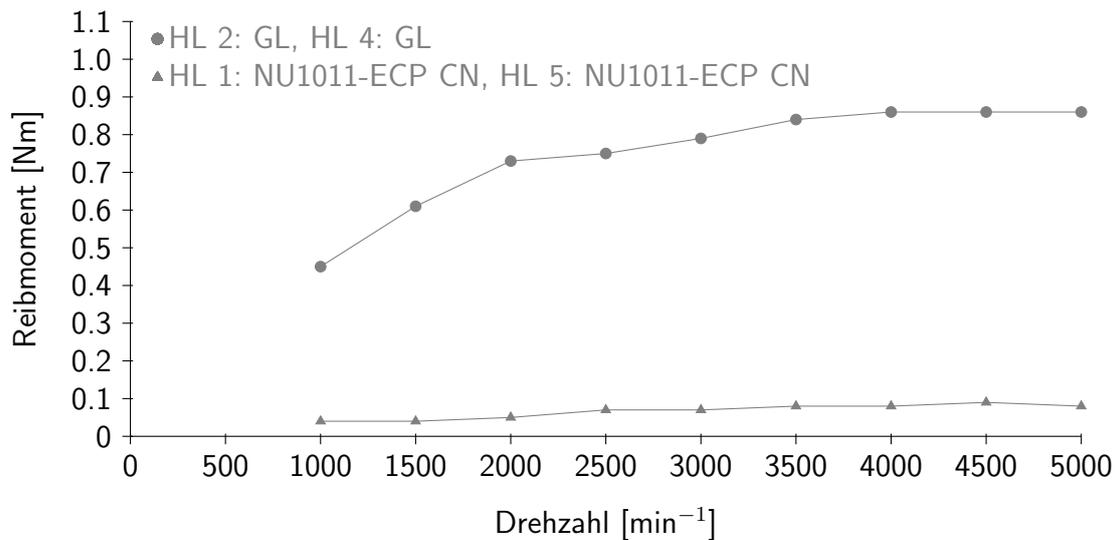


Abbildung 5.10: Vergleich des Reibmoments von zwei Gleitlagern zu zwei Wälzlagern mit Kunststoffkäfig, gemessen am DLP bei $T_{KGH,in} = 50^\circ\text{C}$, nur Eigengewicht der Kurbelwelle, Öl B (HTHS 2,6) in Anlehnung an [69]

In Abb. 5.10 ist eine Gegenüberstellung des Reibmoments von zwei Gleitlagern zu zwei Zylinderrollenlagern bei $T_{KGH,in} = 50^\circ\text{C}$ zu sehen. Das Reibmoment eines einzelnen Gleitlagers beträgt mit $M_R = 0,37\text{ Nm}$ bei $n = 2.000\text{ min}^{-1}$ im Vergleich zur Reibung eines Zylinderrollenlagers mit Kunststoffkäfig mit $M_R = 0,03\text{ Nm}$ etwa das Zwölffache. Die Belastung erfolgt dabei nur durch das Eigengewicht der Kurbelwelle.

5.1.4 Das Reibmoment bei Überölung eines Wälzlagers

In folgendem Versuch wird im DLP die Prüfwellen (siehe Abb. 4.7) mit nur zwei Wälzlagern verbaut. HL 1 ist dabei ein Rillenkugellager 6011 CN und HL 5 ein Zylinderrollenlager NU1011-M1 CN. Es werden keine Anlaufscheiben und keine Radial-Gleitlager verbaut. Die Welle wird über die Federbalgkupplung axial gesichert. Die Drehzahl der Prüfwellen wird dabei in einem Zeitraum von 150 s von $n = 0\text{ min}^{-1}$ auf $n = 5.000\text{ min}^{-1}$ erhöht. Bei den Versuchen wird keine äußere Last eingebracht.

Zunächst wird eine Reibmomentmessung ohne zusätzliche Beölung bei einer definierten Temperatur durchgeführt. Die Wälzlager werden dabei nur durch Spritzöl und Ölnebel geschmiert. Da keine Gleitlagerschalen verbaut sind, tritt das Öl aus den Hauptlagerbohrungen des Kurbelgehäuses aus, trifft auf die Kurbelwelle und wird unter Rotation der Welle zu Spritzöl und Ölnebel. Im Anschluss erfolgt eine Reibmomentmessung bei der HL 5 mit 0,5 l/min beölt wird. In Abb. 5.11 ist zu sehen, dass das Reibmoment bei 50°C Spritzöl und Ölnebelschmierung kaum höher ist, als bei gleichem Versuch mit 70°C . Wird das Zylinderrollenlager definiert beölt, so steigt das Reibmoment im Vergleich zur Spritzöl und Ölnebelschmierung deutlich an. Wie zu erwarten steigt das Reibmoment bei 50°C stärker an, als bei 70°C , da die Viskosität des Öls mit steigender Temperatur

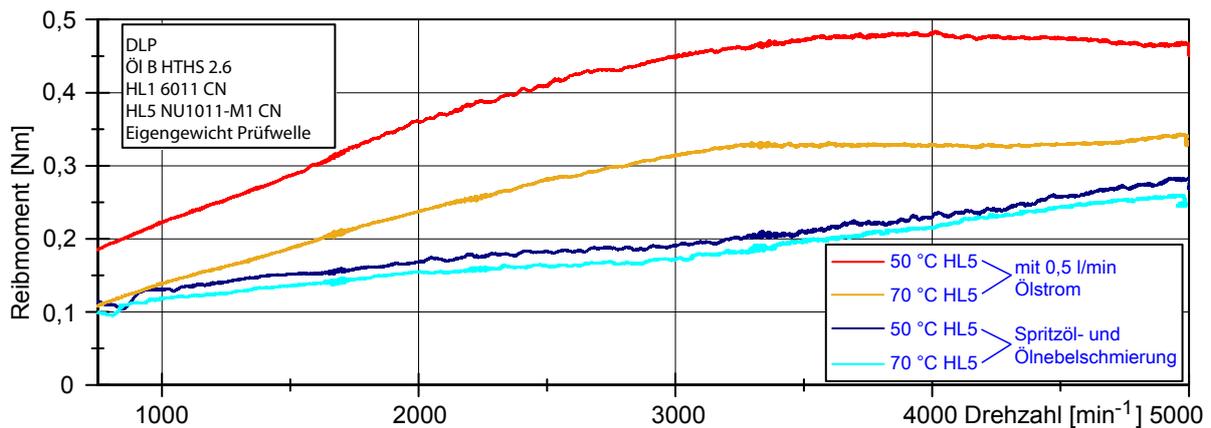


Abbildung 5.11: Einfluss der Ölmenge auf das Reibmoment bei 50 °C und 70 °C, in Anlehnung an [69]

abnimmt.

In Abb. 5.12 wird das Reibmoment eines einzelnen Gleitlagers mit dem Reibmoment eines Zylinderrollenlagers unter Spritzöl/Ölnebelschmierung und der Überölung über der Drehzahl dargestellt. Die Reibmomentverläufe sind rechnerisch aus den vorangegangenen Versuchen abgeleitet worden. Zu sehen ist, dass das Reibmoment des Zylinderrollenlagers bei Überölung stark ansteigt. Alle Reibmomentmesswerte des überöhlten Zylinderrollenlagers befinden sich jedoch noch unterhalb der Gleitlagermesswerte. Die Gefahr der Überölung

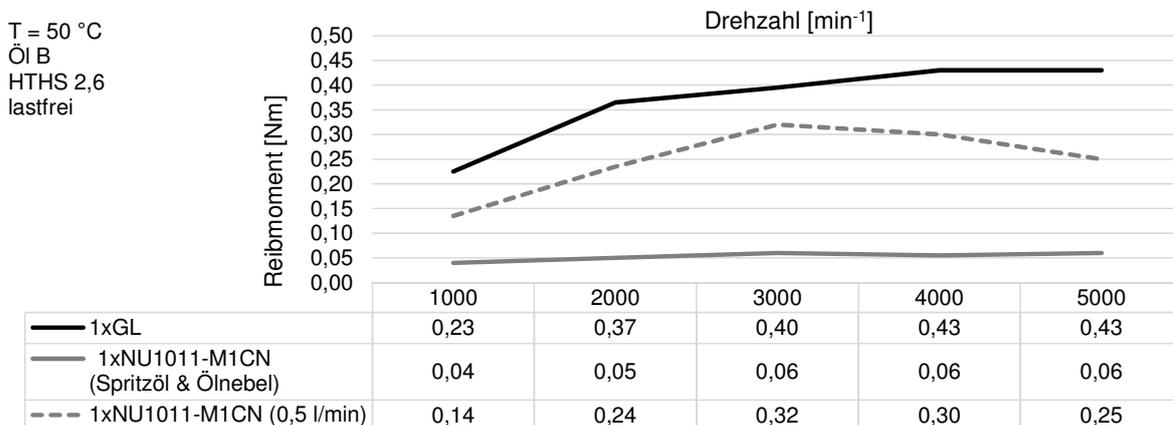


Abbildung 5.12: Einfluss der Ölmenge bei T = 50 °C auf das Reibmoment eines Zylinderrollenlagers NU1011-M1 CN im direkten Vergleich zu einem Gleitlager, Eigengewicht der ungekröpften Prüfwelle

besteht im Motorenbetrieb, wenn die Ölspritz-Düsen zur Kolbenkühlung offen sind. Die Beölung der Kolben ist druckgeregelt und wird im Vollmotor und im geschleppten Betrieb bei einer Drehzahl von $n \approx 2.100 \text{ min}^{-1}$ aktiviert.

5.1.5 Temperatur-, Last- und Drehzahlabhängigkeit der Teilwälzlagerung

Im folgenden Abschnitt sind die Ergebnisse der Reibmomentmessungen der Teilwälzlagerung (HL 1 und HL 5 NU1011-M1 CN) und der reinen Gleitlagerung gegenübergestellt. Die Messungen wurden am DLP durchgeführt. Bei den Versuchen wurde auf die Prüfzelle eine konstante Last über den Kolben auf das Pleuellager aufgebracht (Abb. 5.13). Die Diagramme zeigen das Reibmoment unter dem Einfluss der Temperatur und der Drehzahl. Der Drehzahlbereich reicht von 500 min^{-1} bis 5.500 min^{-1} . Es werden Messungen im Abstand von 500 min^{-1} durchgeführt. Zusätzlich wird die Drehzahl 1.250 min^{-1} angefahren, da diese für den NEFZ interessant ist. Drehzahlen, bei denen Resonanzen entstehen, werden umgangen, da hier die Messungen stark schwanken. Beim gleitgelagerten Aufbau werden 2.100 min^{-1} statt 2.000 min^{-1} und beim wälzgelagerten Aufbau 2.100 min^{-1} statt 2.000 min^{-1} sowie 4.300 min^{-1} statt 4.000 min^{-1} angefahren. Die Anlaufscheiben sind dabei eingebaut.

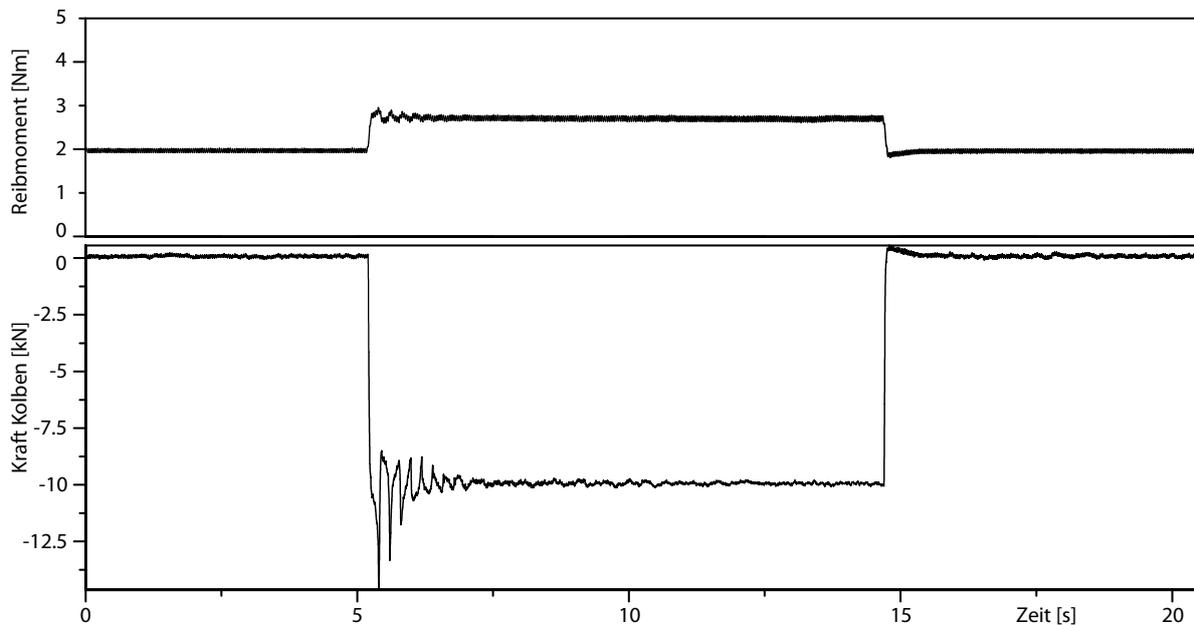


Abbildung 5.13: Beispiel einer Messung mit rein gleitgelagerter Prüfzelle, Einfluss der Last auf das Reibmoment bei $T_{KGH,in} = 90 \text{ °C}$, $n = 1.250 \text{ min}^{-1}$ und $F_{Kolben} = -10 \text{ kN}$, Öl B

In den Abbildungen 5.14 bis 5.18 sind jeweils links die Ergebnisse der Reibmomentmessungen des Prüfaufbaus mit reiner Gleitlagerung zu sehen. Rechts befinden sich in den Diagrammen jeweils die Ergebnisse der Teilwälzlagerung. In Abb. 5.14 mit $F_{Kolben} = 0 \text{ kN}$ ist wie erwartet das Reibmoment der Teilwälzlagerung immer geringer als das der Gleitlagerung. Eine Ausnahme bilden Messungen bei $T_{KGH,in} = 110 \text{ °C}$ und niedrigen Drehzahlen. Dieses Phänomen tritt auch bei $F_{Kolben} = -10 \text{ kN}$ (Abb. 5.15) und $F_{Kolben} = -20 \text{ kN}$ (Abb. 5.16) auf.

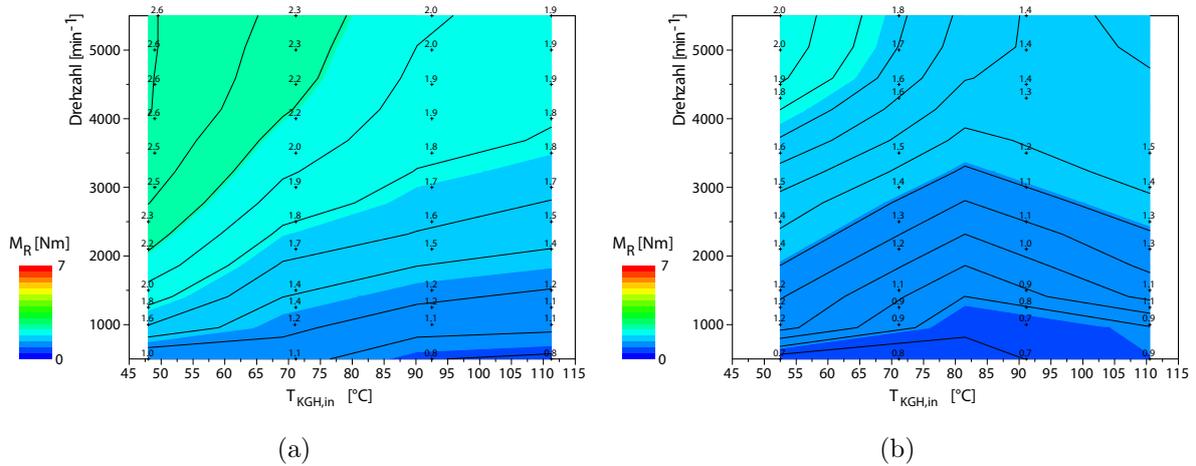


Abbildung 5.14: Systemisches Reibmoment bei $F_{Kolben} = 0$ kN, Öl B a) Gleitlagerung b) Teilwälzlagerung, in Anlehnung an [70]

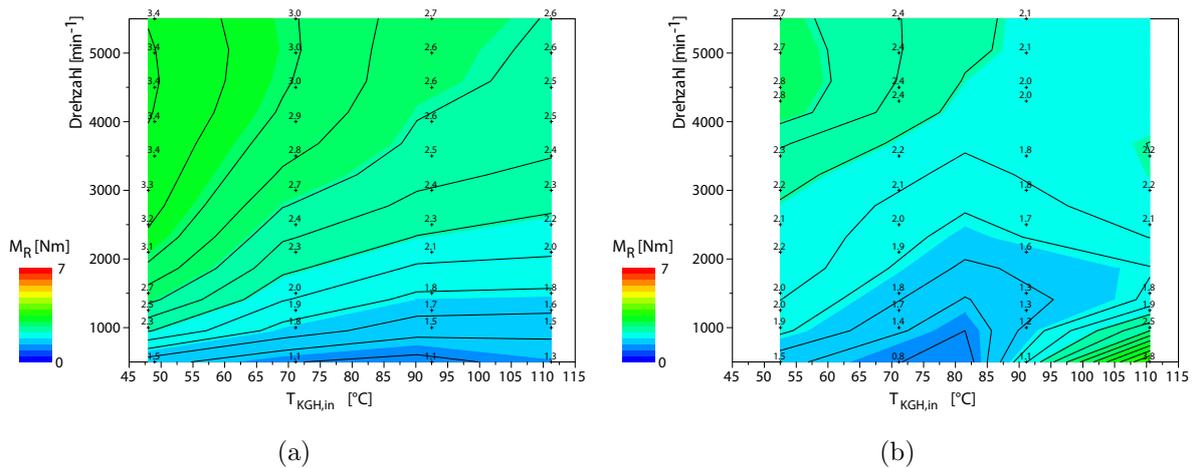


Abbildung 5.15: Systemisches Reibmoment bei $F_{Kolben} = -10$ kN, Öl B a) Gleitlagerung b) Teilwälzlagerung, in Anlehnung an [70]

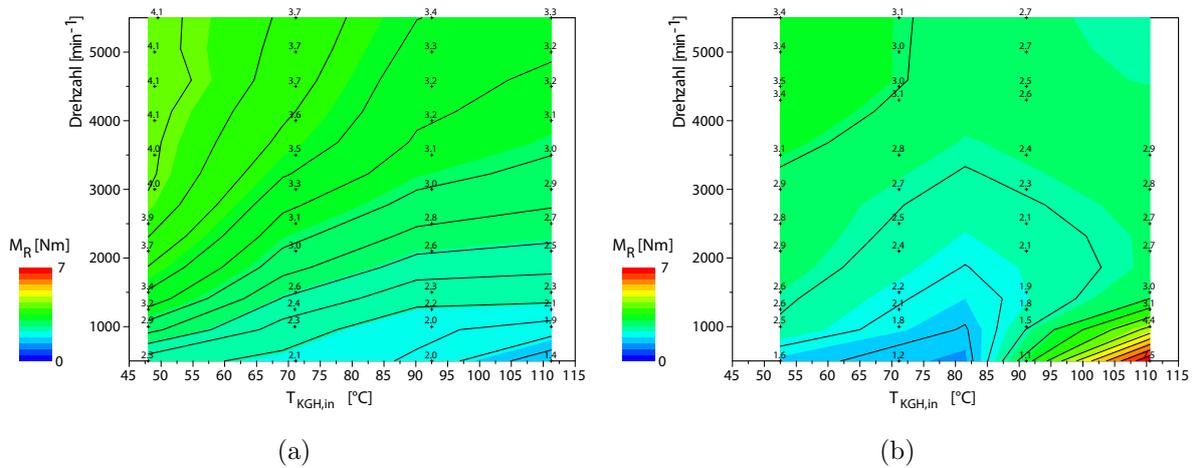


Abbildung 5.16: Systemisches Reibmoment bei $F_{Kolben} = -20 \text{ kN}$, Öl B a) Gleitlagerung b) Teilwälzlagerung, in Anlehnung an [70]

In Abb. 5.17 ist zu sehen, dass die (Reibmoment-)Messwerte der Teilwälzlagerung bei $F_{Kolben} = -30 \text{ kN}$ generell niedriger sind als die der reinen Gleitlagerung. Ab $T_{KGH,in} = 90 \text{ °C}$ sind die Messwerte der Teilwälzlagerung jedoch bei niedrigen Drehzahlen unerwartet höher als die der Gleitlagerung. Das Phänomen tritt bei den Versuchen mit $F_{Kolben} = -40 \text{ kN}$ (Abb. 5.18) bereits ab $T_{KGH,in} = 70 \text{ °C}$ ein.

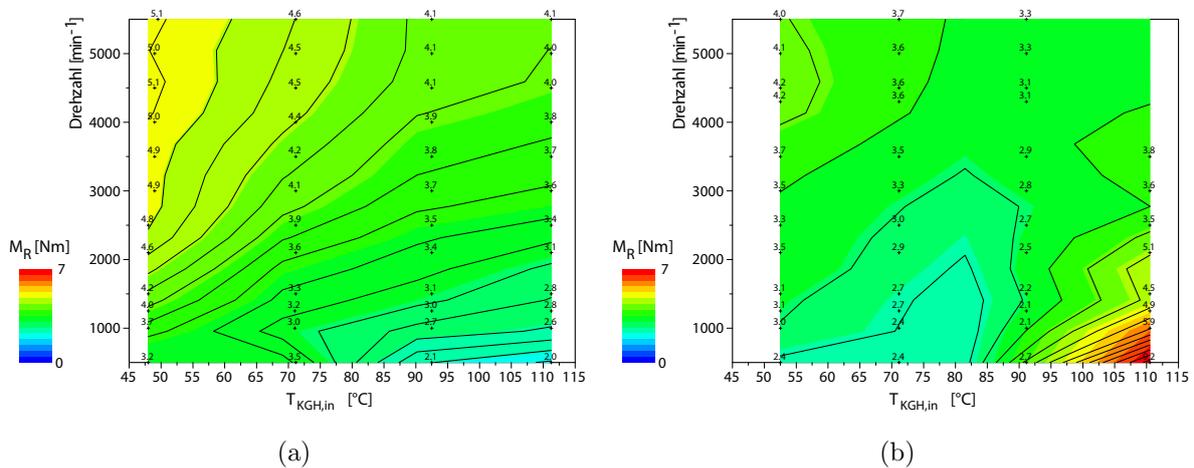


Abbildung 5.17: Systemisches Reibmoment bei $F_{Kolben} = -30 \text{ kN}$, Öl B a) Gleitlagerung b) Teilwälzlagerung, in Anlehnung an [70]

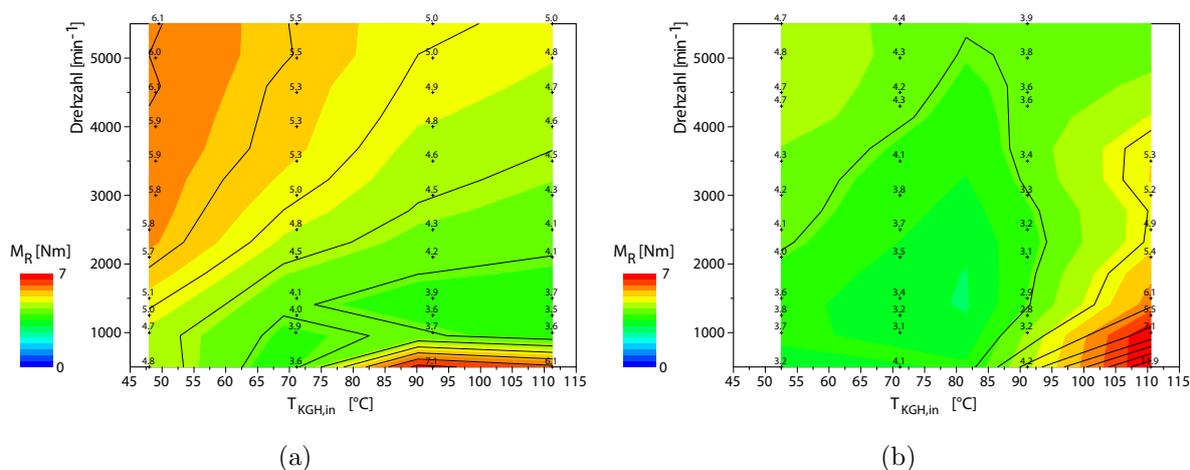


Abbildung 5.18: Systemisches Reibmoment bei $F_{Kolben} = -40$ kN, Öl B a) Gleitlagerung b) Teilwälzlagerung, in Anlehnung an [70]

Zusammenfassung

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die gemessenen Reibmomente bei der rein gleitgelagerten Kurbelwelle bei $T_{KGH,in} = 50$ °C bei jeder Drehzahl höher sind als die der teilwälzgelagerten Kurbelwelle. Wider erwarten weisen beide Systeme auch ohne Anlegen einer äußeren Last ab $T_{KGH,in} = 70$ °C erhöhte Reibmomente, verglichen mit den Werten bei $T_{KGH,in} = 50$ °C, auf. Es liegt nahe, dass eine thermisch bedingte Verformung des Kurbelgehäuses zu einer Reibungserhöhung zwischen den Lagerungen und der Prüfzelle führt.

Thermische Verzugssimulation

Abb. 5.19 zeigt eine thermische Verzugssimulation des Versuchskurbelgehäuses bei $T_{KGH,in} = 110$ °C Platten- und Kurbelgehäusetemperatur. Es wird deutlich, dass bereits ein kritischer thermischer Verzug der Lagergasse vorliegt, auch wenn die nicht thermisch konditionierte Anschlussplatte aus Stahl und das konditionierte Al-Kurbelgehäuse gleiche Temperaturen aufweisen. Die bei $T_{KGH,in} = 110$ °C gemessene Kurbelgehäusetemperatur beträgt etwa 107 °C, wobei die gemessene Temperatur der Anschlussplatte nur 59 °C aufweist. Somit ist der thermische Verzug der Lagergasse noch drastischer, als in der Simulation angenommen. Dieser thermische Verzug tritt jedoch im Vollmotor nicht oder nur in abgeschwächter Form auf, da hier ein Zylinderkopf aus einer Aluminiumlegierung verwendet wird.

Das System der Teilwälzlagerung reagiert auf eine Temperaturerhöhung empfindlicher als das System der Gleitlagerung. Es liegt nahe, dass die erhöhte Koaxialitätsabweichung der Hauptlagergasse des modifizierten Kurbelgehäuses für den teilwälzgelagerten Aufbau im Vergleich zum standardmäßigen Gleitlager-Kurbelgehäuse Ursache der erhöhten Empfindlichkeit der Lagergasse auf thermischen Verzug ist. Die Ergebnisse der geometrischen Messung der Hauptlagergasse sind in Tab. A.7 im Anhang dargestellt.

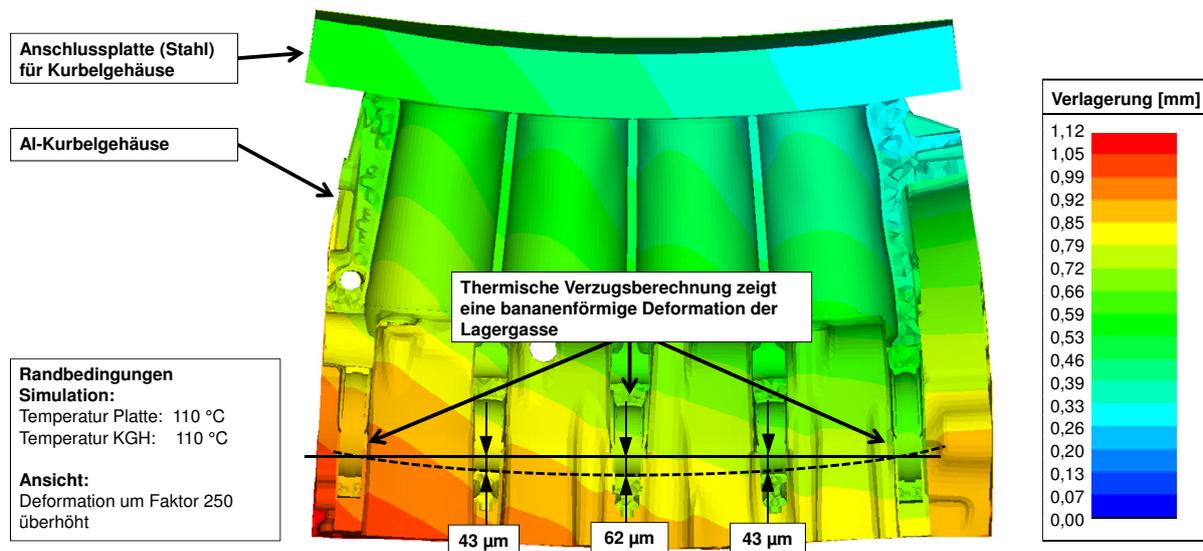


Abbildung 5.19: Simulierter thermischer Verzug des Al-Kurbelgehäuses und der Anschlussplatte aus Stahl am DLP

Fazit hinsichtlich thermischen Verzugs

Es konnte mittels thermischer Verzugssimulation nachgewiesen werden, dass es im Kurbelgehäuse am DLP zu einem thermisch bedingten Verzug der Lagergasse kommt. Bei den Prüfläufen haben sich zwei Effekte addiert. Zum einen besitzen das Al-Kurbelgehäuse und die Stahl-Anschlussplatte unterschiedliche Wärmeausdehnungskoeffizienten und zum anderen weist die Stahlplatte eine deutlich niedrigere Temperatur als das Kurbelgehäuse auf.

Ein direkter Nachweis über den dabei vorliegenden Schmierungsstatus in den mittleren drei Gleitlagern wird in Abschnitt 6.1.1 beschrieben. Dort werden die Messwerte der Körperschallsensoren dargestellt, die mit den hier dargestellten Reibmomentmessungen verglichen werden können. Ebenfalls werden in Abschnitt 6.1.1 zwei mögliche Maßnahmen zur Reduzierung des Reibmoments bei der Teilwälzlagerung erläutert.

5.1.6 Schleppmessungen der Teilwälzlagerung

Es werden drei unterschiedliche Kurbeltriebsaufbauten am Schleppprüfstand bezüglich Reibmoment vermessen. Alle geschleppten Reibmomentmessungen werden in der Demontagephase Kurbelwellenhauptlagerung durchgeführt. Dabei werden Hauptlagerungen, Meistergewichte (Kompensation der fehlenden rotatorischen Pleuelmasse), eine Einmassenschwingscheibe (ca. 15 kg) und zwei Radialwellendichtringe verwendet, deren Reibmoment mit in die Messergebnisse einfließen. Der Prüfaufbau wird in Abb. 3.6 und Abb. 4.4 dargestellt. Ab ca. $n = 2.100 \text{ min}^{-1}$ wird der Druck der Ölgalerie im Kurbelgehäuse erhöht, wodurch die Kolbenspritzen zugeschaltet werden und zusätzlich Öl in die Wälzlager gerät.

Folgende Aufbauten werden getestet:

- 5x GL – Referenz (Anlaufscheiben verbaut)
- 1x WL – HL1 NU1011-M1 CN als Loslager, 4x GL (Anlaufscheiben verbaut)
- 2x WL – HL1 NU1011-ETVP C3 als Loslager, HL5 NUP1011-ETVP C3 als Festlager, 3x GL (ohne Anlaufscheiben)

Als Referenz wird ein Standard-Kurbeltrieb mit fünf Radial-Gleitlagern und Anlaufscheiben bei HL 3 verbaut.

Die erste Modifikation besitzt ein NU1011-M1 CN Zylinderrollenlager mit der Funktion als Loslager, vier Radial-Gleitlager und die Anlaufscheiben.

Die zweite Modifikation besitzt ein NU1011-ETVP C3 Zylinderrollenlager als Loslager, ein NUP1011-ETVP C3 Zylinderrollenlager als Festlager, drei Radial-Gleitlager und die Anlaufscheiben.

Abb. 5.20 zeigt den Vergleich des Reibmomentverlaufs zwischen dem Referenzkurbeltrieb und dem modifizierten Kurbeltrieb mit einem Wälzlager am Schleppprüfstand in Demontagestufe Kurbelwellenhauptlagerung.

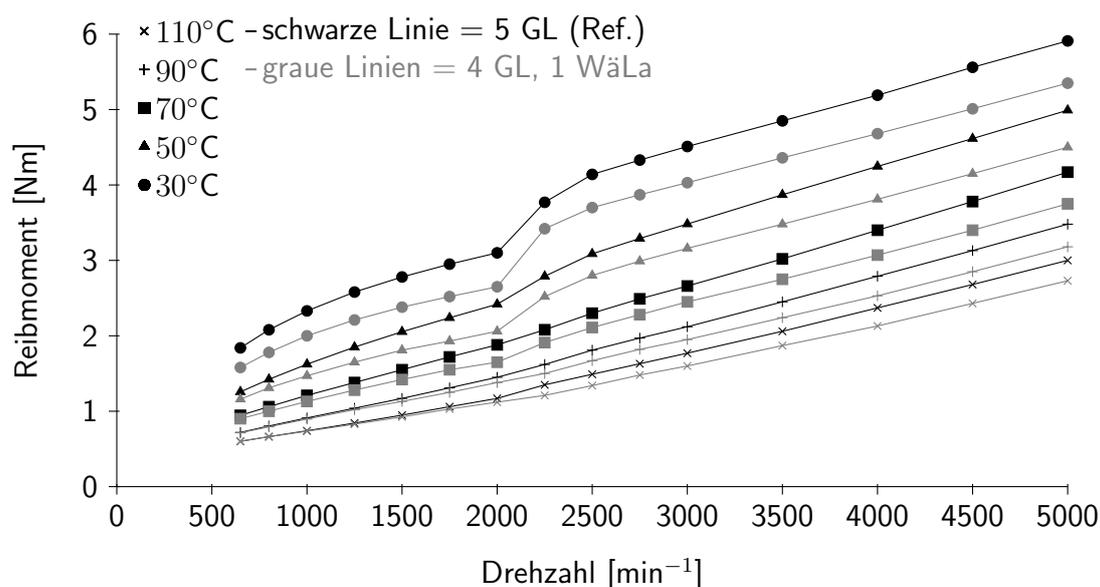


Abbildung 5.20: Vergleich Reibmoment Kurbelwelle mit HL1 NU1011-M1 CN, vier Radial-Gleitlagern und Anlaufscheiben im Vergleich zur Referenz-Kurbelwelle, Kolbenspritzen bei ca. $n = 2.100 \text{ min}^{-1}$ aktiviert, Öl A, Demontagestufe Kurbelwellenhauptlagerung

Abb. 5.21 zeigt den Vergleich des Reibmomentverlaufs zwischen dem Referenzkurbeltrieb und dem modifizierten Kurbeltrieb mit zwei Wälzlagern und drei Gleitlagern in Demontagestufe Kurbelwellenhauptlagerung.

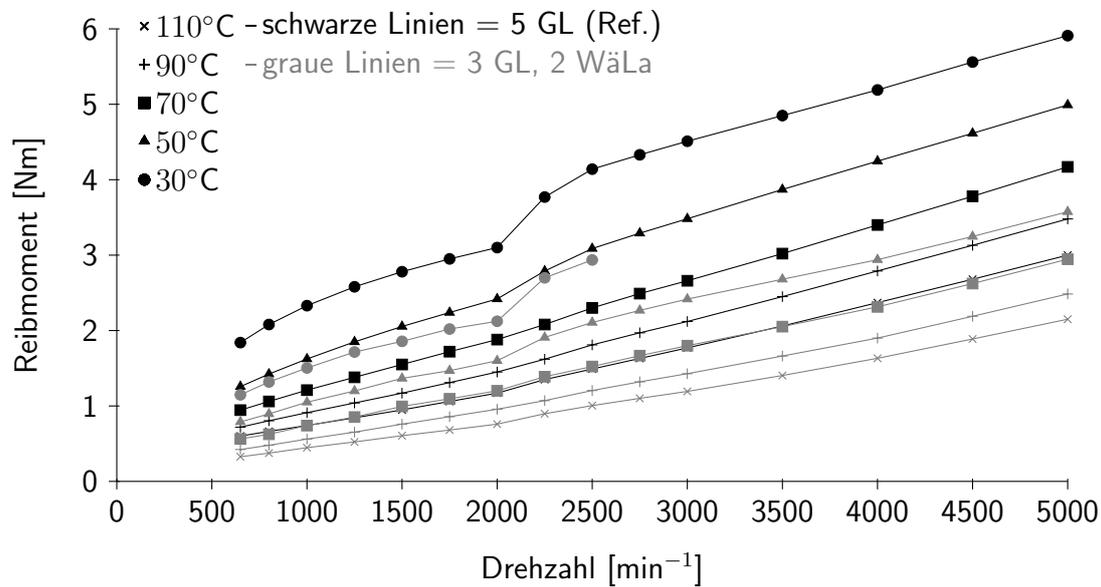


Abbildung 5.21: Vergleich Reibmoment Kurbelwelle mit HL1 NU1011-ETVP C3, HL5 NUP1011-ETVP C3, drei Radial-Gleitlagern ohne Anlaufscheiben im Vergleich zur Referenz-Kurbelwelle, Kolbenspritzen bei ca. $n = 2.100 \text{ min}^{-1}$ aktiviert, ÖLA, Demontagestufe Kurbelwellenhauptlagerung

Abb. 5.22 zeigt die Differenz des Reibmoments zwischen dem Referenzkurbeltrieb und dem modifizierten Kurbeltrieb mit einem Zylinderrollenlager und vier Gleitlagern in Demontagestufe Kurbelwellenhauptlagerung.

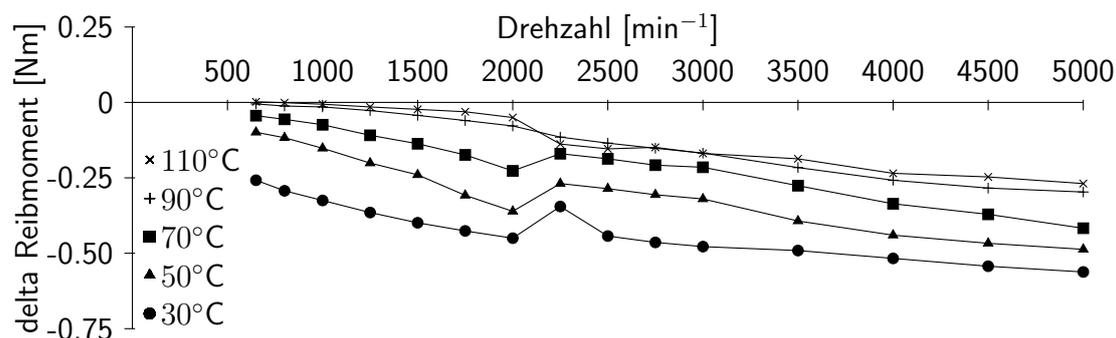


Abbildung 5.22: Absoluter Reibmomentunterschied Kurbelwelle mit HL1 NU1011-M1 CN, vier Radial-Gleitlagern und Anlaufscheiben im Vergleich zur Referenz-Kurbelwelle, Kolbenspritzen bei ca. $n = 2.100 \text{ min}^{-1}$ aktiviert, Öl A, Demontagestufe Kurbelwellenhauptlagerung

Abb. 5.23 zeigt die Differenz des Reibmoments zwischen dem Referenzkurbeltrieb und dem modifizierten Kurbeltrieb mit zwei Wälzlagern und drei Gleitlagern in Demontagestufe Kurbelwellenhauptlagerung.

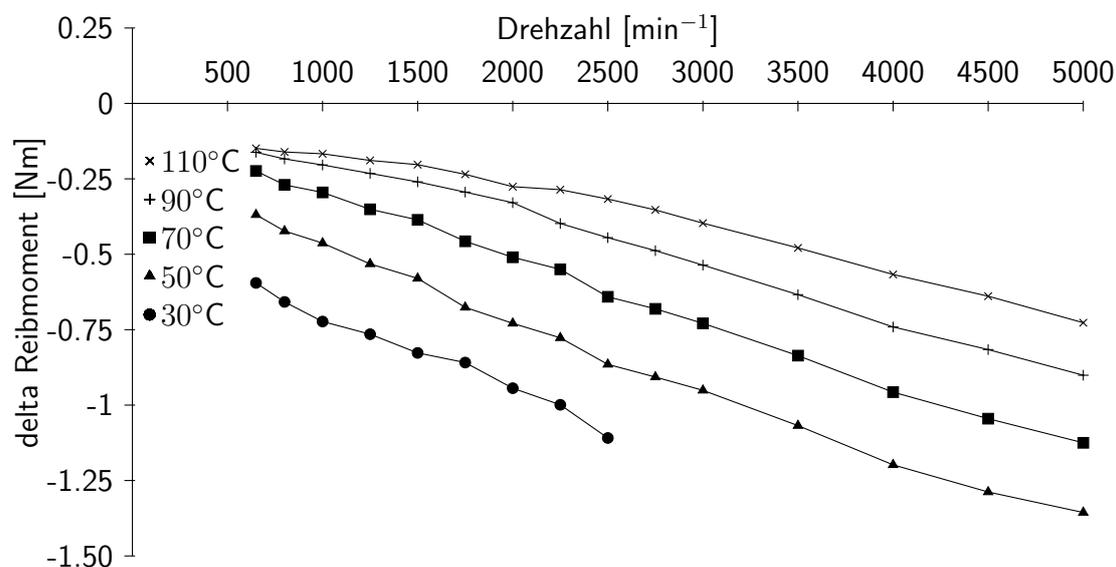


Abbildung 5.23: Absoluter Reibmomentunterschied Kurbelwelle mit HL1 NU1011-ETVP C3, HL5 NUP1011-ETVP C3, drei Radial-Gleitlagern ohne Anlaufscheiben im Vergleich zur Referenz-Kurbelwelle, Kolbenspritzen gezielt nur kurz vor jedem Messpunkt aktiviert, Öl A, Demontagestufe Kurbelwellenhauptlagerung

Abb. 5.24 zeigt die prozentuale Differenz des Reibmoments zwischen dem Referenzkurbeltrieb und dem modifizierten Kurbeltrieb mit einem Wälzlager und vier Gleitlagern in Demontagestufe Kurbelwellenhauptlagerung.

Zwischen den Messwerten $n = 2.000 \text{ min}^{-1}$ und $n = 2.250 \text{ min}^{-1}$ ist bei allen Temperaturen ein deutlicher Unterschied im Reibmoment zu erkennen. In diesem Bereich werden die Kolbenspritzen aktiviert. Sie versorgen die Wälzlager indirekt mit Öl. Bei $T_{KGH,in} = 110^\circ\text{C}$ ist in diesem Drehzahlbereich eine deutliche Reibungsminderung zu erkennen. Bei $T_{KGH,in} = 30^\circ\text{C}$ ist in diesem Drehzahlbereich ein Reibmomentanstieg zu erkennen. Die Ergebnisse lassen darauf schließen, dass eine von der Ölviskosität und Drehzahl abhängige zusätzliche Beölung der Wälzlager notwendig ist, um eine bestmögliche Reibmomentreduzierung zu bewirken.

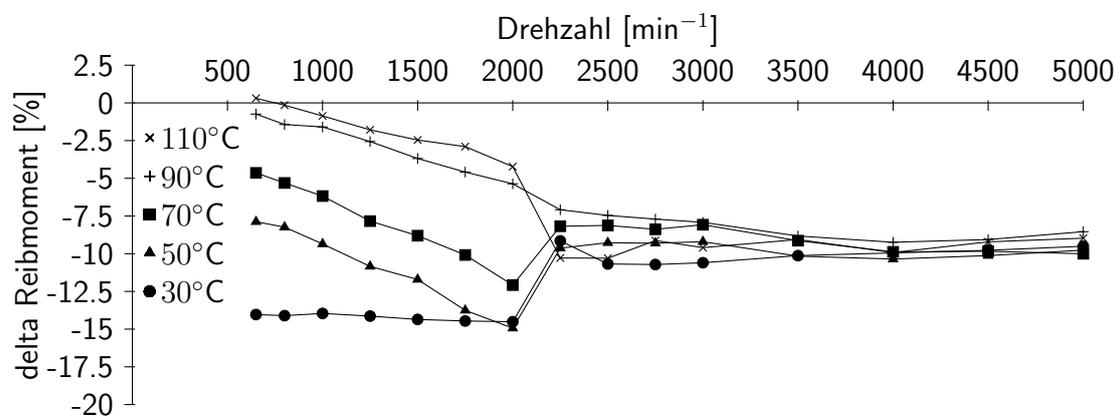


Abbildung 5.24: Relativer Reibmomentunterschied Kurbelwelle mit HL1 NU1011-M1 CN, vier Radial-Gleitlagern und Anlaufscheiben im Vergleich zur Referenz-Kurbelwelle, Kolbenspritzen bei ca. $n = 2.100 \text{ min}^{-1}$ aktiviert, Öl A, Demontagestufe Kurbelwellenhauptlagerung

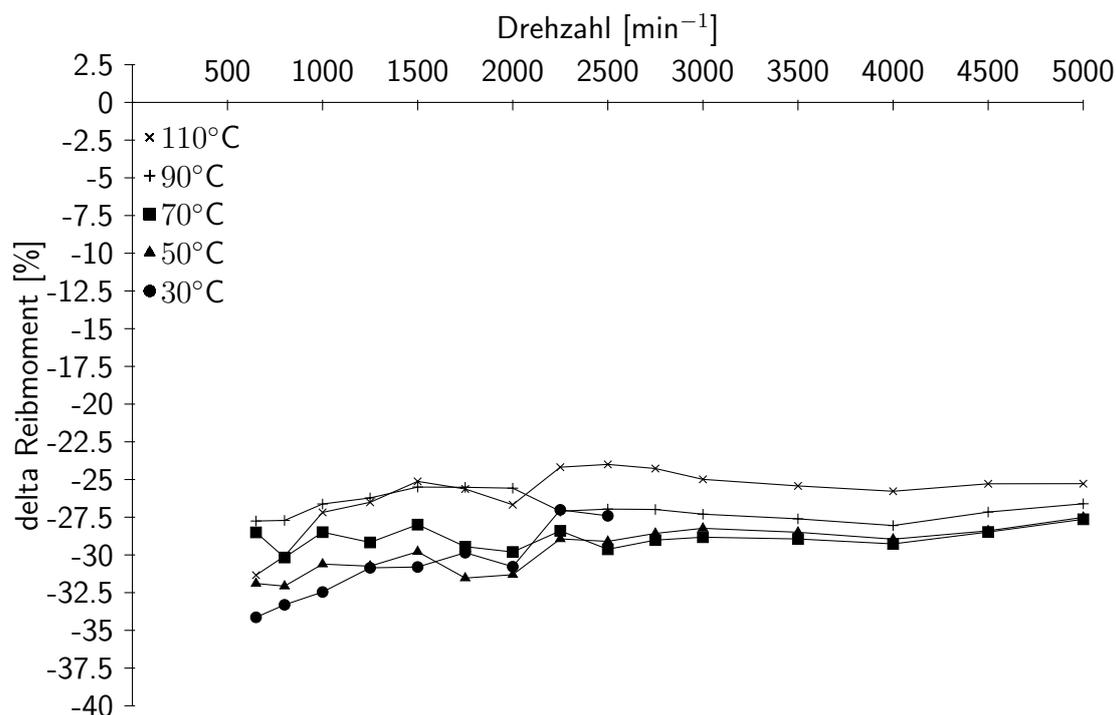


Abbildung 5.25: Relativer Reibmomentunterschied, Kurbelwelle mit HL1 NU1011-ETVP C3, HL5 NUP1011-ETVP C3, drei Radial-Gleitlagern ohne Anlaufscheiben im Vergleich zur Referenz-Kurbelwelle, Kolbenspritzen gezielt nur kurz vor jedem Messpunkt aktiviert, Öl A, Demontagestufe Kurbelwellenhauptlagerung

Unter Betrachtung von Abb. 5.25 ist zu erkennen, dass die Substitution von zwei Radialgleitlagern und den Anlaufscheiben durch jeweils ein Zylinderrollenlager mit der Funktion als Fest- und als Loslager eine Reibmomentreduzierung von insgesamt etwa 30 % bewirkt. In diesem Diagramm ist kein deutlicher Sprung im Reibmoment zwischen $n = 2.000 \text{ min}^{-1}$ und $n = 2.250 \text{ min}^{-1}$ zu erkennen, da in diesen Versuchen die Kolbenspritzen gezielt nur kurz vor den Messungen geöffnet wurden.

5.2 Lagerreibung bei pulsierender Belastung

In Abb. 5.26 ist zu sehen, wie sich das Reibmoment verhält, wenn an der rein gleitgelagerten Prüfwellen $F_{\text{Kolben}} = -40 \text{ kN}$ dynamische Last angelegt wird. Alle in diesem Abschnitt dargestellten Messungen wurden mit Öl B (HTHS 2,6) bei einer Drehzahl von $n = 1.250 \text{ min}^{-1}$ und $T_{\text{KGH,in}} = 90^\circ\text{C}$ durchgeführt. Im Vergleich dazu sind auch die Reibmomentverläufe aus den Messungen mit konstanter Kraft $F_{\text{Kolben}} = -10 \text{ kN}$ und $F_{\text{Kolben}} = -40 \text{ kN}$ aufgetragen.

Der Aufbau der Teilwälzlagerung besitzt insgesamt zwei baugleiche Zylinderrollenlager vom Typ NU1011-M1 CN. Es werden jeweils ein Zylinderrollenlager bei HL 1 und eines bei

HL 5 verbaut. Die mittleren drei Lagerstellen sind gleitgelagert ausgeführt. Die Anlaufscheiben wurden bei allen Versuchen mit pulsierender Belastung verbaut. Pro Sekunde

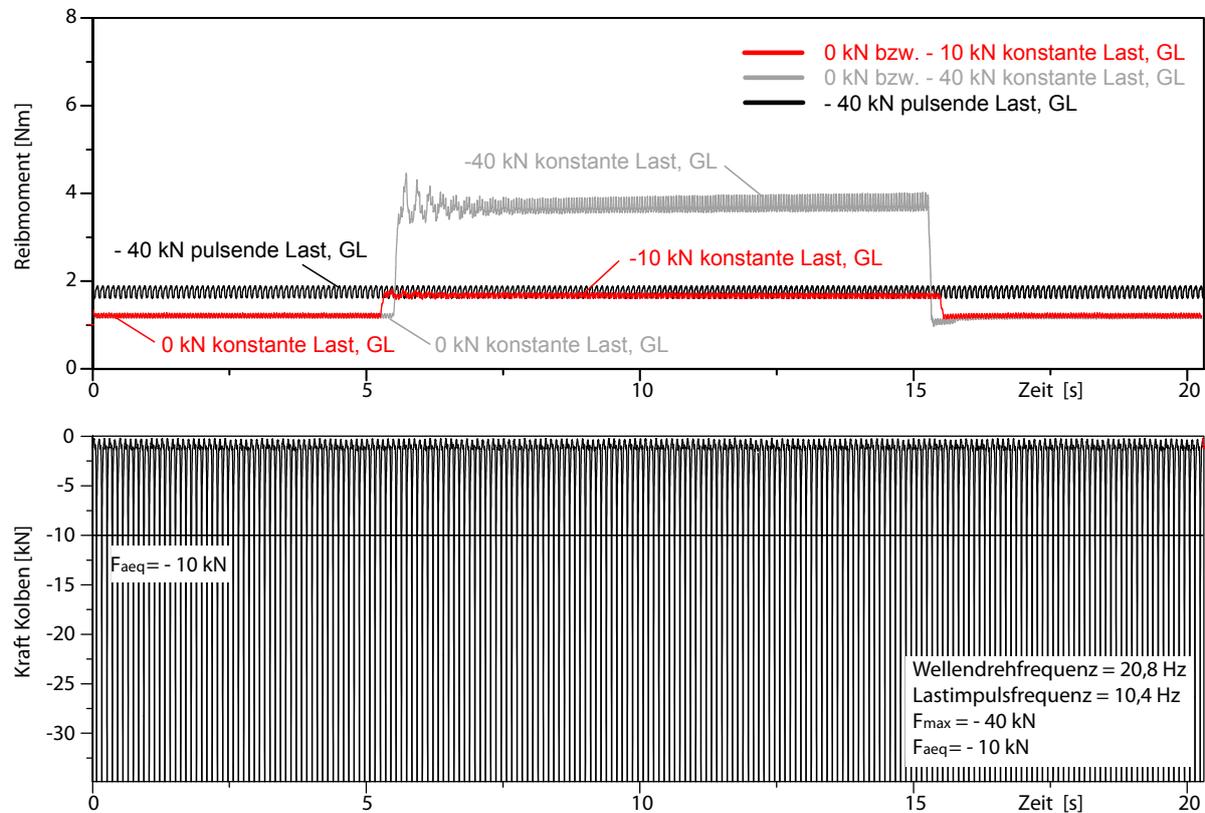


Abbildung 5.26: Vergleich des Reibmoments der rein gleitgelagerten Prüfwellen „GL“ (= HL 1, 2, 3, 4, 5 GL; Anlaufscheiben verbaut), Einfluss der Last auf das Reibmoment; $T_{KGH,in} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$, $n = 1.250 \text{ min}^{-1}$, Öl B

Messzeit sind zehn Last-Impulse zu erkennen, die durch die Hydraulik eingebracht werden (Frequenz 10,4 Hz). Ebenfalls werden zehn Reibmomentanstiege erfasst. Die Welle rotiert mit 20,8 Hz. Alle zwei Wellenumdrehungen (= 720° Kurbelwinkel) erfolgt ein Impuls, wie das bei HL 1 und HL 5 in einem Verbrennungsmotor der Fall ist.

Im Vergleich der Reibmomentverläufe aus Abb. 5.26 ist ersichtlich, dass -40 kN pulsierende Belastung ein weitaus kleineres mittleres Reibmoment erzeugt als -40 kN konstante Last. Die berechnete äquivalente Last bei -40 kN pulsierender Belastung entspricht bei HL 1 und HL 5 $F_{aeq} \approx -10$ kN. Im direkten Vergleich mit HL 1 und HL 5 treten bei HL 2, HL 3 und HL 4 doppelt so häufig Lastimpulse auf.

In Abb. 5.27 ist der Vergleich zu sehen, wie sich das Reibmoment bei rein gleitgelagerter Welle zur teilwälzgelagerten Welle verhält, wenn -40 kN pulsierende Last an das Pleuellager angelegt werden. Die Messungen wurden bei einer Drehzahl von $n = 1.250 \text{ min}^{-1}$ und $T_{KGH,in} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ durchgeführt.

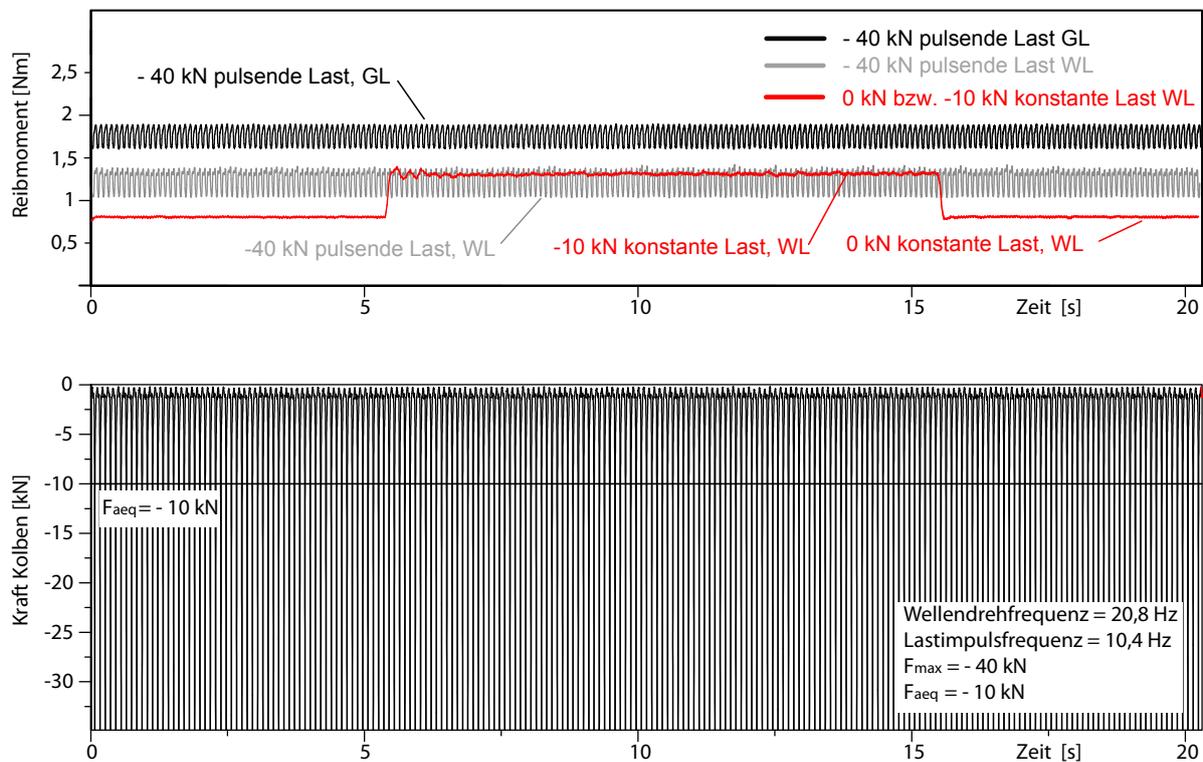


Abbildung 5.27: Vergleich des Reibmoments der rein gleitgelagerten Prüfwelle „GL“ (= HL 1, 2, 3, 4, 5 GL; Anlaufscheiben verbaut) mit der Teilwälzlagerung „WL“ (HL 1 und HL 5 NU1011-M1 C3; HL 2, 3, 4 GL; Anlaufscheiben verbaut), Einfluss der Last auf das Reibmoment; $T_{KGH,in} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$, $n = 1.250 \text{ min}^{-1}$, Öl B

In Abb. 5.28 sind die Detailansichten der Messergebnisse der Gleit- und der Teilwälzlagerung mit pulsender Belastung bei $F_{Kolben} = -40$ kN gegenübergestellt. Im Vergleich der Reibmo-

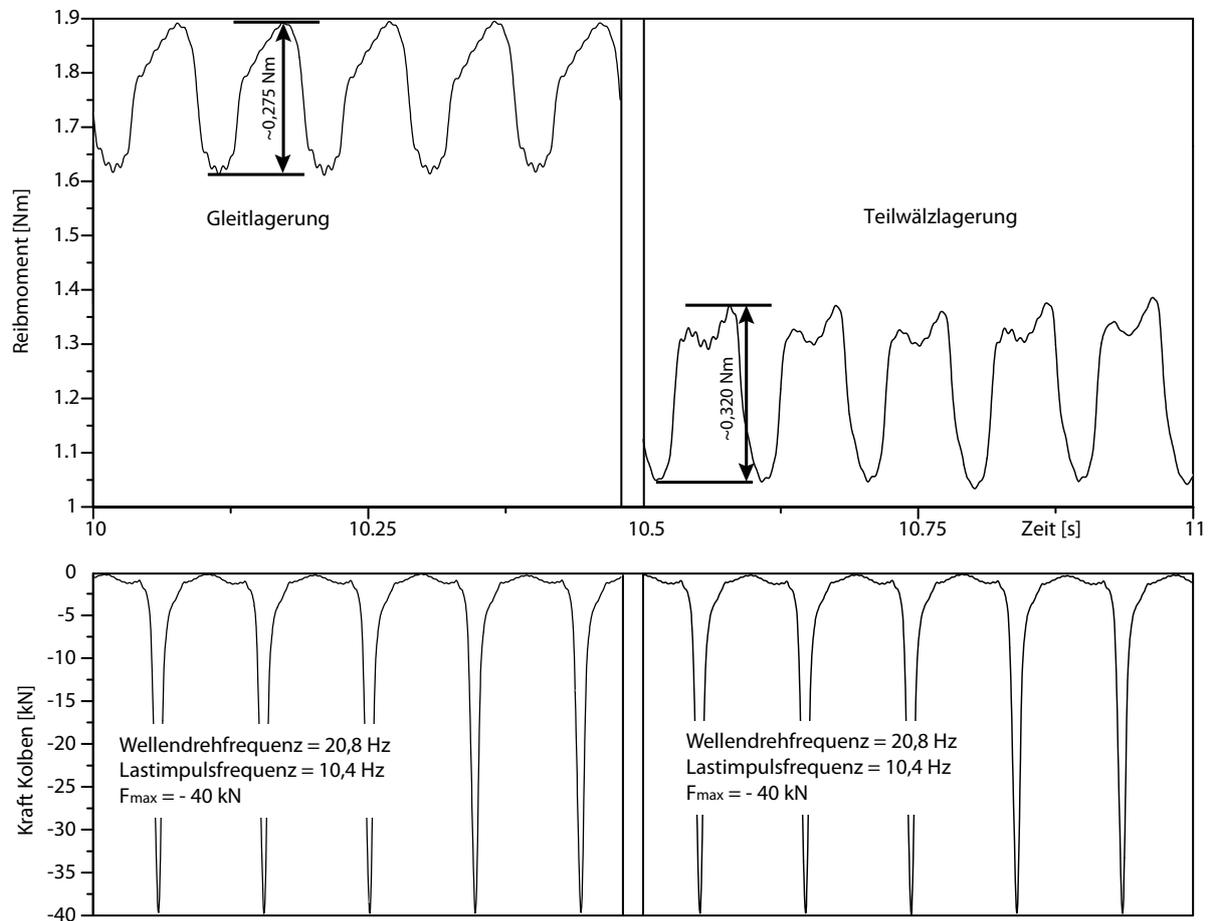


Abbildung 5.28: links Messung mit gleitgelagerter Prüfrolle, rechts mit teilwälzgelagerter Prüfrolle (HL 1 und HL 5 NU1011-M1 CN, HL 2, 3, 4 GL, Anlaufscheiben verbaut), Einfluss der Last auf das Reibmoment; $T_{KGH,in} = 90$ °C, 1.250 min^{-1} und $F_{Kolben} = -40$ kN pulsierende Last, ÖlB, Detailansicht

mentmessungen mit pulsender Belastung fällt auf, dass die absolute Reibmomentdifferenz mit etwa $0,3$ Nm bei der Gleitlagerung gleich hoch ist, wie bei der Teilwälzlagerung.

6 Experimentelle Untersuchungen II - Systemverhalten

In diesem Kapitel wird das Systemverhalten der Teilwazlagerung untersucht. Es umfasst die Messergebnisse zum Schmierungsstatus in der Gleitlagerung, zur Lastverteilung, zur Wellenverlagerung und zum NVH-Verhalten des Vollmotors. In der Schlussfolgerung des Kapitels wird eine Empfehlung hinsichtlich Fertigungstoleranzen gegeben.

6.1 Schmierungsstatus in den Gleitlagerungen

In diesem Abschnitt werden alle Messergebnisse zum Schmierungsstatus in den Gleitlagerungen dargestellt.

6.1.1 Schmierungsstatus bei Koaxialitätsabweichung

Die folgenden Untersuchungen zum Schmierungsstatus bei Koaxialitätsabweichung werden am MRP durchgeführt. Die Drehzahl der Kurbelwelle beträgt 59 min^{-1} . Bei HL 1 und HL 5 sind Rillenkugellager verbaut. Es werden keine Anlaufscheiben verwendet. Der Körperschallsensor ist mit Hauptlagerbrücke 3 verschraubt. In den Versuchen wird das Rohsignal mit einem gefilterten Durchlassbereich von 50 kHz bis 500 kHz erfasst. Der Messweg OUT 1 wurde in Abb. 3.19 dargestellt.

Im ersten Versuch befinden sich in HL 2, HL 3 und HL 4 keine Gleitlager. Der Messaufbau dient der Nullmessung des Systems, um nachzuweisen, ob vom Elektromotor über das Kurbelgehäuse Störsignale zur Hauptlagerbrücke gelangen. Das Ergebnis der Messung ist in Abb. 6.1 zu sehen. Zu erkennen ist ein konstantes schmalbandiges Störsignal bei 260 kHz dessen Ursache nicht eindeutig geklärt werden konnte.

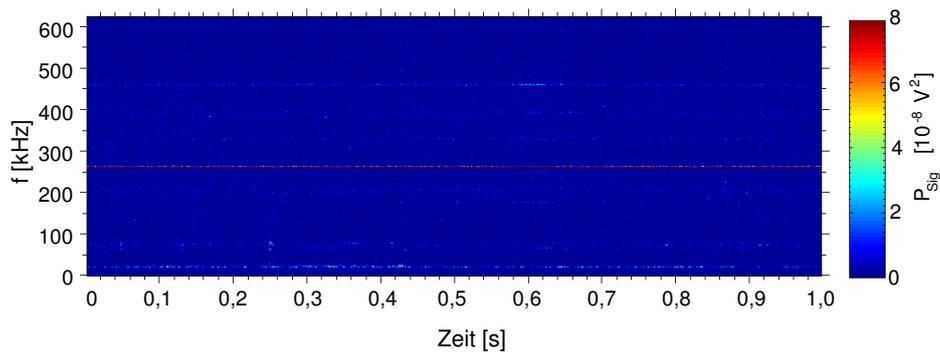


Abbildung 6.1: Spektrogramm der Nullmessung an Hauptlagerbrücke 3, Welle gelagert nur bei HL 1 und HL 5 durch Rillenkugellager 6011 CN, HL 3 keine Radial-Gleitlagerschalen und keine Anlaufscheiben verbaut, daher kein Kontakt zwischen Kurbelwelle und Hauptlagerbrücke

Für den nächsten Messaufbau werden beölte Gleitlagerschalen bei HL 3 in das Kurbelgehäuse eingebracht. Die Hauptlagerbohrungen 1 und 5 weisen eine Exzentrizität von jeweils $20\ \mu\text{m}$ zu HL 3 auf. Die Kurbelwelle besitzt an Grundzapfen 3 ca. $20\ \mu\text{m}$ Rundlauf toleranz im Bezug zu einer Achse durch Grundzapfen 1 und 5. Bei einem Gleitlagerspiel von etwa $40\ \mu\text{m}$ sollte es in diesem Fall zu intermittierender Mischreibung zwischen den Radial-Gleitlagerschalen bei HL 3 und der Kurbelwelle kommen.

Abb. 6.2 zeigt das Messergebnis. Dargestellt ist eine Messdauer von 1 s, bei der die Kurbelwelle eine komplette Umdrehung durchläuft. Kommt es zu einer Drehmomenterhöhung im System, wird ein Anlaufen der Welle im Gleitlager durch das Körperschallemissionsmesssystem erkannt, da die Schallsignalleistung steigt. An Stellen, bei denen das Drehmoment sein Minimum erreicht ($t = 45,7\ \text{s}$ und $t = 45,9\ \text{s}$), ist auch das Schallsignal minimal.

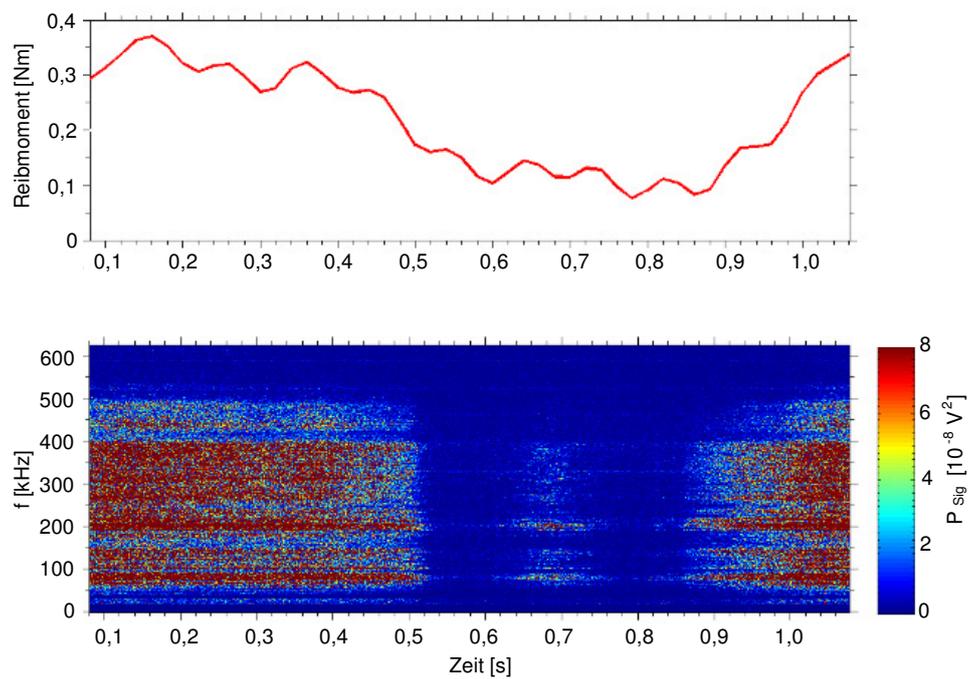


Abbildung 6.2: Spektrogramm einer Körperschallmessung an Hauptlagerbrücke 3, Rillenkugellager 6011 CN an HL 1 und HL 5, HL 1 und HL 5 befinden sich 20 μm exzentrisch zu HL 3, HL 3 Radial-Gleitlager verbaut, keine Anlaufscheiben verbaut, intermittierende Mischreibung im Körperschallsignal und im Reibmomentsignal erkennbar, Öl A

6.1.2 Schmierzustand abhängig von Temperatur, Last und Drehzahl

Im folgendem Abschnitt wird der Schmierzustand in Abhängigkeit von Temperatur, Last und Drehzahl in Gleitlagerungen untersucht. Zunächst erfolgt eine Gegenüberstellung der elektrischen Übergangswiderstandsmessung zur Schallemissionsmesstechnik.

Ableich zur elektrischen Kontaktspannungsmessung

In den beiden folgenden Versuchen werden das System-Reibmoment und der Schmierzustand des Prüfaufbaus mit teilwäzgelagerter Kurbelwelle bei ca. 90 °C Öl-Eintrittstemperatur gemessen. Dabei werden die elektrische Kontaktspannung zwischen Prüfwellen und Pleuellagerung und die Körperschallentstehung am Pleueldeckel erfasst. In der Arbeit von [71] wurde über die Analyse des Rohsignals (OUT 1) herausgefunden, dass die geregelten Hydraulikventile am DLP ein Störsignal im Frequenzbereich von 100 kHz bis 200 kHz erzeugen. Bei allen weiteren Messungen am DLP wird daher der Effektivwert (RMS = 1,2 ms) des Körperschallsignals zwischen 200 kHz und 500 kHz mit einer Frequenz von 2,4 kHz abgetastet. Der Messweg OUT 2 ist in Abb. 3.19 dargestellt. Im ersten

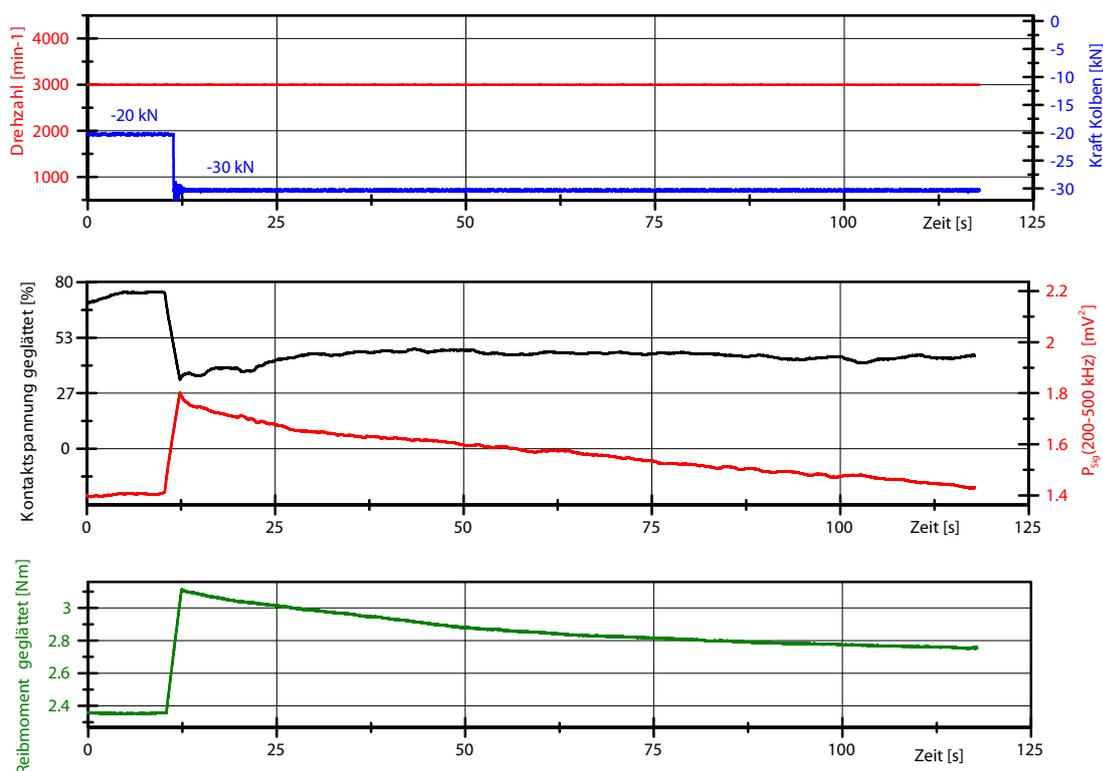


Abbildung 6.3: Lastvariation – Vergleich zwischen Körperschall im Ultraschallbereich, Kontaktspannung und Reibmoment bei Variation der Drehzahl und konstanter Last; $T_{KGH,in} = 88\text{ °C}$, $T_{Pl,in} = 80\text{ °C}$, Öl B

Versuch beträgt die Drehzahl konstant 3.000 min^{-1} . Es wird eine Pleuellast von $F_{Kolben} = -20 \text{ kN}$ (Druck) aufgebracht, die bei $t = 11,5 \text{ s}$ auf $F_{Kolben} = -30 \text{ kN}$ (Druck) erhöht wird. Die Funktionsflächen der Gleitlagerschalen sind zu Beginn des Versuchs noch nicht komplett eingeläutet. Die Lagerschalen sind zuvor in diversen Versuchen etwa 10 min mit pulsierender Druckkraft beansprucht worden.

Zu sehen ist, wie mit der Lasterhöhung die Kontaktspannung einbricht, was bedeutet, dass der Anteil der Mischreibung steigt. Ab $t = 30 \text{ s}$ erholt sich die Kontaktspannung wieder und erreicht einen nahezu konstanten Wert. Das Körperschallsignal im Pleuel steigt mit der Lasterhöhung und erholt sich auf den Ursprungswert, der bei $F_{Kolben} = -20 \text{ kN}$ vorlag. Das System-Reibmoment steigt ebenfalls mit der Lasterhöhung an und reduziert sich im Laufe der Versuchszeit. Es wird davon ausgegangen, dass die Lagerschalen über den gesamten Versuch eine zusätzliche Einglättung erfahren, da die Kontaktspannung permanente Mischreibung signalisiert.

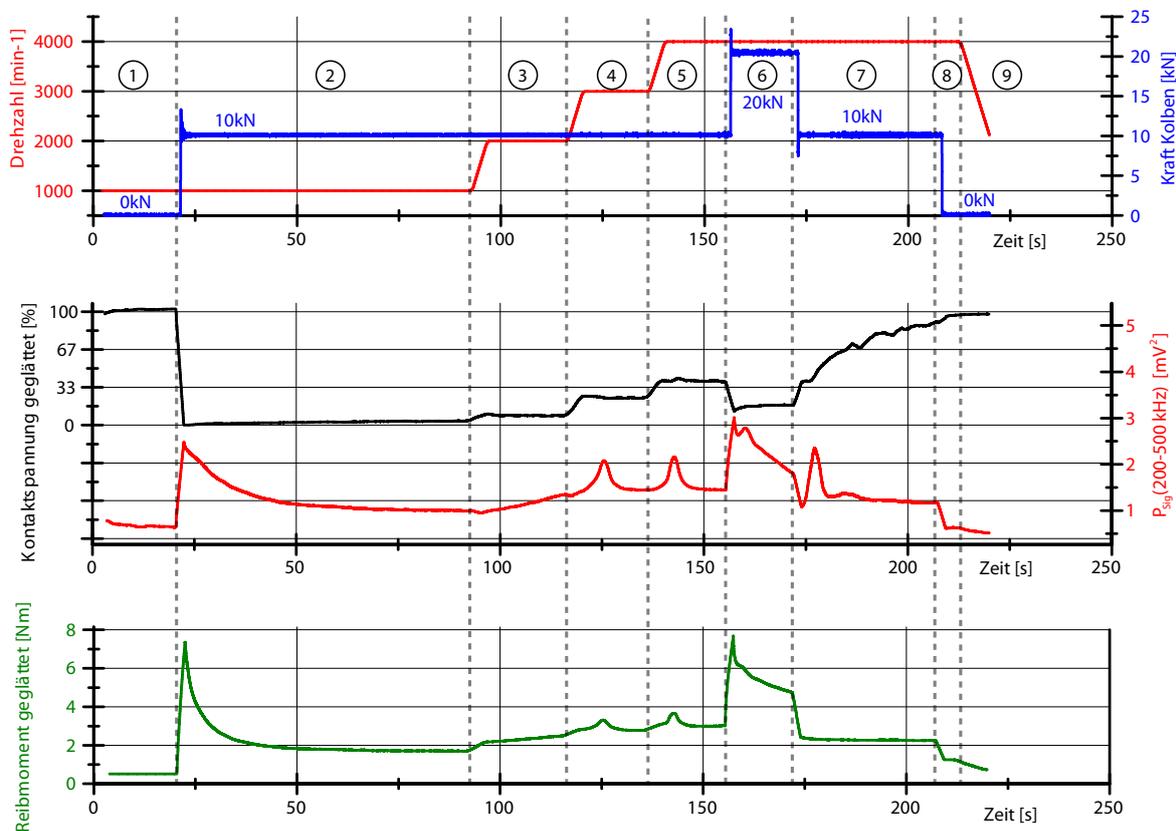


Abbildung 6.4: Einglättung der Lagerschalen, Drehzahl und Lastvariation – Vergleich zwischen Körperschall im Ultraschallbereich, Kontaktspannung und Reibmoment bei Variation von Drehzahl und Last; $T_{KGH,in} = 88 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{Pl,in} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$, Öl B

Im zweiten Versuch werden Drehzahl und Lasthöhe variiert (siehe Abb. 6.4). Das Pleuel übt diesmal anstatt einer Druckkraft (Belastung der pleuelstangenseitigen Lagerschale) eine Zugkraft (pleueldeckelseitige Lagerschale) auf die Prüfwellen aus. Die pleueldeckelsei-

tige Lagerschale ist zuvor nicht belastet worden. Der Versuch wird durchgeführt, um ein Einglätten der Lagerschale messtechnisch eindeutig zu erfassen. Die Drehzahl wird von 1.000 min^{-1} , über 2.000 min^{-1} und 3.000 min^{-1} auf 4.000 min^{-1} gesteigert und dann auf etwa 2.100 min^{-1} reduziert. Die Pleuellast wird stufenweise aufgebracht und stufenweise reduziert.

Es sind verschiedene Zonen eingezeichnet, die sich durch verschiedene Betriebszustände unterscheiden.

Zone 1: konstante Bedingungen

Drehzahl und Last werden konstant gehalten. Alle erfassten Messgrößen sind nahezu konstant. Die Höhe der Kontaktspannung ist maximal, was auf eine ausreichende Trennung der Tribopartner hinweist.

Zone 2: Zugkraftaufbringung

Zu sehen ist, dass die Kontaktspannung mit Anlegen der Zugkraft von $F_{Kolben} = +10 \text{ kN}$ komplett auf 0 V einbricht, was relativ starken und kontinuierlichen Kontakt zwischen Welle und Gleitlagerung signalisiert. Die Kontaktspannung im Pleuel erhöht sich kaum bis zur nächsten Parametervariation bzw. Zone. Das Körperschallsignal am Pleuel steigt mit Einbringung der Last und fällt bis zur nächsten Lastzone deutlich ab. Das Reibmoment verhält sich äquivalent dem Körperschallsignal.

Zone 3-5: Drehzahlstufen

In den Zonen 3-5 wird die Drehzahl bei gleichbleibender Last gestuft erhöht. Die Kontaktspannung im Pleuel steigt mit Erhöhung der Drehzahl, was auf einen zunehmenden hydrodynamischen Druckaufbau zurückzuführen ist.

Zone 6: Steigerung der Zugkraft

In der Zone 6 wird die Last gesteigert. Die Kontaktspannung bricht ein (Mischreibungserhöhung) und bleibt nahezu konstant. Das Körperschallsignal steigt deutlich an und fällt dann wieder ab. Das Reibmoment steigt ebenfalls mit der Lasterhöhung an und fällt mit der Zeit ab.

Zone 7: Lastrücknahme 1 um 10 kN

In Zone 7 wird die Last wieder auf das Niveau von Zone 5 gebracht und von $F_{Kolben} = +20 \text{ kN}$ auf $F_{Kolben} = +10 \text{ kN}$ reduziert. Dabei steigt die Kontaktspannung an (Mischreibungsreduzierung). Das Niveau des Körperschallsignals ist zunächst höher als vor der Lasterhöhung. Das Körperschallsignal fällt ab, steigt dann wieder stark an und bleibt dann auf fast konstantem Niveau. Das Niveau des Körperschallsignals ist niedriger als vor der Lasterhöhung. Ebenfalls stellt sich im Reibmoment durch die Lastrücknahme ein niedrigerer Wert ein, als vor dem Erhöhen der Last, was auf ein Einglätten der Lagerschale schließen lässt.

Zone 8: Lastrücknahme 2 um 10 kN

In Zone 8 wird die Last von $F_{Kolben} = +10 \text{ kN}$ auf $F_{Kolben} = 0 \text{ kN}$ reduziert. Die Kontaktspannung steigt dabei an, der Anteil der Mischreibung reduziert sich demnach. Das Körperschallsignal fällt mit Lastabnahme wie erwartet ab. Das System-Reibmoment ist in Zone 8 ebenfalls deutlich geringer als in Zone 7.

Zone 9: Drehzahlrampe

In Zone 9 wird die Drehzahl reduziert, wobei die Last bereits $F_{Kolben} = 0 \text{ kN}$ beträgt. Die Kontaktspannung steigt leicht an. Das Niveau des Körperschallsignals wird reduziert. Das Reibmoment sinkt mit der Drehzahlreduktion wie erwartet.

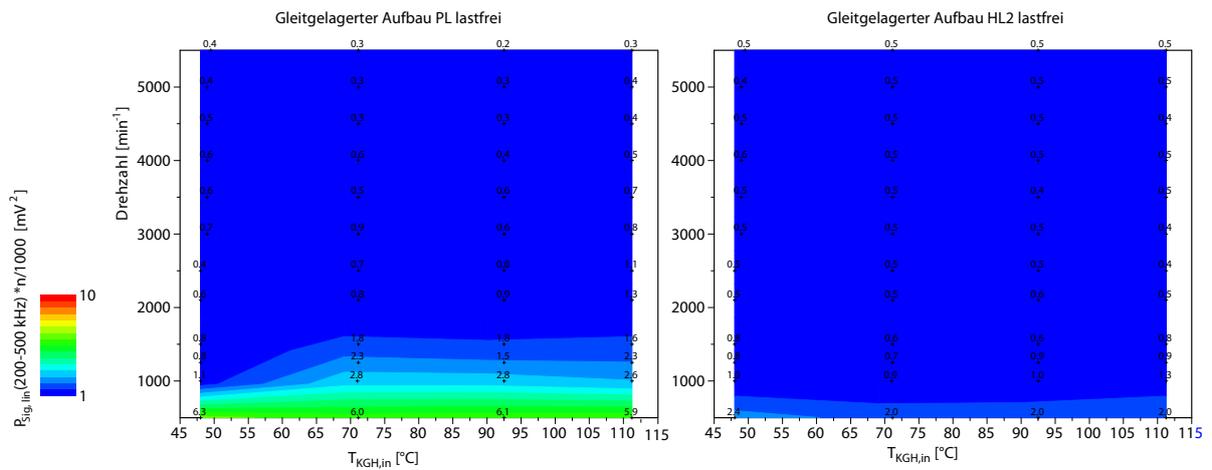
Fazit

Es ist bekannt, dass bei einer Lasterhöhung Einglättungsvorgänge infolge von Mischreibung in der Gleitlagerung stattfinden. Dies konnte mit beiden Messsystemen zur Erfassung des Schmierungszustands nachgewiesen werden. Eine Lasterhöhung bewirkt bei konstanter Drehzahl eine Reduzierung der Kontaktspannung, also einen Anstieg der Mischreibungsintensität. Das Körperschallsignal und das Reibmoment steigen bei Lasterhöhung an. Eine Drehzahlerhöhung führt bei der Kontaktspannung zu einer Spannungserhöhung, also zu einer Reduzierung der Mischreibungsintensität. Bei der Körperschallemissionsanalyse steigt das Messsignal mit Erhöhung der Drehzahl. Die Erhöhung des Signals mit der Drehzahl ist auf die höhere Energieeinbringung in das System zurückzuführen und nicht, wie fälschlicherweise angenommen werden könnte, auf eine Erhöhung der Mischreibungsintensität.

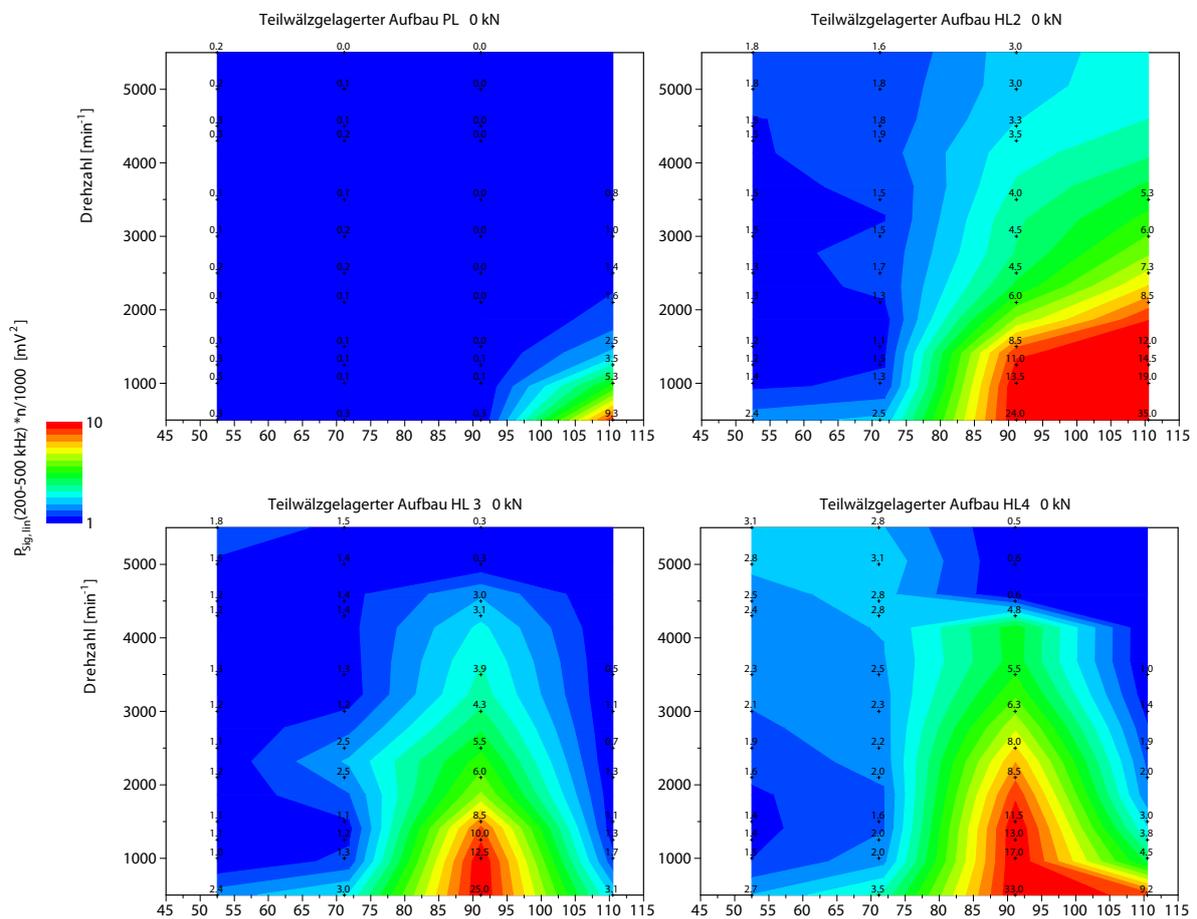
Hauptversuche zum Schmierungszustand am DLP

Im folgenden Abschnitt sind die Ergebnisse der Körperschallmessungen der Teilwälzlagerung und der reinen Gleitlagerung gegenübergestellt. Die Messungen entstanden am DLP. Die Diagramme zeigen die drehzahlbereinigte Schallintensität unter dem Einfluss der Temperatur und der Drehzahl und sind nach Höhe der Last geordnet. Die Versuchsbeschreibung ist Abschnitt 5.1.5 zu entnehmen. Der Effektivwert der Körperschallmessung wird in der Einheit V ausgegeben. Nur Frequenzen zwischen 200 kHz und 500 kHz fließen in den Messwert ein. Da die Drehzahl einen Einfluss auf den Schallwert hat, wurden die Körperschallwerte auf 1.000 min^{-1} linear normiert. Das bedeutet, dass die in den Diagrammen eingetragenen Messwerte mit $(1.000/n)$ multipliziert wurden. Die Drehzahl n besitzt dabei die Einheit min^{-1} . Ein Körperschallsignal bei 5.000 min^{-1} wurde demnach mit $1/5$ multipliziert. Das Körperschallsignal bei 500 min^{-1} wurde dementsprechend mit 2 multipliziert.

Es werden bei allen Laststufen, Drehzahlen und Temperaturen die Körperschallwerte von Pleuellager und HL 2 der rein gleitgelagerten Welle dargestellt. Bei der teilwälzgelagerten Welle werden die Messungen am Pleuellager und an allen mittleren Gleitlagern durchgeführt. Somit gibt es Messungen von PL, HL 2, HL 3 und HL 4.



(a)



(b)

Abbildung 6.5: Körperschallintensität bei 0 kN statischer Pleuellast, Öl B a) Gleitlagerter Aufbau PL und HL 2 b) Teilwälzgelagerter Aufbau PL, HL 2, HL 3 und HL 4, in Anlehnung an [70]

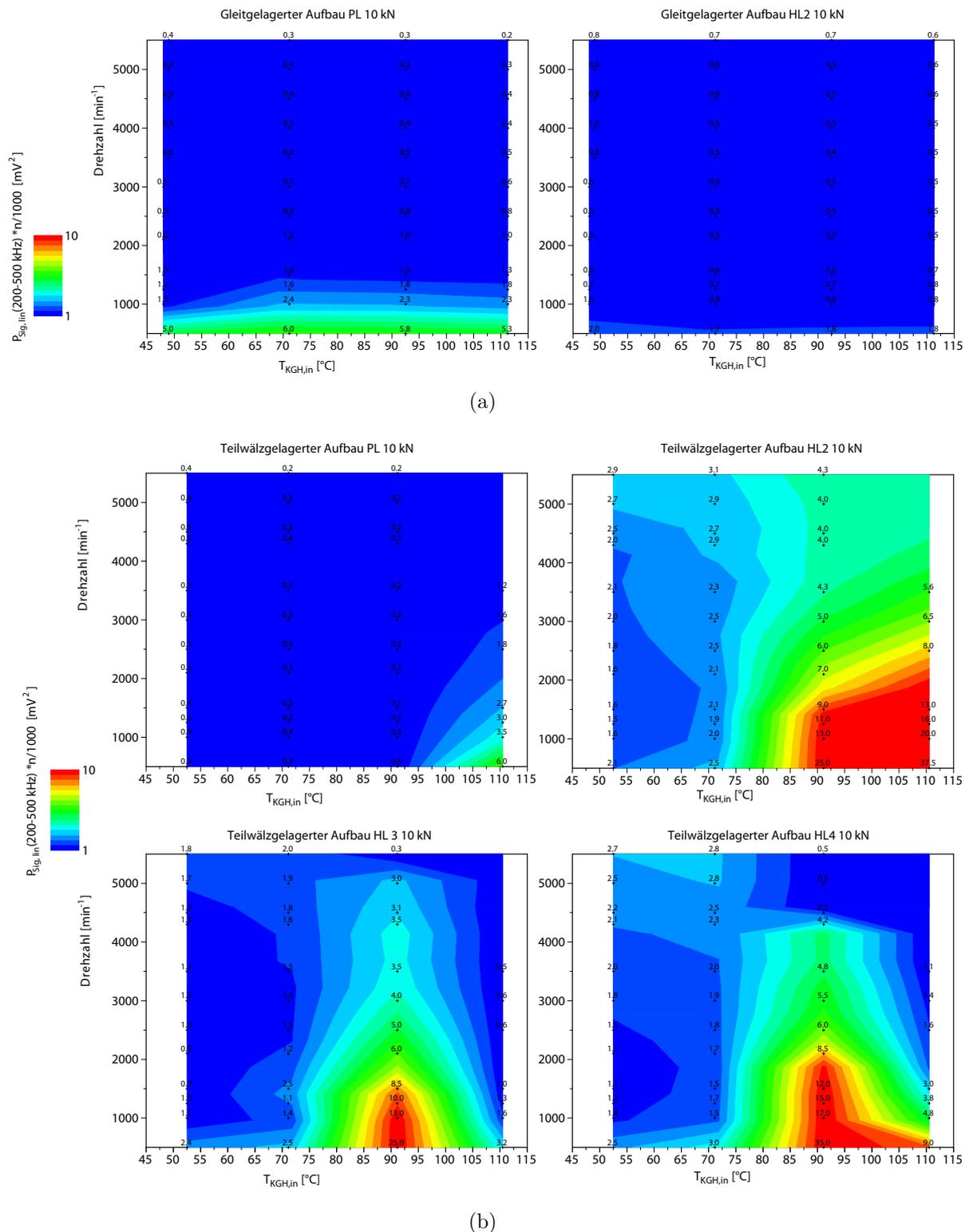


Abbildung 6.6: Körperschallintensität bei 10 kN statischer Pleuellast, Öl B a) Gleitlagerter Aufbau PL und HL 2 b) Teilwälzgelagerter Aufbau PL, HL 2, HL 3 und HL 4, in Anlehnung an [70]

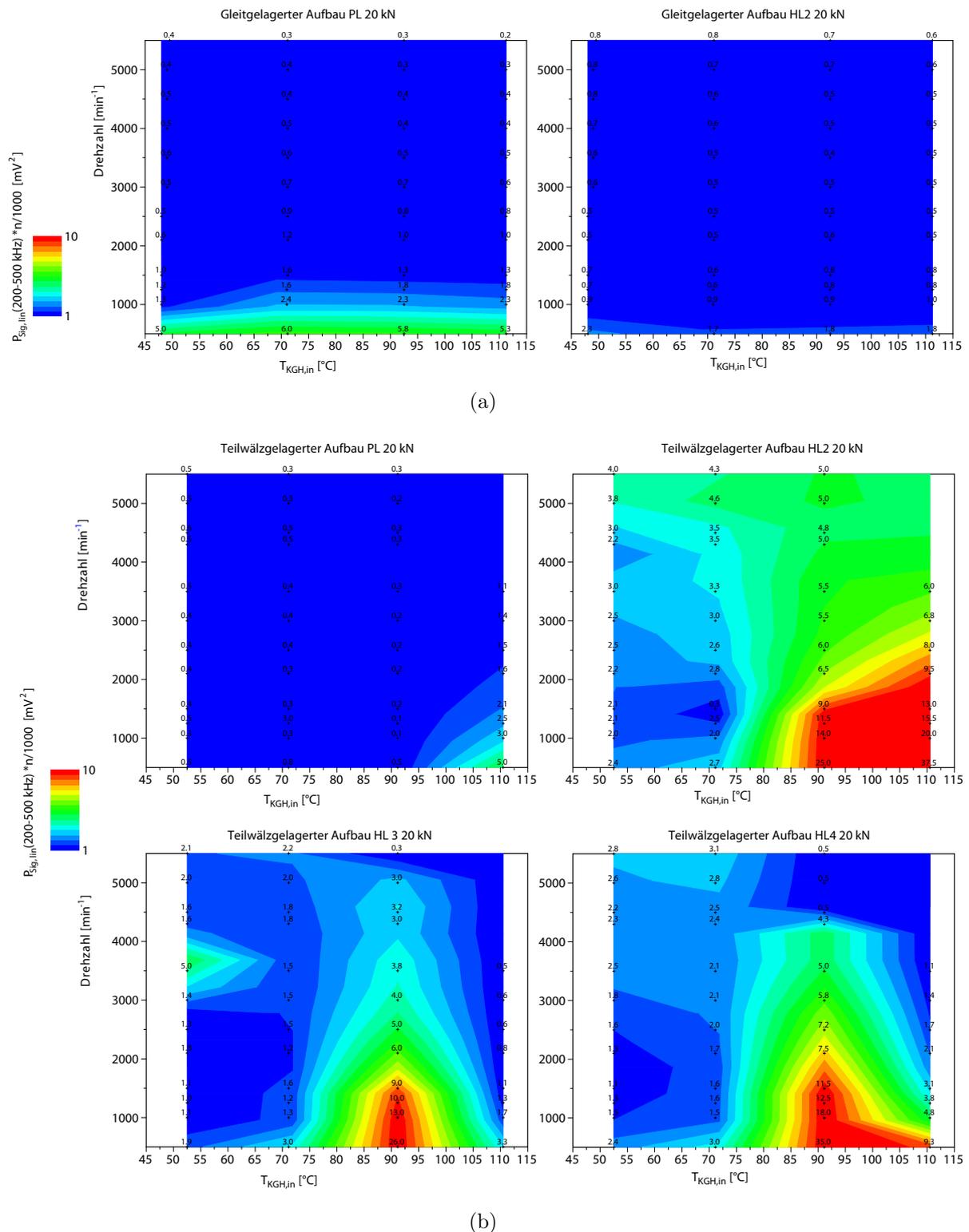


Abbildung 6.7: Körperschallintensität bei 20 kN statischer Pleuellast, Öl B a) Gleitlagerter Aufbau PL und HL 2 b) Teilwälzgelagerter Aufbau PL, HL 2, HL 3 und HL 4, in Anlehnung an [70]

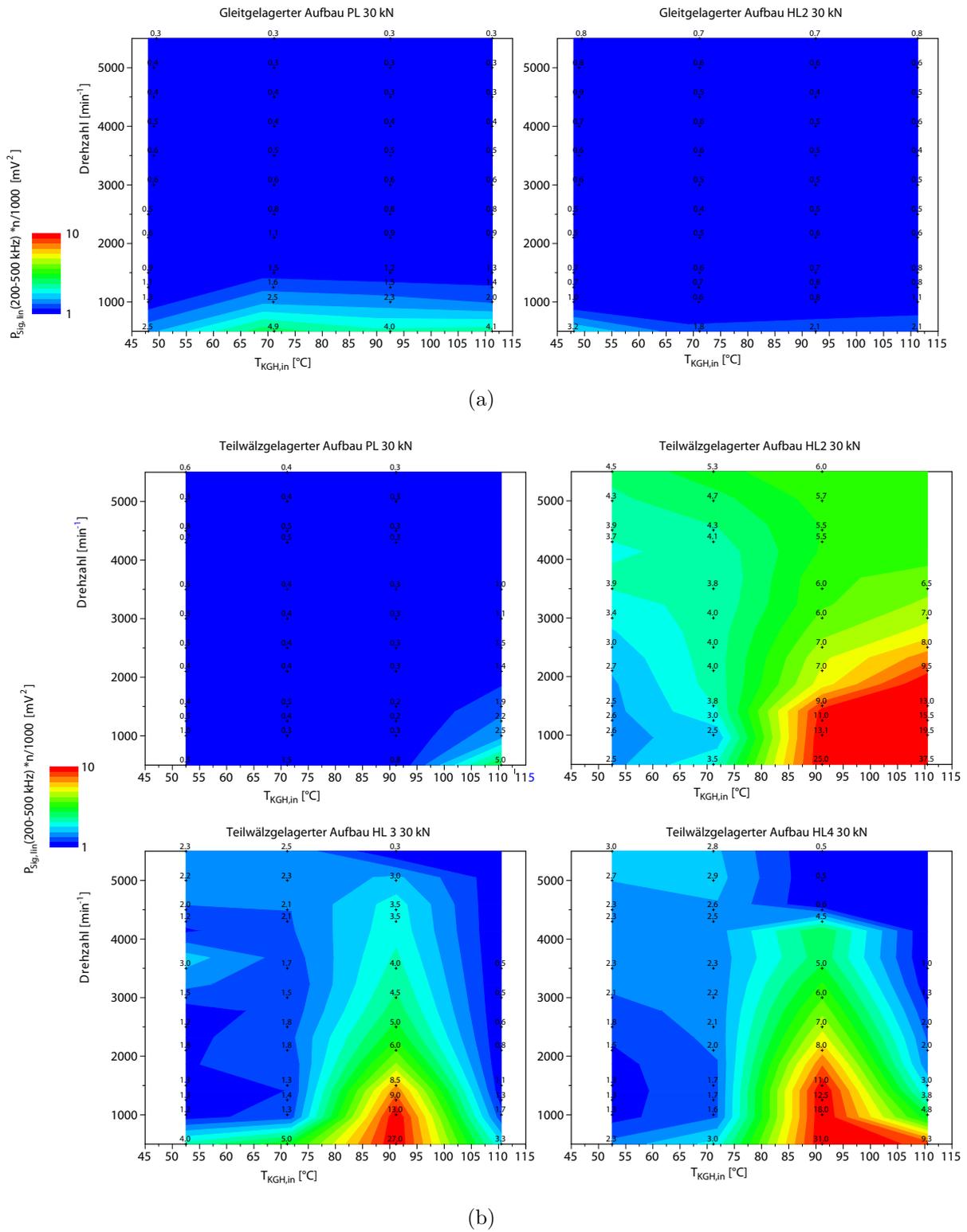


Abbildung 6.8: Körperschallintensität bei 30 kN statischer Pleuellast, Öl B a) Gleitlagerter Aufbau PL und HL 2 b) Teilwälzgelagerter Aufbau PL, HL 2, HL 3 und HL 4, in Anlehnung an [70]

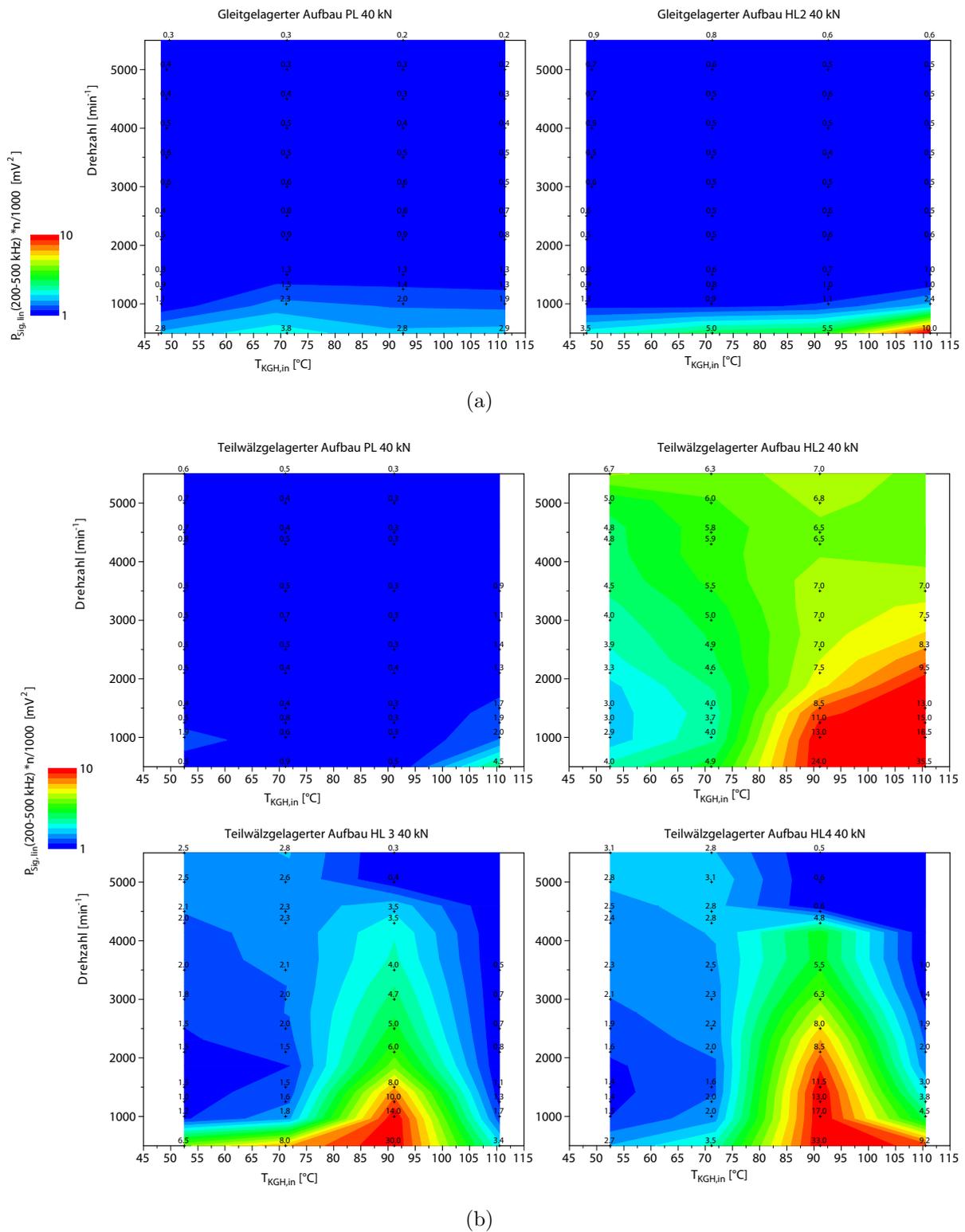


Abbildung 6.9: Körperschallintensität bei 40 kN statischer Pleuellast, Öl B a) Gleitlagerter Aufbau PL und HL 2 b) Teilwälzgelagerter Aufbau PL, HL 2, HL 3 und HL 4, in Anlehnung an [70]

Schmierungszustand 0 kN bis 40 kN

In den Diagrammen aus Abb. 6.5 bis Abb. 6.9 ist zu sehen, dass bei der reinen Gleitlagerung im Pleuellager (GL) von 0 min^{-1} bis 1.500 min^{-1} erhöhte Körperschallwerte unabhängig von der Temperatur auftreten. In HL 2 (GL) der Gleitlagerung ist nur bis 500 min^{-1} eine Erhöhung der Kennwerte zu erkennen.

Bei der Wälzlagerung tritt im Pleuellager nur bei hohen Temperaturen und niedrigen Drehzahlen ein erhöhter Körperschallkennwert auf. In den mittleren Hauptlagern tritt bereits ab 70°C ein starker Anstieg des Körperschallkennwerts auf. Dieses Phänomen ist vor allem bei niedrigen Drehzahlen zu beobachten.

Fazit und Empfehlung hinsichtlich Schmierungszustand

Die Untersuchungen in Abschnitt 5.1.5 deuteten darauf hin, dass in der Lagergasse des teilwälzgelagerten Kurbeltriebs am DLP ein thermischer Verzug vorliegt. Mit einer thermischen Verzugssimulation konnte die Vermutung gestützt werden. Die These wurde mit Hilfe der Körperschallemissionsanalyse im Ultraschallbereich abgesichert.

Die Lagerungen der rein gleitgelagerten Welle befinden sich trotz thermischen Verzug des Kurbeltriebs am DLP unter Betrachtung der Messwerte der Körperschallemissionsanalyse im Ultraschallbereich im hydrodynamischen Schmierzustand. Folglich ist im teilwälzgelagerten Kurbeltrieb die Kombination aus der vorhandenen Koaxialitätsabweichung der Wälzlagerbohrungen zu der Gleitlagergasse, zusammen mit den vorhandenen Betriebsspielen der Wälzlager (CN-Lagerluftklasse) bei HL 1 und HL 5 nicht geeignet, was sich in einer Erhöhung des System-Reibmoments bemerkbar macht.

Anhand der Körperschallwerte ist zu erkennen, dass nur die 50°C -Messungen und die 70°C -Messungen für die Vergleichsbetrachtung der Reibmomente unter Last herangezogen werden können. Reibmomentmessungen der teilwälzgelagerten Kurbelwelle oberhalb von 70°C , die am DLP entstanden sind, können nicht mit dem Reibmoment der gleitgelagerten Welle verglichen werden, da ein anderer Schmierungszustand vorliegt.

Eine Reduktion der Mischreibung in den Gleitlagern sollte durch die Verringerung der Koaxialitätsabweichung der Hauptlagerbohrungen des teilwälzgelagerten Kurbeltriebs hervorgerufen werden können. Eine Erhöhung des Betriebsspiels der Wälzlager ist ebenfalls denkbar, jedoch nur bedingt empfehlenswert, da sich dies in Form einer ungleichmäßigen Lastverteilung der Pleuellast auf die Hauptlager auswirken könnte (siehe Abschnitt 6.2). In [69] konnte durch Verwendung eines Wälzlagers mit erhöhter Lagerluft (C3) an Stelle der Standard-Lagerluft (CN) eine deutliche Reduktion der Schallintensität im benachbarten Gleitlager nachgewiesen werden. Ebenso hat sich die Schallintensität im Gleitlager erhöht, als eine geringere Wälzlagerluft (C2) verwendet wurde.

6.2 Untersuchungen zur Lastverteilung

Im folgenden Abschnitt sind die Ergebnisse der Kraftmessung dargestellt. Die Messungen sind am DLP entstanden. Die Last wird über den Kolben und das Pleuellager auf die Welle gebracht. Bei HL 1 und HL 2 werden zwischen Schraubenkopf und Lagerbrücke die Kräfte gemessen. Es werden Messungen mit konstanter Last und mit pulsierender Last durchgeführt. Bei den Versuchen werden alle Hauptlager verbaut. Die Betriebsspiele der

Lagerungen sind in Tab. A.3 dargestellt. Da es pro HL-Brücke jeweils zwei Kraftmessringe gibt, aber die Gesamtkraft pro Hauptlager von Interesse ist, wird die Summe aus den Messwerten von zwei Kraftmessringen der gleichen HL-Brücke gebildet und dargestellt. Abb. 6.10 zeigt die Einbausituation der Kraftmessringe zwischen Lagerbrücke und Schraubenkopf.

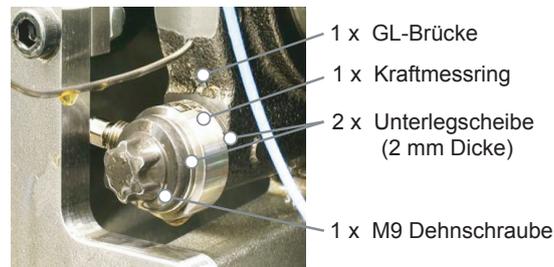


Abbildung 6.10: Einbausituation Piezo-Kraftmessring zwischen Schraubenkopf der M9 Dehnschraube und der gleitgelagerten HL-Brücke, jeweils eine Unterlegscheiben oberhalb und unterhalb des Kraftmessrings

6.2.1 Lastverteilung bei statischer Last

Erste Messungen zeigen, dass die Messwerte der Piezokraftmessringe driften, daher wird bei jeder Messung mit Hilfe eines Skripts der Drift linear herausgerechnet, siehe Abb. 6.11. Bei allen Messungen mit konstanter Last wird für eine Dauer von etwa 10 s eine Last durch

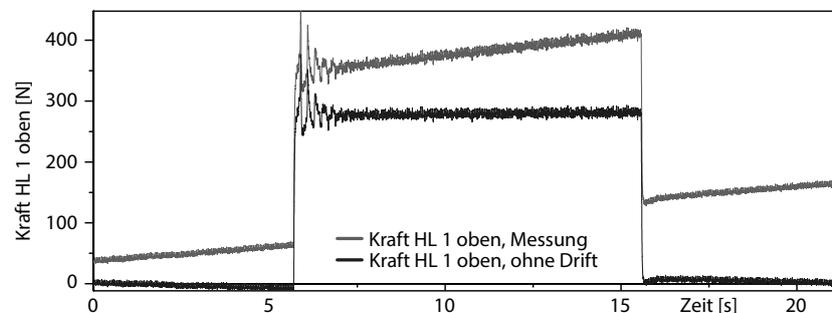


Abbildung 6.11: Gemessener Wert der Kraftmessung mit Drift vgl. mit dem berechneten Wert unter Berücksichtigung eines linearen Drifts, in Anlehnung an [70]

einen Hydraulikzylinder aufgebracht. Es werden die Messergebnisse von HL 1 und HL 2 dargestellt.

In Abb. 6.12 ist eine repräsentative Kraftverteilungs-Messung dargestellt. Die Messung wurde bei 1.250 min^{-1} und 50°C Öleintrittstemperatur durchgeführt. Bei einer Last von $F_{\text{Kolben}} = -40,39 \text{ kN}$ werden zwischen Schraubenkopf und Lagerbrücke $2,66 \text{ kN}$ bei HL 1 und $2,52 \text{ kN}$ bei HL 2 gemessen. Unter der Annahme, dass sich die eingeleitete Last komplett auf HL 1 und HL 2 verteilt, kann geschlossen werden, dass die Gleitlagerung bei HL 1 51 % und die Gleitlagerung bei HL 2 49 % der Last übernehmen.

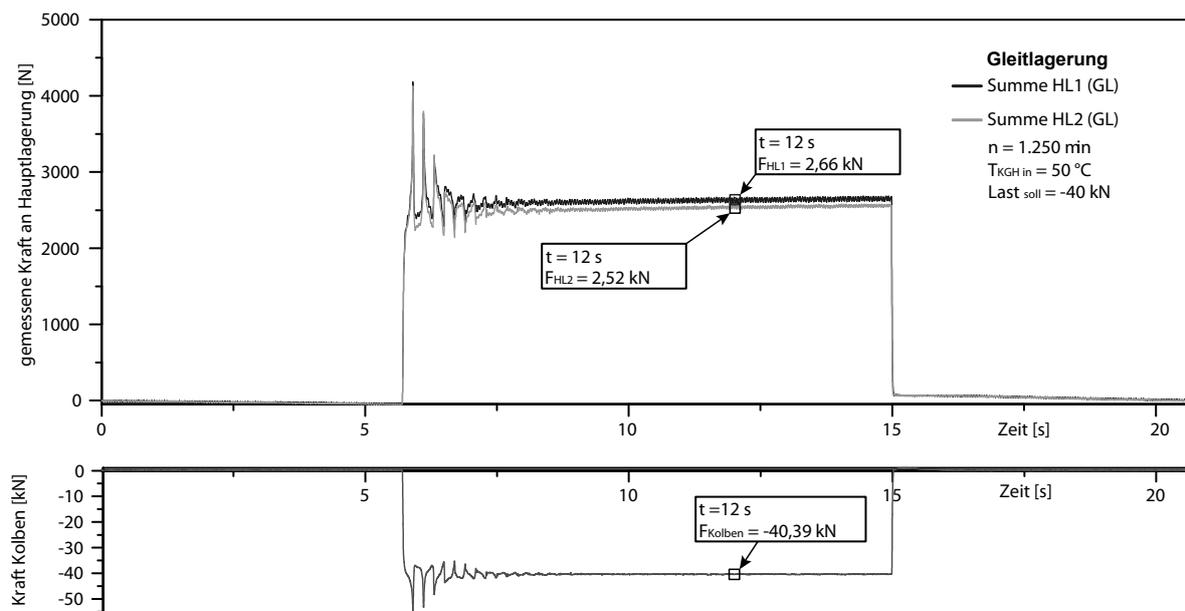


Abbildung 6.12: Gleitgelagerter Kurbeltrieb: Kraftmesswerte bei HL 1 (GL) und HL 2 (GL) unter statischer Last, etwa 10 s Messzeit, Öl B, in Anlehnung an [70]

In Abb. 6.13 sind die Messergebnisse der Teilwälzlagerung bei $n = 1.250 \text{ min}^{-1}$ und $T_{KGH,in} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ zu sehen. Bei einer Last von $F_{K\text{olben}} = -40,31 \text{ kN}$ werden $1,95 \text{ kN}$ bei HL 1 und $2,33 \text{ kN}$ bei HL 2 gemessen. Unter der Annahme, dass sich die eingeleitete Last komplett auf HL 1 und HL 2 verteilt, kann geschlossen werden, dass die Wälzlagerung bei HL 1 46 % und die Gleitlagerung bei HL 2 54 % der Last übernehmen. $18,36 \text{ kN}$ werden demnach bei HL 1 (Wälzlager) und $21,94 \text{ kN}$ bei HL 2 (Gleitlager) in das Kurbelgehäuse eingeleitet. Zurückzuführen ist dies einerseits auf die geringere Steifigkeit des Walzagers im Vergleich zum Gleitlager und zudem durch die Schwächung der Kurbelgehausesteifigkeit bei HL 1, dadurch dass die Ventilationsbohrung angeschnitten wurde (siehe Abb. 3.12).

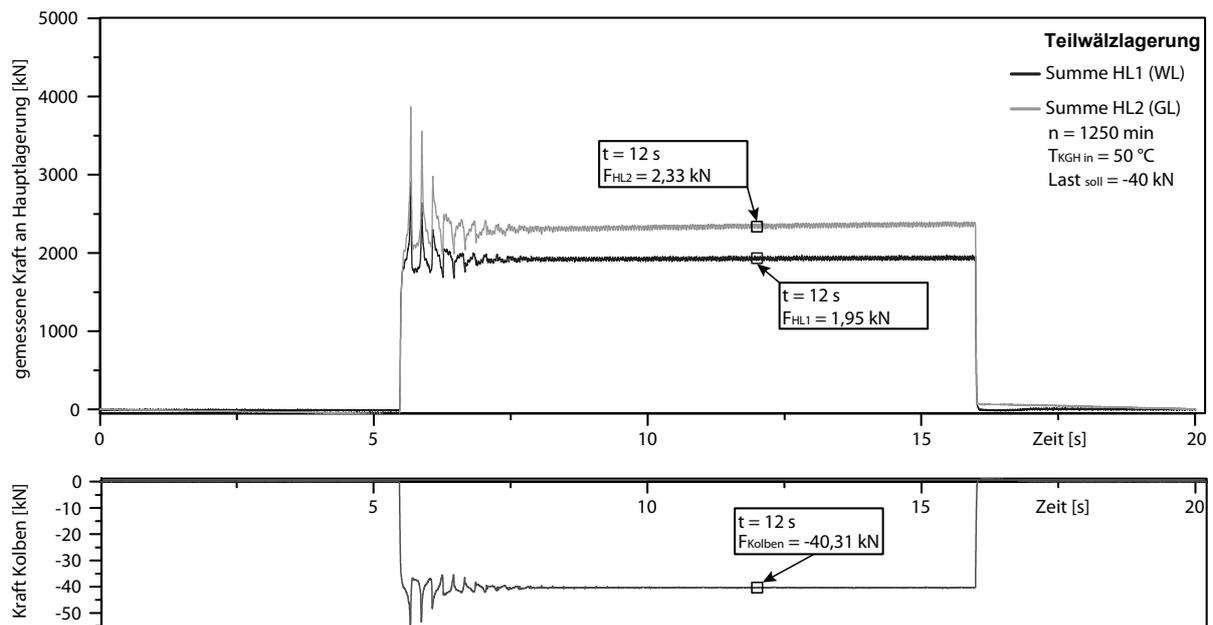


Abbildung 6.13: Teilwälzgelagerter Kurbeltrieb: Kraftmesswerte bei HL 1 (WL) und HL 2 (GL) unter statischer Last, 10 s Messzeit, Öl B, in Anlehnung an [70]

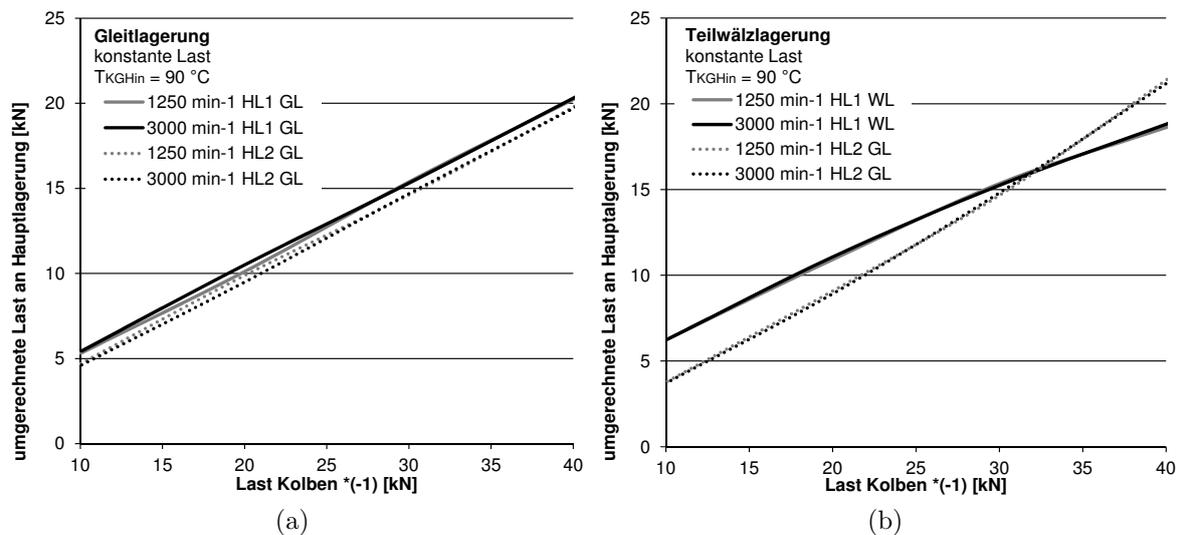


Abbildung 6.14: Lastverteilung auf HL 1 und HL 2 unter statischer Belastung, Öl B, a) Gleitlagerter Aufbau b) Teilwälzgelagerter Aufbau, in Anlehnung an [70]

In Abb. 6.14 ist dargestellt, wie sich die Last auf HL 1 und HL 2 in Abhängigkeit der Lasthöhe verteilt. Dabei wurden $F_{Kolben} = -10, -20, -30$ und -40 kN und $T_{KGH,in} = 90^\circ\text{C}$ gewählt. Da die Drehzahl keinen relevanten Einfluss auf die Lastverteilung hat, werden nur zwei verschiedene Drehzahlen dargestellt.

Abb. 6.14 a) zeigt dabei die Verteilung bei der reinen Gleitlagerung. Hierbei ist zu sehen, dass die Last nahezu gleichmäßig auf HL 1 und HL 2 verteilt wird.

In Abb. 6.14 b) sind die Ergebnisse der Teilwälzlagerung zu sehen. Hierbei ist zu erkennen, dass die Lastverteilung abhängig von der Höhe der eingeleiteten Last ist. Bei statischen Lasten übernimmt das Wälzlager bei HL 1 bis ca. $F_{Kolben} = -32\text{ kN}$ einen größeren Anteil als das Gleitlager bei HL 2. Darüber hinaus übernimmt das Gleitlager einen größeren Anteil der Last.

6.2.2 Lastverteilung bei pulsierender Last

Abb. 6.15 stellt die Messergebnisse des gleitgelagerten Kurbeltriebs unter pulsierender Last dar. In Abb. 6.16 sind die Messergebnisse des teilwälzgelagerten Kurbeltriebs unter -40 kN pulsierender Last bei 90°C zu sehen. Ein Messverlauf beschreibt dabei die Summe der gemessenen Kräfte pro Hauptlagerbrücke. Die Verteilung der anliegenden Last am Pleuellager ist bei beiden Kurbeltrieben bei den genannten Versuchsparametern sehr ähnlich. In Abb. 6.17 ist dargestellt, wie sich die Last auf HL 1 und HL 2 bei pulsierender Last mit zunehmender Lasthöhe verteilt. Dabei wurden $F_{Kolben} = -10, -20, -30$ und -40 kN und $T_{KGH,in} = 90^\circ\text{C}$ gewählt. Da die Drehzahl keinen relevanten Einfluss auf die Lastverteilung hat, werden nur zwei verschiedene Drehzahlen dargestellt. Abb. 6.17 a) zeigt dabei die Verteilung bei der reinen Gleitlagerung. Hierbei ist zu sehen, dass die Last, ähnlich

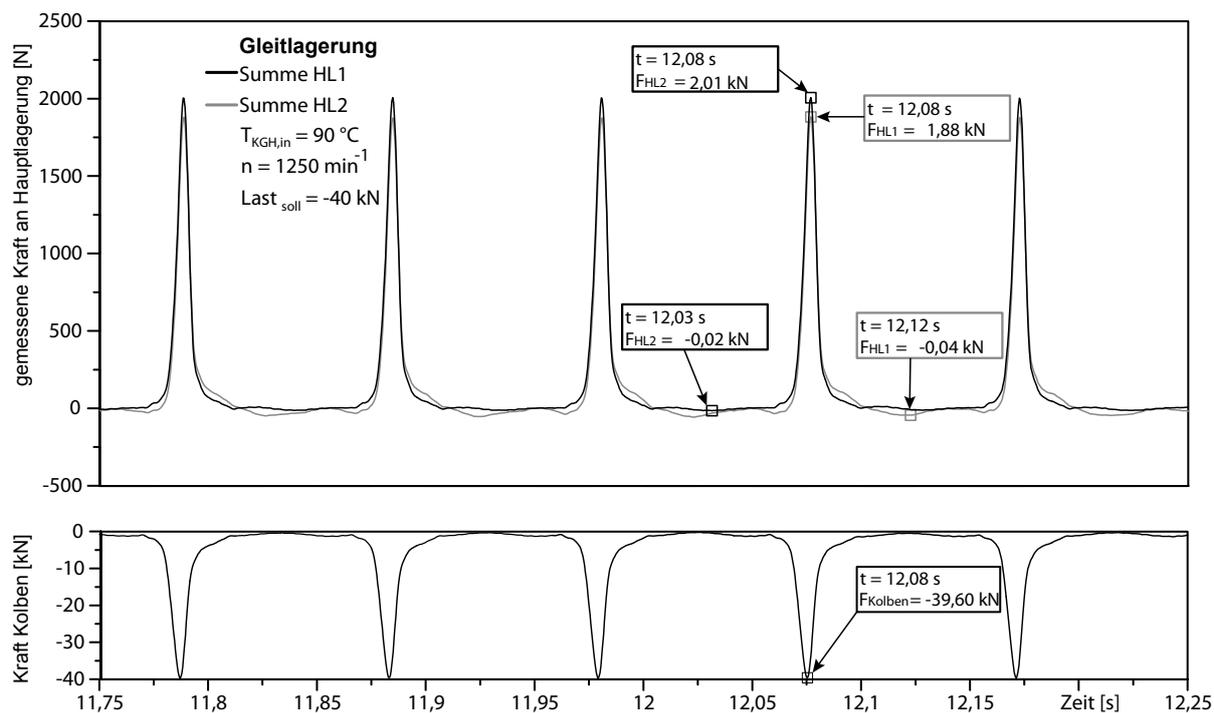


Abbildung 6.15: Gleitgelagerter Kurbeltrieb: Kraftmesswerte bei $F_{Kolben} = -40\text{ kN}$ pulsierender Last, Öl B, in Anlehnung an [70]

wie bei der Aufbringung einer konstanten Last, nahezu gleichmäßig auf HL 1 und HL 2 verteilt wird. In Abb. 6.17 b) sind die Ergebnisse der Teilwälzlagerung zu sehen. Hierbei ist zu erkennen, dass die Last unterschiedlich verteilt wird. Das Wälzlager übernimmt immer einen höheren Anteil der Last im Vergleich zum Gleitlager. Bei $F_{Kolben} = -40\text{ kN}$ übernehmen Wälzlager und Gleitlager nahezu den gleichen Lastanteil.

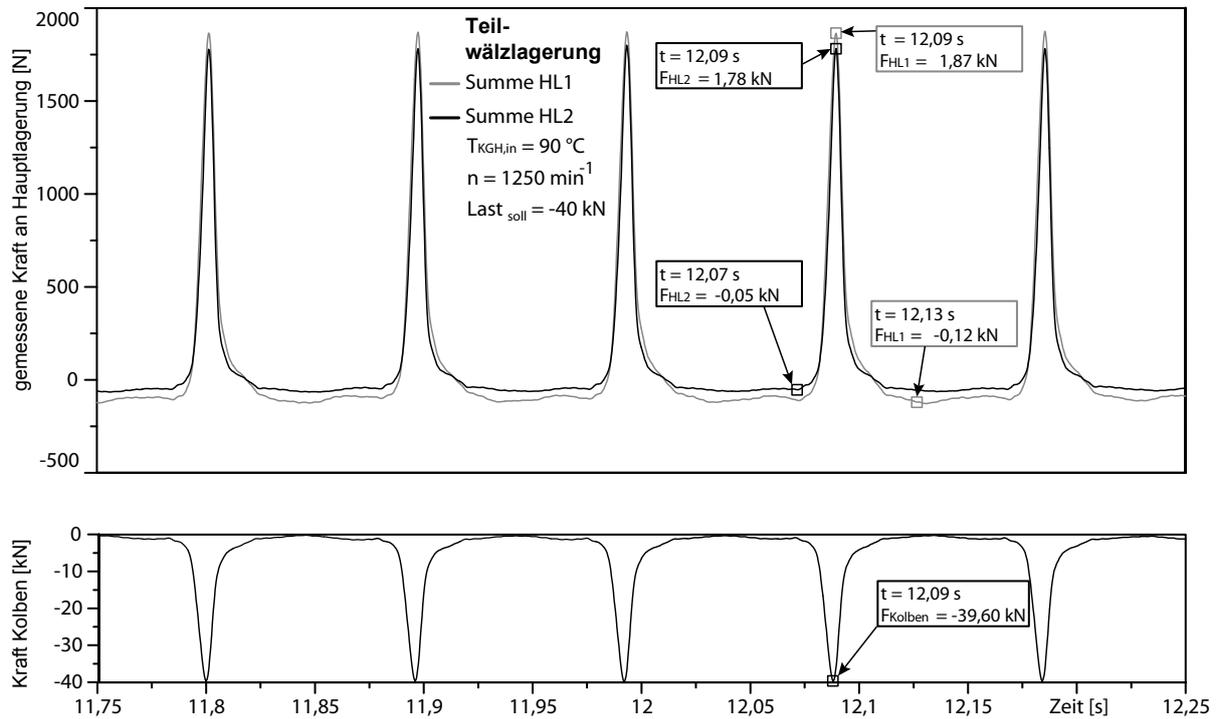


Abbildung 6.16: Teilwälzgelagerter Kurbeltrieb: Kraftmesswerte bei $F_{Kolben} = -40\text{ kN}$ pulsierender Last, Öl B, in Anlehnung an [70]

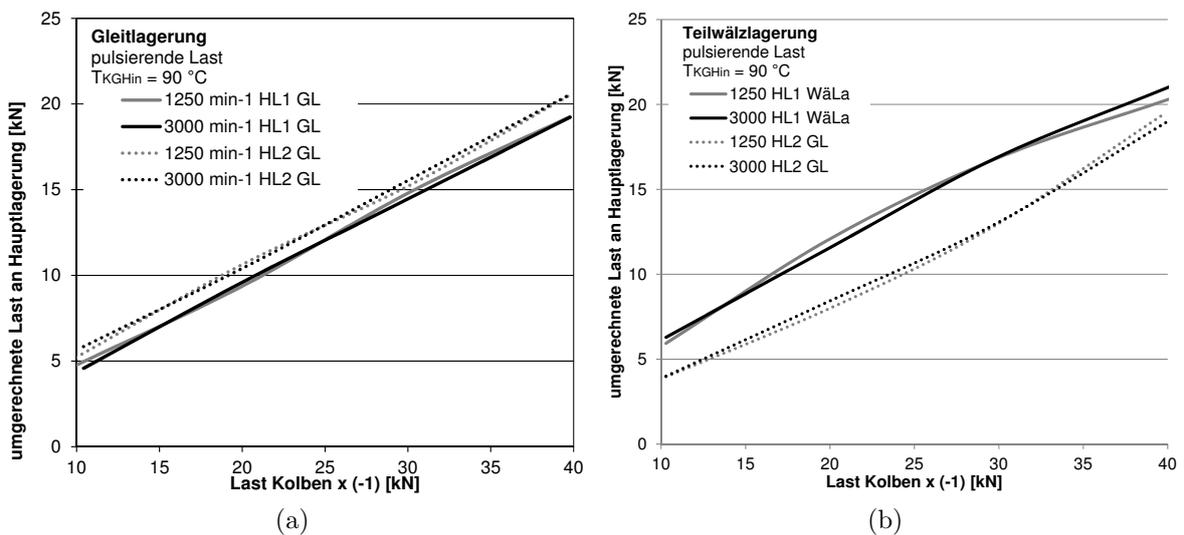


Abbildung 6.17: Lastverteilung auf HL1 und HL2 unter pulsender Belastung, Öl B a) Gleitlagerung b) Teilwälzlagerung, in Anlehnung an [70]

6.3 Untersuchungen zur Wellenverlagerung

Im folgenden Abschnitt sind die Ergebnisse der Wegmessung nach der Methodik aus Abschnitt 3.5.1 dargestellt. Die Messungen werden am DLP durchgeführt. Die Versuchsdurchführung entspricht der aus dem vorangegangenen Abschnitt 6.2. Die Betriebsspiele der Lagerungen sind in Tab. A.3 dargestellt. Die Belastung erfolgt in horizontaler Richtung. Demnach ist die relevante Wegmessung in horizontaler Richtung. Die Welle dreht im Uhrzeigersinn bei Blick auf HL 1. Zusätzlich wird die Messung in vertikaler Richtung ausgegeben. Es werden Verlagerungsbahnen der Welle bei konstanter und bei pulsender Last erfasst.

6.3.1 Wellenverlagerung bei konstanter Last

In Abb. 6.18 ist die Wellenverlagerung bei Belastung des Pleuellagers der rein gleitgelagerten Welle zu sehen. Die Verlagerung ist bei HL 1 mit $26 \mu\text{m}$ fast identisch mit der bei HL 2 mit $23 \mu\text{m}$. In Abb. 6.19 ist die Wellenverlagerung bei Belastung des Pleuellagers

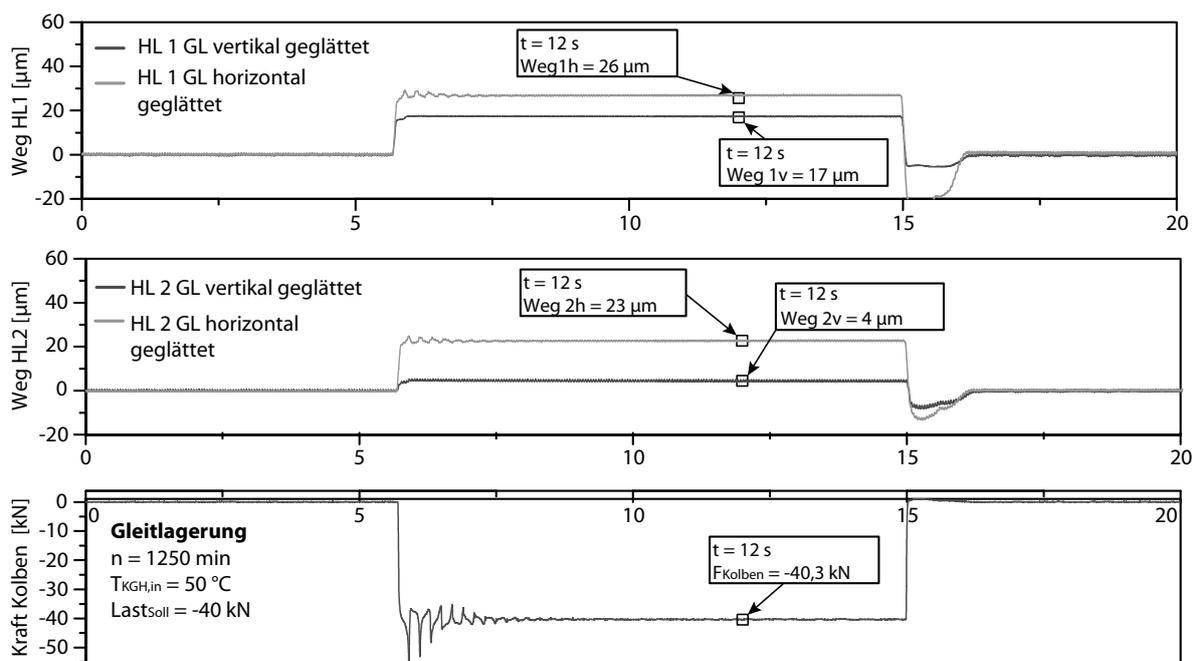


Abbildung 6.18: Gleitlagerung: Wellenverlagerung HL 1 (GL) und HL 2 (GL), $F_{Kolben} = -40 \text{ kN}$ konstant, $n = 1.250 \text{ min}^{-1}$, $T_{KGH,in} = 50 \text{ °C}$, Öl B

der teilwäzgelagerten Welle zu sehen. Die Verlagerung ist bei HL 1 mit $44 \mu\text{m}$ ca. 83% größer als bei HL 2 mit $24 \mu\text{m}$. Dies ist auf die geringere Steifigkeit des Wazlagers und des Kurbelgehäuses des modifizierten Kurbeltriebs zurückzuführen.

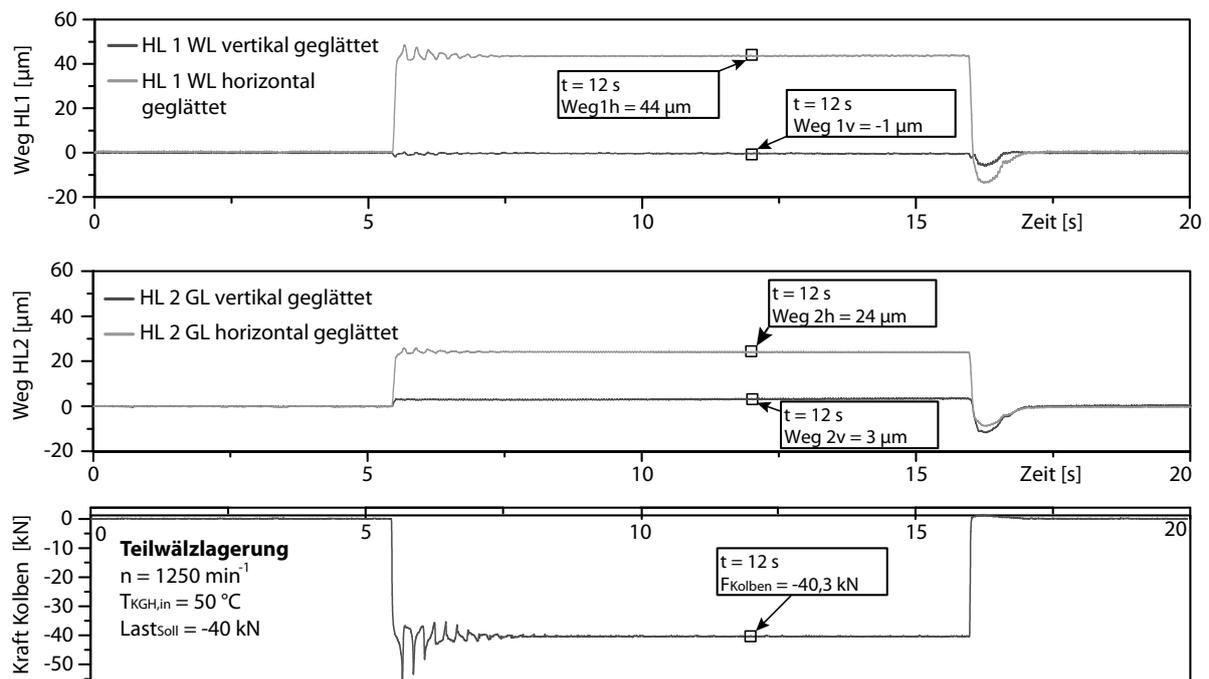


Abbildung 6.19: Teilwälzlagerung: Wellenverlagerung HL 1 (WL) und HL 2 (GL), $F_{Kolben} = -40 \text{ kN}$ konstant, $n = 1.250 \text{ min}^{-1}$, $T_{KGH,in} = 50 \text{ °C}$, Öl B

In den Abbildungen 6.20 und 6.21 sind alle Messergebnisse zur horizontalen Wellenverlagerung dargestellt. Ein Messpunkt stellt dabei die horizontale Wellenverlagerung bei einer bestimmten Drehzahl, einer bestimmten Last und einer bestimmten Temperatur dar. Die Einzelmessungen sind lastabhängig gruppiert. Die vermeintlich hohe Streuung der Messwerte einer Lastgruppierung entsteht dadurch, dass innerhalb einer Lastgruppierung alle Drehzahlen von $n = 500 \text{ min}^{-1}$ bis 5.000 min^{-1} enthalten sind.

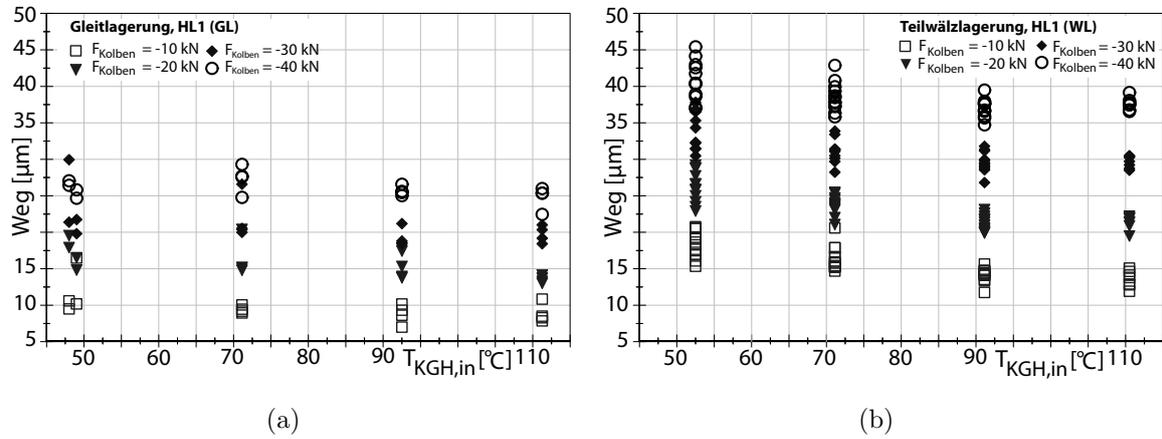


Abbildung 6.20: Wellenverlagerung HL 1, konstante Last, $500 \text{ min}^{-1} \leq n \leq 5.500 \text{ min}^{-1}$, Öl B; a) Gleitlagerung b) Teilwälzlagerung

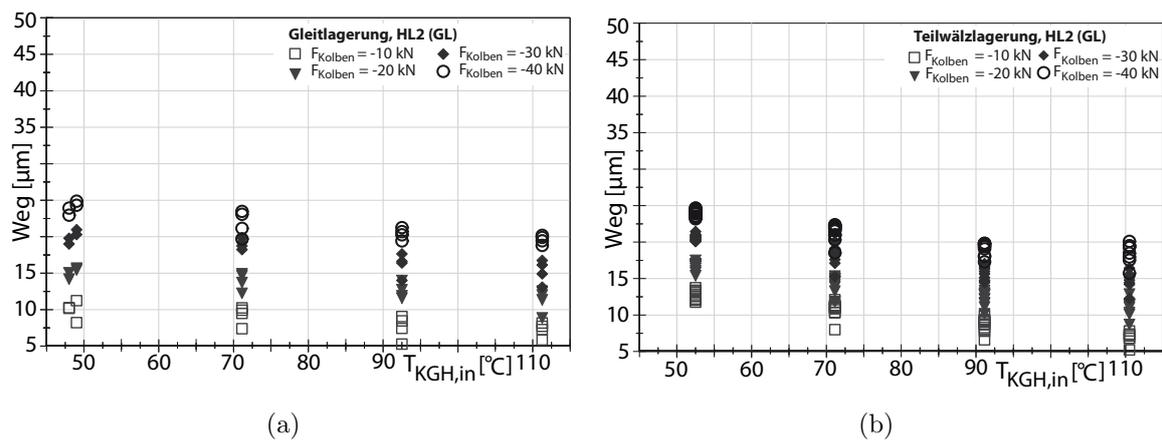


Abbildung 6.21: Wellenverlagerung HL 2, konstante Last, $500 \text{ min}^{-1} \leq n \leq 5.500 \text{ min}^{-1}$, Öl B; a) Gleitlagerung b) Teilwälzlagerung

6.3.2 Wellenverlagerung bei pulsierender Last

Abb. 6.22 zeigt die Verlagerungsbahn der gleitgelagerten Prüfwellen bei $F_{Kolben} = -40$ kN pulsierender Last, $n = 1.250 \text{ min}^{-1}$ und einer Öleintrittstemperatur von $T_{KGH,in} = 90^\circ\text{C}$. Die pulsierende Last wird, wie auch in den vorangegangenen Versuchen, horizontal eingeleitet. Die horizontale Verlagerung weist bei HL 1 (GL) Spitzen von $Weg_{HL1h} = 16 \mu\text{m}$ auf. Die Verlagerung in die Gegenrichtung beträgt ca. $Weg_{HL1h} = -3 \mu\text{m}$. Die horizontale Gesamtverlagerung ist demnach $19 \mu\text{m}$ bei HL 1 (GL). Bei HL 2 (GL) weist die horizontale Verlagerung Spitzen von $Weg_{HL2h} = 14 \mu\text{m}$ auf. Die Verlagerung in die Gegenrichtung beträgt ca. $Weg_{HL2h} = 0 \mu\text{m}$. Die horizontale Gesamtverlagerung ist demnach $14 \mu\text{m}$ bei HL 2 (GL). Die horizontale Verlagerungen der rein gleitgelagerten Welle ist bei HL 1 mit $19 \mu\text{m}$ höher als bei HL 2 mit $14 \mu\text{m}$.

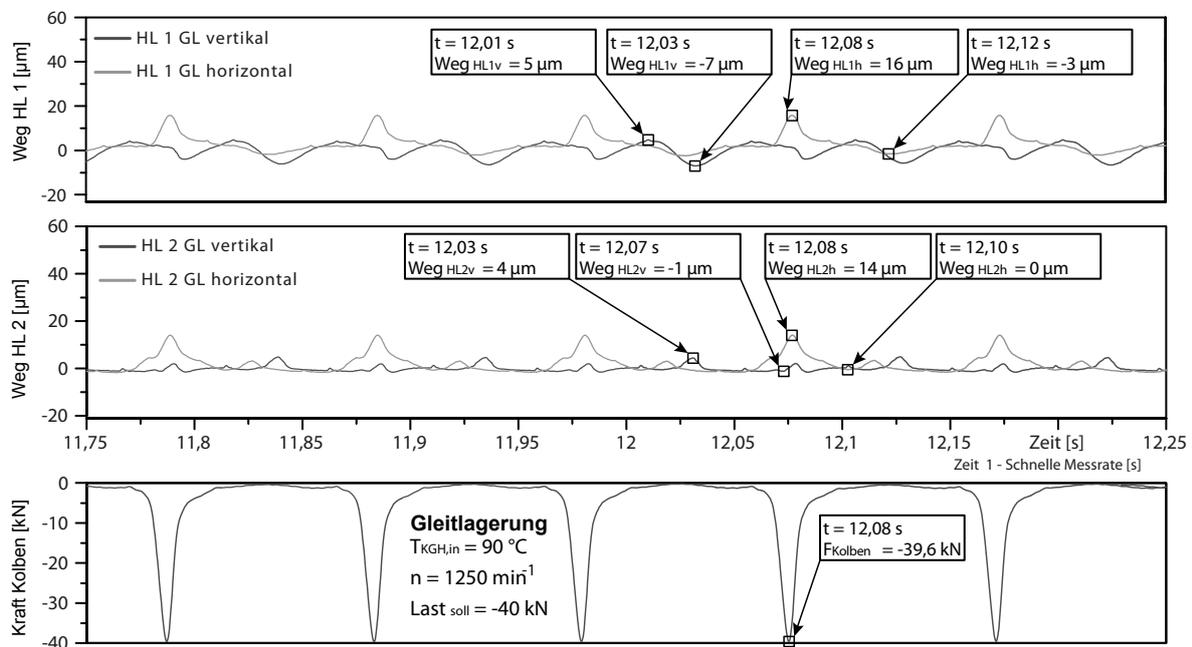


Abbildung 6.22: Gleitgelagerte Prüfwellen: Wellenverlagerung bei HL 1 und HL 2, pulsierende Pleuellast, $F_{Kolben} = -40$ kN, $n = 1.250 \text{ min}^{-1}$, $T_{KGH,in} = 90^\circ\text{C}$, Öl B

Abb. 6.23 zeigt die Verlagerungsbahn der teilwäzgelagerten Prüfwelle mit einer pulsierenden Last von $F_{Kolben} = -40 \text{ kN}$, $n = 1.250 \text{ min}^{-1}$ und $T_{KGH,in} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$. Die horizontale Verlagerung weist bei HL 1 (WL) maximal $Weg_{HL1h} = 27 \mu\text{m}$ auf. Die Verlagerung in die Gegenrichtung beträgt ca. $Weg_{HL1h} = -4 \mu\text{m}$. Die Gesamtverlagerung beträgt somit $31 \mu\text{m}$ bei HL 1 (WL) und ist demnach größer wie bei der gleitgelagerten Variante des Kurbelgehäuses. Bei HL 2 (GL) weist die horizontale Verlagerung maximal $Weg_{HL2h} = 12 \mu\text{m}$ auf. Die Verlagerung in die Gegenrichtung beträgt ca. $Weg_{HL2h} = -4 \mu\text{m}$. Die Gesamtverlagerung ist demnach $16 \mu\text{m}$ bei HL 2 (GL).

Die horizontale Verlagerungen der teilwäzgelagerten Prüfwelle ist bei HL 1 (WL) mit $31 \mu\text{m}$ im Gegensatz zu HL 1 (GL) der gleitgelagerten Prüfwelle mit $19 \mu\text{m}$ etwa 63 % größer.

Die horizontale Verlagerungen der teilwäzgelagerten Prüfwelle ist bei HL 2 (GL) mit $16 \mu\text{m}$ im Gegensatz zu HL 2 (GL) der gleitgelagerten Prüfwelle mit $14 \mu\text{m}$ etwa 14 % größer.

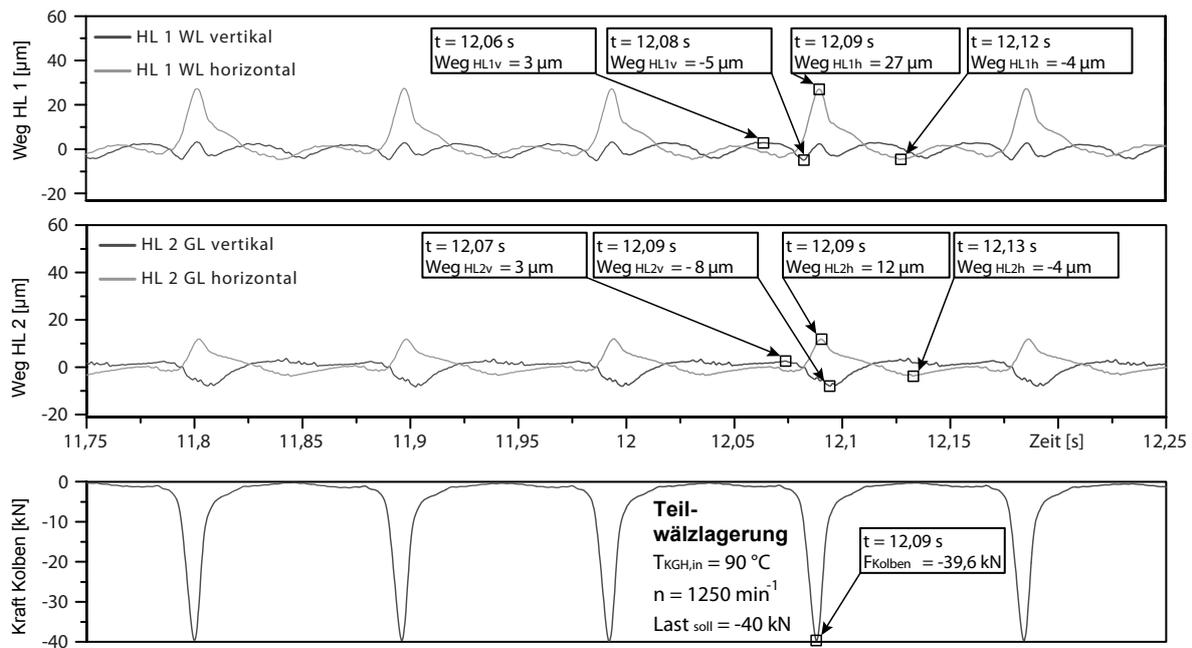


Abbildung 6.23: Teilwazgelagerte Prüfwelle: Wellenverlagerung bei HL 1 und HL 2, pulsierende Pleuellast, $F_{Kolben} = -40 \text{ kN}$, $n = 1.250 \text{ min}^{-1}$, $T_{KGH,in} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$, Öl B

Abb. 6.24 zeigt die horizontalen Wellenverlagerungen bei $F_{Kolben} = -10, -20, -30$ und -40 kN pulsierenden Belastungen und $T_{KGH,in} = 90^\circ\text{C}$. Als Drehzahlstufen wurden 1.250 min^{-1} und 3.000 min^{-1} gewählt.

Zu sehen ist, dass bei der reinen Gleitlagerung der Welle die horizontale Verlagerung bei HL 1 (GL) immer etwas größer ist, als die Verlagerung bei HL 2 (GL). Bei der Teilwälzlagerung entsteht bei HL 1 (WL) eine deutlich höhere horizontale Verlagerung der Welle unter pulsierender Last im Vergleich zu HL 2 (GL). Die horizontale Verlagerung der Prüfwellen bei HL 2 (GL) ist bei der Teilwälzlagerung absolut betrachtet nahezu gleich groß wie bei HL 2 (GL) bei reiner Gleitlagerung.

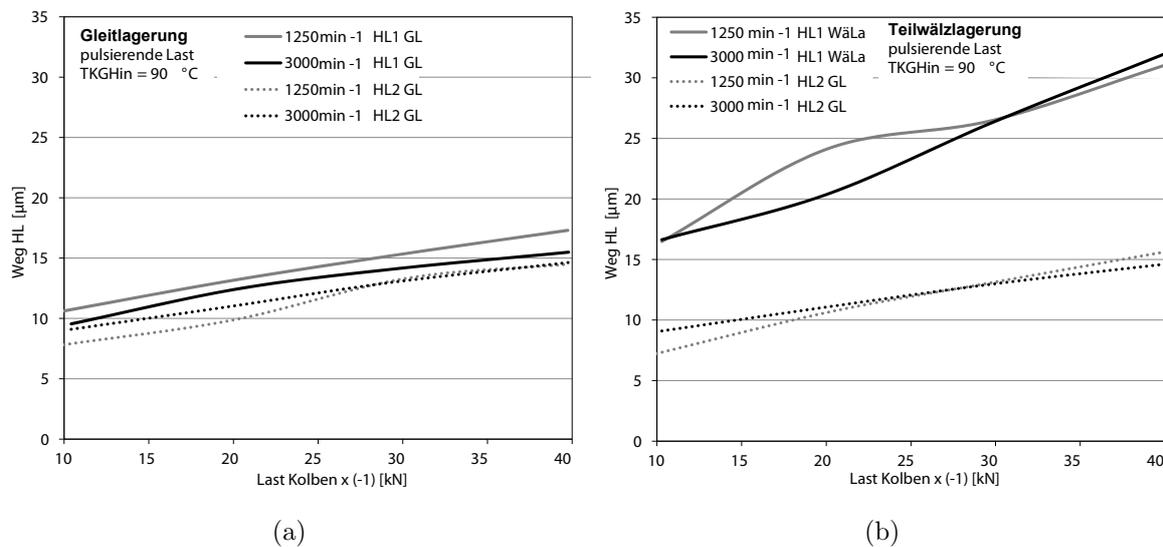


Abbildung 6.24: Wellenverlagerung HL 1 und HL 2 unter pulsender Belastung, Öl B; a) gleitgelagerter Aufbau b) teilwälzgelagerter Aufbau

Fazit und Empfehlung hinsichtlich Lastverteilung und Wellenverlagerung

Die Lastverteilung und die Wellenverlagerung sind bei der rein gleitgelagerten Prüfwellen bei HL 1 und HL 2 wie erwartet nahezu identisch. Bei der Teilwälzlagerung sind sowohl die Lastverteilung als auch die horizontale Wellenverlagerung asymmetrisch. Bei den im Verbrennungsmotor vorherrschenden pulsierenden Lasten von maximal $F_{Kolben} = -40$ kN übernimmt das Wälzlager immer einen größeren Anteil der Last als das benachbarte Gleitlager. Grund dafür ist die geringere Steifigkeit des Wälzlagers und dessen Umgebung verglichen mit dem Gleitlager und dessen Umgebung.

Die Wellenverlagerung in Lastrichtung ist bei pulsierender Last von $F_{Kolben} = -40$ kN bei der Wälzlagerung bei HL 1 nahezu doppelt so hoch wie bei der verwendeten Gleitlagerung bei HL 1.

Die geringere Steifigkeit bei HL 1 (WL) des modifizierten Pleiertriebs ist jedoch nicht nur auf die geringere Lagersteifigkeit des Wälzlagers verglichen mit dem Gleitlager zurückzuführen. Für die Wälzlageraufnahme wurde das Pleiergehäuse modifiziert, wobei eine Ventilationsbohrung angeschnitten wurde, wodurch sich die Steifigkeit der Umgebung des

Wälzlagers reduziert (siehe Abschnitt 3.5.1 Abb. 3.12).

Bei einer Neukonstruktion eines teilwäzgelagerten Kurbeltriebs muss demnach darauf geachtet werden, dass die Kombination aus einem Hauptlager und dessen Umgebung bei allen Hauptlagerstellen im Kurbelgehäuse immer eine annähernd gleiche Steifigkeit aufweist. Nur so kann eine gleichmäßige Verteilung der Pleuellast auf die Hauptlager gewährleistet werden.

6.4 NVH-Verhalten der untersuchten Kurbeltriebe

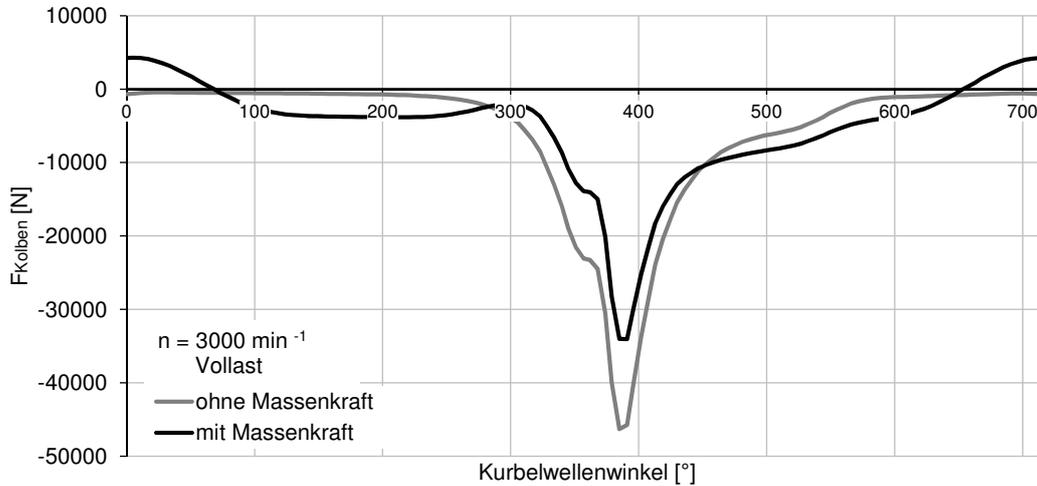


Abbildung 6.25: Vergleich des Gaskraftverlaufs mit dem Verlauf von Gas- und Massenkraft am Kolben bei $n = 3.000 \text{ min}^{-1}$ unter Vollast

Um untersuchen zu können, wie groß der Einfluss des Wälzlagers auf die Körperschallentstehung im Kurbeltrieb ist, werden Schwingungsanalysen durchgeführt. Dazu dienen zwei verschiedene Lastverläufe, siehe Abb. 6.25. Zum einen gibt es den Verlauf der reinen Gaskraft und zum anderen echte Motorlastverläufe aus der Summe von Gas- und Massenkraft bei 3.000 min^{-1} unter Vollast. Bei Versuchen mit echten Motorlastverläufen wird ein kompletter Spieldurchlauf der Lagerungen bei HL1 und HL2 und somit ein höheres Körperschallsignal im Vergleich zum reinen Gaskraftverlauf erwartet. Bei allen Versuchen wird ein Drehzahlhochlauf von 500 auf 5.500 min^{-1} bei $F_{\text{Kolben}} = -30 \text{ kN}$ durchgeführt. Verglichen werden die Körperschallwerte des gleitgelagerten Aufbaus mit den Messwerten des teilwälzgelagerten Aufbaus mit Zylinderrollenlagern vom Typ NU1011-M1. Bei der Teilwälzlagerung werden zwei unterschiedliche Lagerluftklassen CN (normal) und C3 (groß) untersucht. Es wird erwartet, dass unter Verwendung der C3-Lagerluft ein größerer Messwert als bei der CN-Lagerluftklasse auftritt. Die Ergebnisse werden so dargestellt, dass der Einfluss der Öleintrittstemperatur, der Lastintensität und der Art der Last ersichtlich wird. Abb. 6.26 zeigt den Einfluss der Drehzahl und der Öleintrittstemperatur $T_{\text{KGH},in}$ auf den Körperschallwert der Versuchsaufbauten. Die Versuche wurden bei $F_{\text{Kolben}} = -30 \text{ kN}$ nur mit einer Berücksichtigung des Gaskraftverlaufs durchgeführt. Zu sehen ist, dass die beiden teilwälzgelagerten Aufbauten einen höheren Körperschallpegel erzeugen im Vergleich zur Gleitlagerung. Auffällig ist jedoch, dass kein signifikanter Unterschied der Schwingbeschleunigung zwischen den beiden Lagerluftvarianten der Wälzlagerung vorhanden ist. Ein Einfluss der Öleintrittstemperatur auf die Schwingbeschleunigung ist nicht zu erkennen. Abb. 6.27 zeigt den Einfluss der Last auf die Schwingbeschleunigung der Versuchsaufbauten. Die Versuche wurden bei $T_{\text{KGH},in} = 90 \text{ °C}$ mit dem Verlauf der reinen Gaskraft durchgeführt. Zu erkennen ist, dass die Schwing-

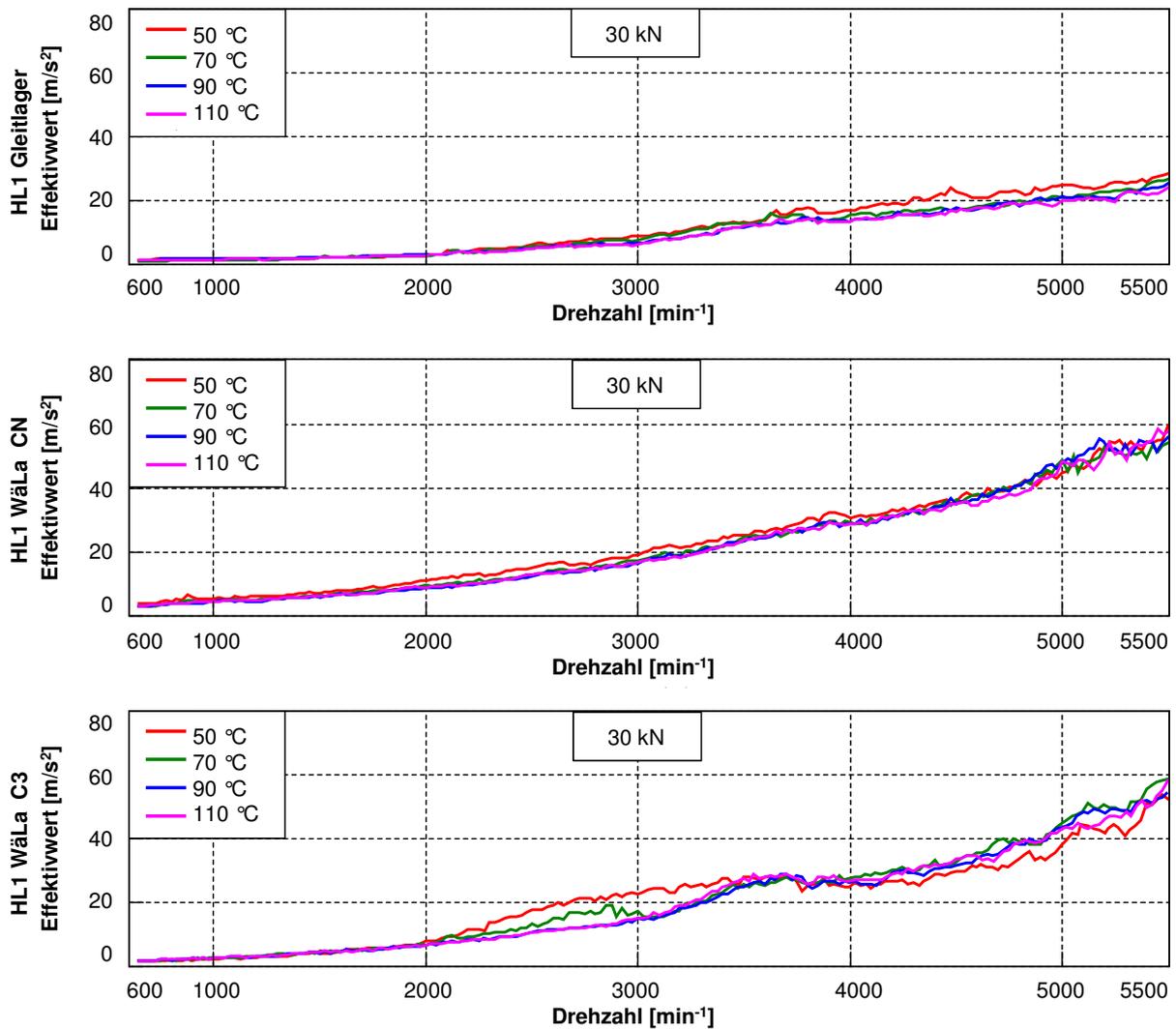


Abbildung 6.26: Einfluss der Öltemperatur auf den Körperschall der Lagerungen, Versuche bei $F_{Kolben} = 30 \text{ kN}$, Öl B, nur Gaskraftverlauf

beschleunigung der beiden Wälzlager-Varianten im Vergleich zur Gleitlagerung erhöht ist. Ein Einfluss der Last kann in allen Aufbauten erkannt werden. Auffällig ist, dass bei der Gleitlagerung ohne Last die Schwingbeschleunigung weniger als 4 m/s^2 beträgt. Ein wälzgelagerter Grundzapfen weist bereits ohne Last eine höhere Schwingbeschleunigung auf, verglichen mit der Gleitlagerung mit $F_{Kolben} = -10 \text{ kN}$.

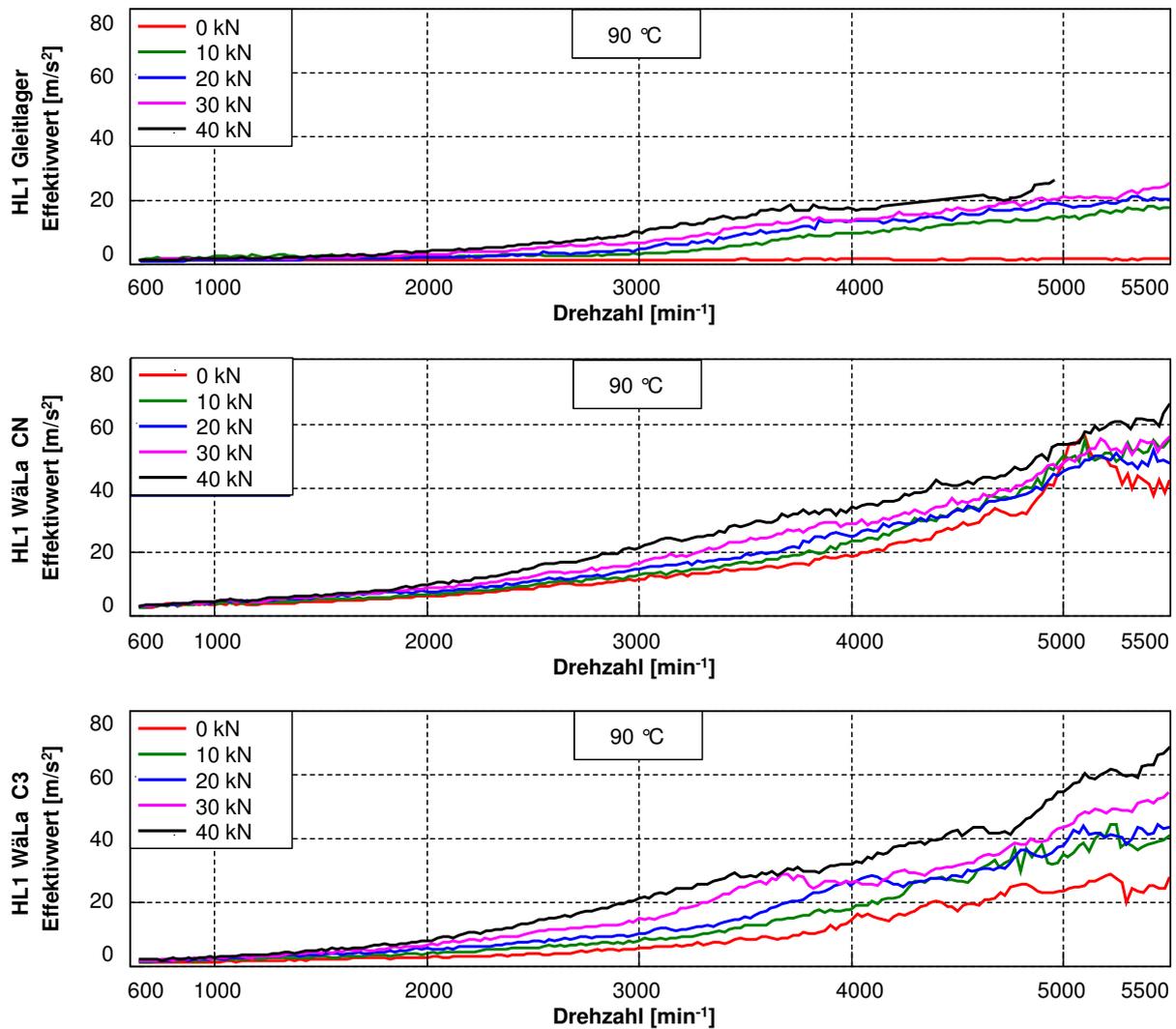


Abbildung 6.27: Einfluss der Last auf den Körperschall der Lagerungen, Versuche mit Öl B bei 90 °C, mit nur Gaskraftverlauf

Abb. 6.28 zeigt den Einfluss des Lastverlaufs auf den Körperschall der Versuchsaufbauten. Die Versuche wurden bei $F_{Kolben} = -30 \text{ kN}$ Gaskraftverlauf und $T_{KGH,in} = 90 \text{ °C}$ durchgeführt. Das obere Diagramm zeigt den Zusammenhang zwischen dem reinen Gaskraftverlauf und der Schwingbeschleunigung am Hauptlager, das untere Diagramm zeigt die Schwingbeschleunigung unter Verwendung des Gas- und Massenkraftverlaufs. Im oberen Diagramm ist zu erkennen, dass die beiden Wälzlager-Varianten eine etwa gleichgroße Schwingbeschleunigung aufweisen. Die Werte der Wälzlagervarianten sind etwa doppelt so hoch verglichen zur Gleitlagerung.

Bei realer Belastung des Kolbens mit dem Gas- und Massenkraftverlauf fällt auf, dass die Körperschallwerte aller drei Lagervarianten bis zu einer Drehzahl von $n = 4.350 \text{ min}^{-1}$ nahezu gleich groß sind (Abb. 6.28). Alle Körperschallwerte sind größer als die aus den Versuchen unter Belastung mit reinem Gaskraftverlauf. Erst ab $n = 4.350 \text{ min}^{-1}$ laufen

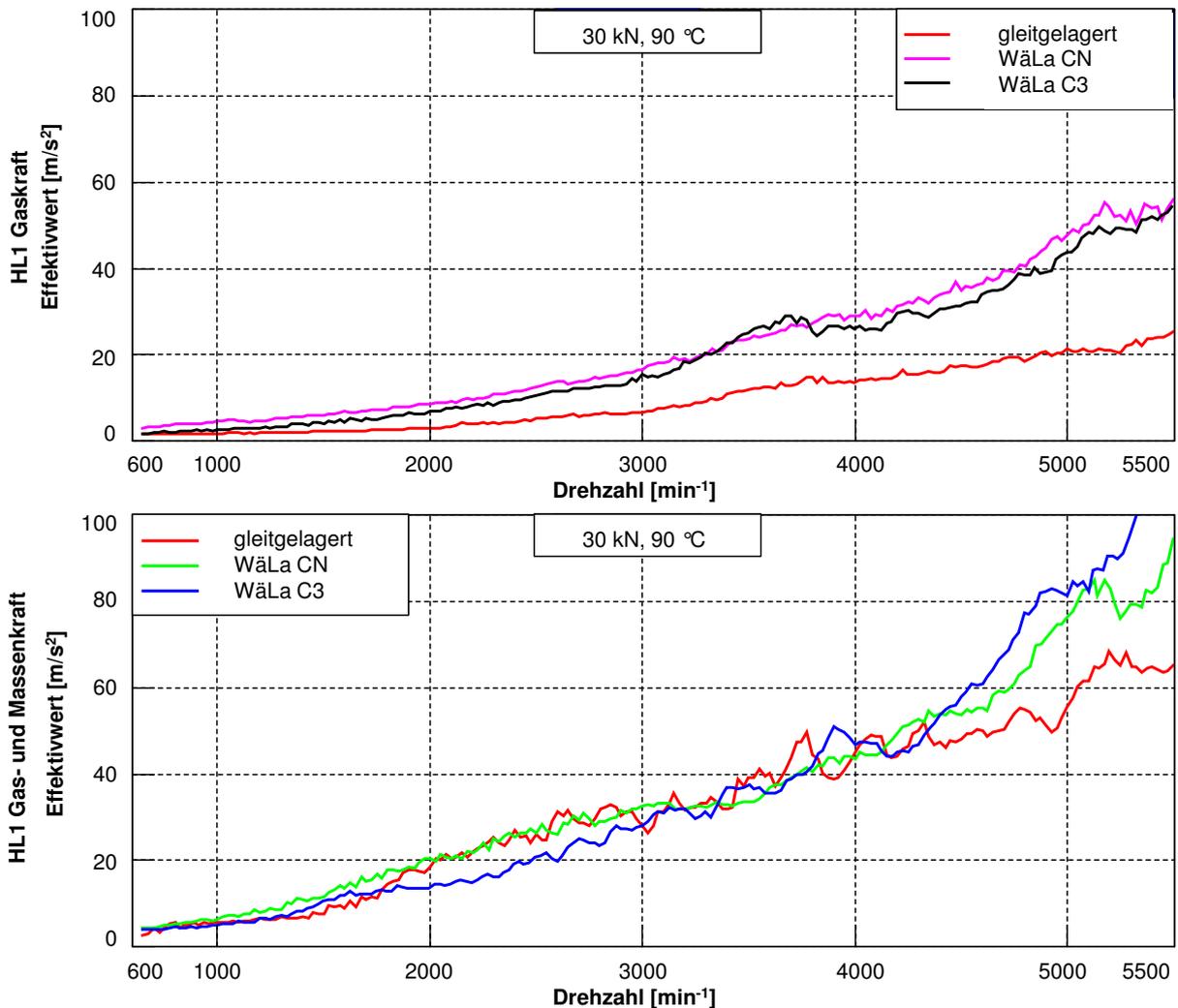


Abbildung 6.28: Einfluss des Lastverlaufs, oben mit nur Gaskraft, unten mit Gas- und Massenkraft, Versuche bei $F_{Kolben} = -30 \text{ kN}$ und $T_{KGH,in} = 90 \text{ °C}$, Öl B

die Körperschallwerte auseinander. Wie erwartet, weisen die wälzgelagerten Hauptlager dort eine höhere Schwingbeschleunigung im Vergleich zur Gleitlagerung auf. Ein signifikanter Unterschied des Körperschallpegels zwischen dem Wälzlager mit C3-Lagerluft im Vergleich zum CN-Lager ist ebenfalls nur oberhalb von $n = 4.350 \text{ min}^{-1}$ zu erkennen.

Fazit hinsichtlich NVH-Verhalten der untersuchten Kurbeltriebe

Ein wälzgelagerter Grundzapfen weist, verglichen mit einem gleitgelagerten Grundzapfen, bei allen Drehzahlen und Lasten eine höhere Schwingbeschleunigung unter Anlegen des reinen Gaskraftverlaufs auf. Ein Einfluss der Öltemperatur auf die Schwingbeschleunigung im untersuchten Frequenzbereich kann in den Versuchen nicht erkannt werden. Die gemessenen Schwingbeschleunigungswerte aller Versuchsaufbauten steigen mit Erhöhung der Last. Auffällig ist hierbei, dass die Schwingbeschleunigung eines wälzgelagerten Grund-

zapfens bereits ohne Last höher ist, als die des gleitgelagerten Grundzapfens bei $F_{Kolben} = -10 \text{ kN}$ pulsierender Last (Gaskraftverlauf).

Bei realer Belastung der Versuchsaufbauten mit Gas- und Massenkraftverlauf sind die Schwingbeschleunigungswerte höher, als bei reinem Gaskraftverlauf.

6.5 Folgerungen hinsichtlich Toleranzanforderungen

In folgendem Abschnitt sind die Toleranzanforderungen für das Konzept der Teilwälzlagerung dargestellt. Dazu zählen die Anforderungen an die Fertigungspräzision der Lagergasse des Kurbelgehäuses, die der Kurbelwelle und die Auswahl der geeigneten Lagerluftklasse des Wälzlagers.

6.5.1 Lagergasse Kurbelgehäuse

Die Gleitlagergassen in den geometrisch vermessenen Serien-Kurbelgehäusen weisen eine Koaxialitätsabweichung von max. $10 \mu\text{m}$ auf. Diese relativ hohe Präzision ist möglich, da die Lagergasse von einer Seite (Getriebeseite, bzw. von HL 5 ausgehend) eingebracht wird. Wird nur eine einzelne außenliegende Wälzlagerbohrung in das Kurbelgehäuse eingebracht, so kann ein gestuftes Werkzeug verwendet werden. Die Koaxialitätsabweichung wird dadurch nicht größer, da alle fünf Bohrungen in einem Schritt in das Kurbelgehäuse eingebracht werden.

Für den Fall, dass zwei außenliegende Wälzlager in das Kurbelgehäuse eingebracht werden, muss die Lagergassenbearbeitung von zwei Seiten erfolgen. Das Kurbelgehäuse wird dabei gedreht, die bestehende Lagergasse wird angetastet und die zweite Wälzlagerbohrung wird eingebracht. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden beide Wälzlagerbohrungen nachträglich ohne ein gestuftes Werkzeug in ein Serien-Kurbelgehäuse eingebracht. Zudem wurde das Kurbelgehäuse der Fertigungsmaschine entnommen und umgespannt, damit die zweite Wälzlagerbohrung eingebracht werden kann. Hierbei beträgt die Koaxialitätsabweichung der zweiten eingebrachten Bohrung im Bezug zur Gleitlagergasse maximal $40 \mu\text{m}$. Es wird davon ausgegangen, dass die Fertigungspräzision einer möglichen Serienfertigung im Vergleich zu dem hier verwendeten modifizierten Serienkurbelgehäuse deutlich besser wird, da bei Serienfertigung das Kurbelgehäuse nicht ausgebaut und erneut eingespannt werden muss. Wie bereits oben beschrieben, muss das Wälzlagerspiel bei steigender Koaxialitätsabweichung dementsprechend größer gewählt werden, damit es im benachbarten Gleitlager nicht zu unerwünschter Mischreibung kommt. Andererseits kann das Wälzlagerspiel nicht beliebig hoch gewählt werden.

Die Rundheitsabweichung der Wälzlagerbohrungen sollte $10 \mu\text{m}$ bei den hier verwendeten Wälzlagern mit massivem Außenring und einem Außendurchmesser 90 mm nicht überschreiten. Je dünnwandiger der Außenring ist, desto höher wird die Rundheitsanforderung an den Lagersitz im Kurbelgehäuse.

6.5.2 Kurbelwelle

Koaxialität

Bilden die Grundzapfen der Kurbelwelle von HL 1 und HL 5 eine Achse, so sollten erfahrungsgemäß HL 2, HL 3 und HL 4 weniger als $20\ \mu\text{m}$ Koaxialitätsabweichung zu dieser Achse aufweisen. Je höher die Präzision, desto besser ist dies für die Funktionsweise und Lebensdauer der teilwälzgelagerten Kurbelwelle.

Rundheit

Die bestehende Rundheitspräzision der Grundzapfen der gleitgelagerten Serien-Kurbelwelle ist ausreichend und sollte $5\ \mu\text{m}$ nicht überschreiten.

6.5.3 Wälzlagerluft und -betriebsspiel

Die Auslegung des Wälzlagerspiels ist abhängig von der Fertigungstoleranz der Kurbeltriebskomponenten und hat einen Einfluss auf die Wellenführungsgenauigkeit, auf die Motorakustik, auf die Lastverteilung zwischen Gleit- und Wälzlager und auf die Lebensdauer der Kurbeltriebskomponenten.

Generell wird empfohlen, bei der hier untersuchten Teilwälzlagerung der Kurbelwelle das Wälz- und Gleitlagerspiel gleichgroß zu wählen. Bei Erhöhung des Wälzlagerspiels steigt die Körperschallintensität im Bereich hoher Drehzahlen und die Wellenführungsgenauigkeit sinkt.

Bei Verringerung des Wälzlagerspiels bis hin zum Null-Spiel besteht das Risiko, dass es in den mittleren Gleitlagern zu unerwünschter Mischreibung auf Grund der Fertigungstoleranzen der beteiligten Komponenten kommt (siehe Abschnitt 6.1.2), was zu Verschleiß von Welle und Gleitlagern führen kann. Nur bei Erhöhung der Fertigungspräzision der Lagergasse im Kurbelgehäuse ist ein kleineres Wälzlagerspiel im Vergleich zum Gleitlagerspiel zu empfehlen.

Das Wälzlagerspiel sollte bei Raumtemperatur jedoch größer als $15\ \mu\text{m}$ gewählt werden, damit ein Wälzlagerspiel auch bei $-30\ ^\circ\text{C}$ erhalten bleibt und keine Verspannung entsteht (Kaltstartfähigkeit).

Die Koaxialitätsabweichung zwischen der Wälzlagerbohrung zur bestehenden Gleitlagergasse muss zum Wälzlagerspiel hinzu addiert werden. Bei der Wahl des geeigneten Wälzlagerspiels muss die Koaxialitätsabweichung zwischen Gleit- und Wälzlagergasse beachtet werden. Soll das Wälzlagerspiel möglichst gering sein ($15\ \mu\text{m}$, damit der Motor kaltstartfähig bleibt) und beträgt die Koaxialitätsabweichung zwischen der Gleitlagergasse und der Wälzlagerbohrung beispielsweise $20\ \mu\text{m}$, so muss das Wälzlagerspiel mindestens $35\ \mu\text{m}$ betragen.

Da Wälzlager nach Lagerluft und nicht nach Betriebsspiel gefertigt werden, muss die Spielverringerng die durch den Einbau bedingt ist, beachtet werden. Wird das Wälzlagerspiel durch die Pressung zwischen Gehäuse und Wälzlageraußenring um $30\ \mu\text{m}$ reduziert, so ist eine Wälzlagerluft von mindestens $65\ \mu\text{m}$ notwendig. Diese setzt sich zusammen aus dem gewünschten Betriebsspiel, von hier $35\ \mu\text{m}$, addiert mit der Durchmesserreduzierung, hervorgerufen durch das Einpressen des Außenrings.

7 Serienkonzepte

In diesem Kapitel werden sechs mögliche Serien-Konzepte der teilwäzgelagerten Kurbelwelle mit den notwendigen Toleranzanforderungen und ihrer Montagefahigkeit beschrieben. Zusätzlich wird zu jedem Konzept der Quotient aus geschätztem monetären Aufwand in GE und zu erwartenden Nutzen in gCO₂/km im NEFZ erstellt.

7.1 Konzepte

Für die Konzepte 1.1, 1.2, 2.1 und 2.2 wird die Direktwazlagerung auf einer wazfesten Kurbelwelle vorgesehen. Hierfür gibt es bereits ausreichend erprobte wazfeste Werkstoffe, wie sie beispielsweise auch bei wazgelagerten Ausgleichswellen im Einsatz sind. Die Konzepte 1.3 und 1.4 kommen ohne einer wazfesten Kurbelwelle aus, da hier Innenringe verwendet werden. In den vorliegenden Konzepten werden die beiden außenliegenden Radialwellendichtringe zwischen Kurbelwelle und KGH nicht in das Wazlager integriert, da hier keine versuchstechnische Erprobung stattgefunden hat. Eine mögliche Integration könnte dabei helfen, den Verbrennungsmotor axial kürzer zu gestalten.

Alle Konzepte weisen folgende Gemeinsamkeiten auf:

Für die Schmierung der Zylinderrollenlager ist keine besondere Beölung notwendig. Sie werden durch Spritzöl und den im Kurbelgehäuse zirkulierenden Ölnebel geschmiert. Der Außenring mit beidseitigen Borden dient als eine Art Fangtasche für das Öl. Für den Kafwerkstoff ist PA46 vorgesehen. PA46 ist im Vergleich zum PA66 chemisch beständiger, allgemein reibungsarmer und temperaturbeständiger [72]. Der Außenring ist axial zu fixieren, da durch fertigungsbedingte Toleranzen der Gleitlagergasse die verbauten Zylinderrollenlager immer eine gewisse, wenn auch relativ geringe, Verkipfung (Schiefstellung in der Ebene der radialen Lagerbelastung) und/oder Schränkung (Schiefstellung senkrecht zur Ebene der radialen Lagerbelastung) aufweisen [73]. Auch in einem Loslager können Axialkräfte entstehen, was zu einem Ringwandern führen kann. Hierbei bietet sich eine Verstiftung des Außenrings bzw. einer Auenringhalfte mit Hilfe eines Passstifts an. Dafür wird eine radiale Bohrung im Außenring bzw. in einer Auenringhalfte und eine Bohrung im Kurbelgehäuse benötigt. Die Verstiftung bietet dem Außenring zusätzlich eine Verdrehsicherheit. Abb. 7.1 a) stellt schematisch die Sicherung des Außenrings bzw. einer Auenringhalfte mit der Verstiftung dar. In Abb. 7.1 b) ist zu erkennen, dass die vorhandene olbohrung im Kurbelgehäuse für die Verstiftung verwendet werden kann. Damit ein Wazlager in das Kurbelgehäuse eingebracht werden kann, wird die Lagergasse im Kurbelgehäuse mit einem gestuften Werkzeug eingebracht. Für eine Wazlagerung ist eine größere Lagerbrücke im Vergleich zur Gleitlagerbrucke notwendig. Die bestehende Dimensionierung der Hauptlagerschrauben kann beibehalten werden.

Die standardmäßig ballige Kontur des Kurbelwellengrundzapfens mit 0 bis 3 μm wird beibehalten.

Die Toleranzangaben für die Konzepte können aus Abschnitt 6.5 entnommen werden.

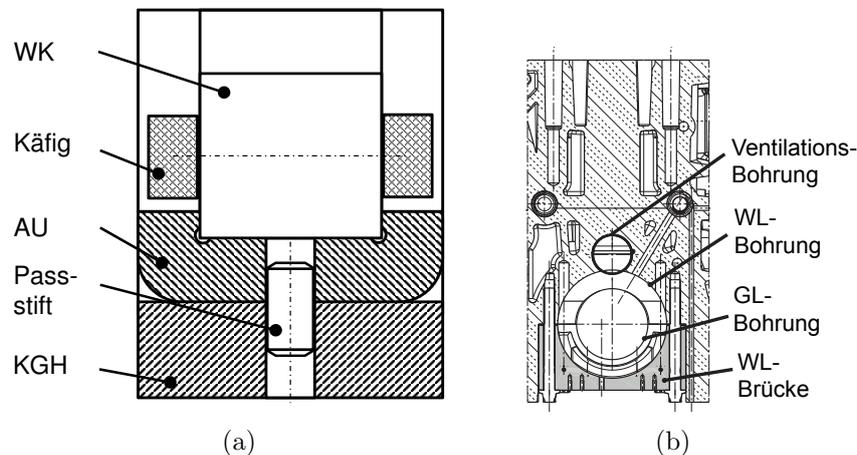


Abbildung 7.1: a) Detailansicht Axialsicherung des Außenrings bzw. eines Außenringsegments durch einen Passstift b) Schnitt durch eine Hauptlagerung im Kurbelgehäuse des modifizierten M270 KGH

Eigenschaften der Direktwälzlagerung, Konzepte 1.1 und 1.2

Es werden jeweils der Rollenkranz (Wälzkörper und Käfig) und der Außenring eines Zylinderrollenlagers vom Typ NU209 verwendet. Der Außenring hat einen Außendurchmesser von 85 mm und eine Breite von 19 mm. Die dynamische Tragzahl C_r beträgt 72 kN, die statische Tragzahl C_{0r} beträgt 63 kN. Der Grundzapfendurchmesser der Kurbelwelle bei HL 1 beträgt 54,450 mm und hat somit einen ca. 0,5 mm geringeren Durchmesser als bei den Grundzapfen der Gleitlager. Anstatt den Wellendurchmesser zu reduzieren, kann der Standard-Durchmesser der Gleitlager beibehalten werden, wenn ein nicht genormtes Sonder-Wälzlager zum Einsatz kommt. Bei den hier gezeigten Konzepten werden Norm-Wälzlager verwendet, was eine Durchmesseranpassung der wälzgelagerten Grundzapfen bedingt. Im Kurbelgehäuse muss der Abstand der Hauptlagerschrauben von 80 mm auf ca. 99 mm erhöht werden. Alle Grundzapfen sind standardmäßig gehärtet.

Eigenschaften der Konzepte 1.3 und 1.4 mit IR

Verwendung von Zylinderrollenlager der Typen NU210 als Loslager bzw. NUP210 als Festlager. Das Lager hat einen Außendurchmesser von 90 mm und eine Breite von 20 mm. Der Innenring-Bohrungsdurchmesser beträgt 50 mm. Die dynamische Tragzahl C_r beträgt 75 kN, die statische Tragzahl $C_{0r} = 69$ kN. Der Grundzapfendurchmesser der Kurbelwelle bei HL 1 ist identisch dem der Gleitlagerung. Für Versuchszwecke wird der Innenring von 50 mm soweit aufgebohrt, dass der Innenring mit der Welle die gewünschte Passung besitzt. Zu empfehlen ist eine Übermaßpassung. Es kann für die Welle das Passmaß k5 und für die Bohrung das Passmaß N6 gewählt werden. Der Bohrungsdurchmesser vom Innenring beträgt somit idealerweise 54,938 mm, bei einem mittleren (standardmäßigen)

Kurbelwellen-Grundzapfendurchmesser von 54,958 mm. In der Serie würde ein Sonder-Innenring angefertigt werden, der ohne Nacharbeitung den gewünschten Bohrungsdurchmesser aufweist. Für die Loslagerung kann eine kostengünstige, umformtechnisch hergestellte Tiefziehhülse verwendet werden. Im Kurbelgehäuse muss der Abstand der Hauptlagerschrauben von 80 mm auf ca. 104 mm erhöht werden. Für die Einbaupassungen sollte ein fester Sitz verwendet werden, da das Lager Stoßbelastungen ausgesetzt wird.

7.1.1 Ein Wälzlager

Konzept 1.1: HL 1 Loslager, Direktwälzlagerung

Konzept 1.1 besitzt den Außenring und den Rollenkranz eines ungeteilten Zylinderrollenlagers vom Typ NU209 bei HL1 mit der Funktion als Loslager, siehe Abb. 7.2. Die Ölversorgung von PL1 erfolgt über HL2 und nicht über HL1, siehe Abb. 7.3. Für die Montage wird der Außenring mit integriertem Rollenkranz axial auf die Kurbelwelle geschoben. Die Welle wird zusammen mit dem Wälzlager in das mit Gleitlagern und dem Passstift bestückte Kurbelgehäuse eingelegt. Dabei ist zu beachten, dass die Verstiftung in den Außenring einrastet. Die restlichen Montageschritte werden standardmäßig durchgeführt.

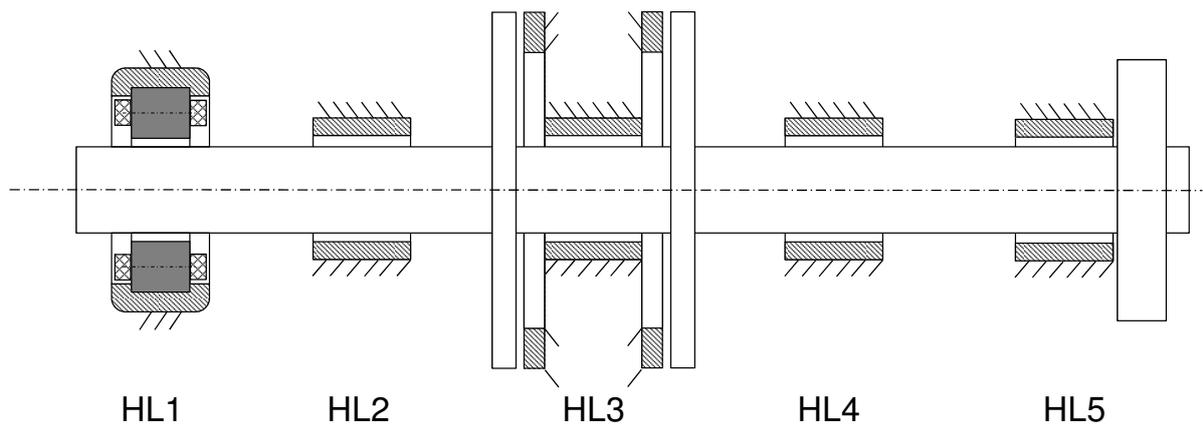


Abbildung 7.2: Schema mit ungekröpfter Welle: Modifizierter Kurbeltrieb mit HL1 Außenring und Rollenkranz (NU209) als Loslager, Direktwälzlagerung

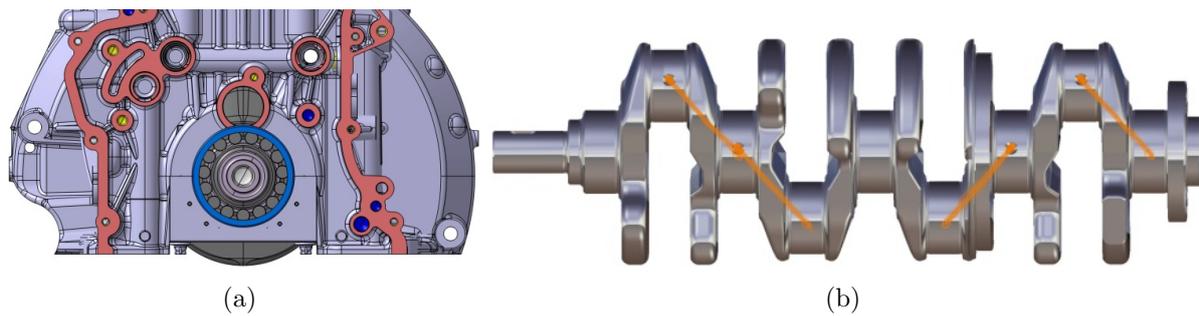


Abbildung 7.3: Kurbeltrieb mit Außenring und Rollenkranz (NU209) bei HL 1 als Loslager, Direktwälzlagerung a) Sicht auf HL 1 b) Seitenansicht Welle mit modifizierter Ölbohrung von HL 2 zu PL 1

Konzept 1.2: HL1 Festlager, Direktwälzlagerung

Konzept 1.2 ähnelt Konzept 1.1. Es werden ebenfalls der Außenring und der Rollenkranz eines NU209 Zylinderrollenlagers verwendet, siehe Abb. 7.4. Bei Konzept 1.2 benötigt die Welle zusätzlich eine fest integrierte Schulter, die den Wälzkörpern einseitig als Bord dient. Ein zusätzlicher montierbarer Bordring, für die Führung der Wälzkörper auf der gegenüberliegenden Seite sorgt für die Festlagerfunktion. Der Bordring kann bspw. mit einem Sprengtring axial fixiert werden. Damit der Bordring die Rollen nicht axial verspannen kann, muss eine Wellenschulter mit einem geringeren Durchmesser vgl. mit dem Grundzapfendurchmesser eingebracht werden. Das Axialspiel im Wälzlager kann identisch zum bisherigen Gesamtspiel zwischen Anlaufscheiben und Pleuellwelle gewählt werden. Die Anlaufscheiben entfallen bei diesem Konzept.

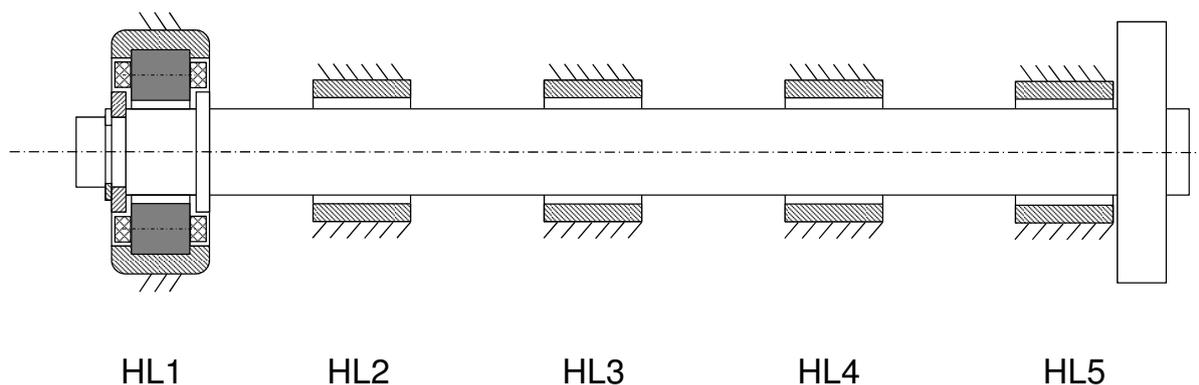


Abbildung 7.4: Schema mit ungekröpfter Welle: Modifizierter Kurbeltrieb mit HL 1 Außenring und Rollenkranz (NU209) als Festlager, ein fester Bord in der Pleuellwelle, ein montierter Bord, Direktwälzlagerung

Konzept 1.3: HL 1 Loslager

Konzept 1.3 ähnelt Konzept 1.1 und wird in Abb. 7.5 schematisch dargestellt. Hierbei muss jedoch eine Innenringhülse über die Welle gezogen werden. Für die Montage der Innenringhülse und deren axiale Positionierung ist eine fest integrierte Schulter als Anschlagfläche auf der Welle geeignet. Der Innenring wird über den Grundzapfen gezogen. Der Innenring wird anschließend mit einem Sprengring auf der gegenüberliegenden Seite axial fixiert.

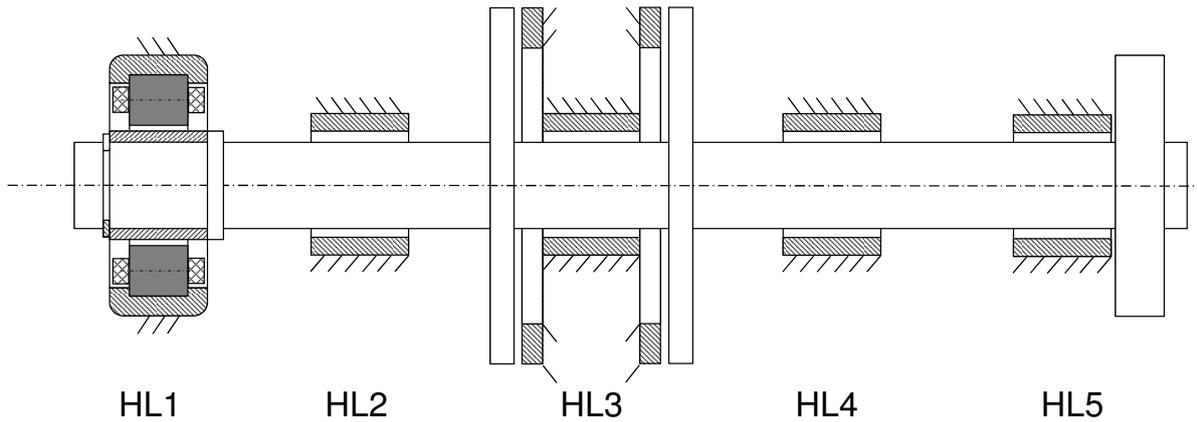


Abbildung 7.5: Schema mit ungekröpfter Welle: Modifizierter Kurbeltrieb mit HL 1 Außenring und Rollenkranz (NU209) als Loslager und Innenringhülse

Konzept 1.4: HL 1 Festlager

Konzept 1.4 ähnelt Konzept 1.3 und wird schematisch in Abb. 7.6 dargestellt. Bei Konzept 1.4 wird anstatt einer Hülse, ein Innenring eines Wälzlagers mit Innenringborden (NUP-Bauweise) verwendet. Dabei besitzt der Innenring einen Bord. Der zweite Bord wird montiert und mittels Sprengring fixiert. Die Anlaufscheiben entfallen bei diesem Konzept.

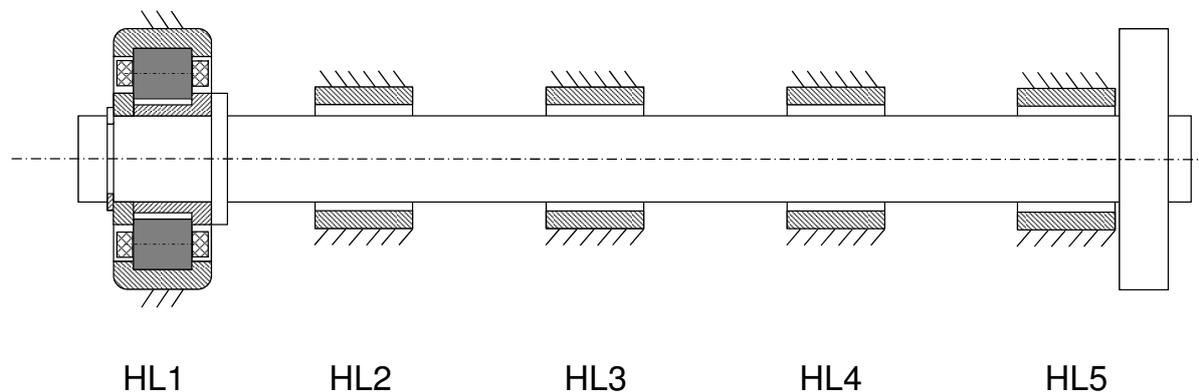


Abbildung 7.6: Schema mit ungekröpfter Welle: Modifizierter Kurbeltrieb mit HL 1 Außenring und Rollenkranz (NUP209) als Festlager mit Außenringbord, Innenring mit einem integrierten Bord und einem montierbaren Bord

7.1.2 Zwei Wälzlager

Für die Varianten mit zwei Wälzlagern wird eine Direktlagerung ohne Innenring vorgesehen. Kommerziell verfügbare, geteilte Zylinderrollenlager mit Innenring (z. B. der Fa. Cooper Roller Bearings), würden den zu Verfügung stehenden Bauraum überschreiten. Es wird empfohlen, neben einem ungeteilten Zylinderrollenlager für HL 1 ein geteiltes NU209-Zylinderrollenlager mit den gleichen Anschlussmaßen zu verwenden. Wie ein geteiltes Zylinderrollenlager mit annähernd gleicher Dimensionierung aussehen könnte, zeigt das Serienlager der Cooper Bearings Group mit der Bezeichnung 01-B-40mm GR, siehe Abb. 7.7. Es wird lediglich die Verstiftung einer Außenringkomponente benötigt, da die Positionierung der gegenüberliegenden Hälfte durch den pfeilformigen Stoß an den Außenringsegmentenden gewährleistet wird.

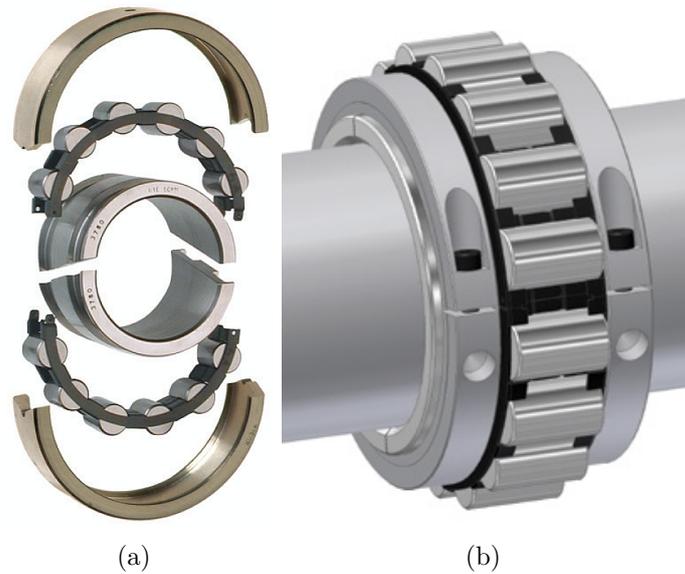


Abbildung 7.7: Geteiltes Zylinderrollenlager der Fa. Cooper Roller Bearings a) Explosionsdarstellung [74] b) montierter geteilter Innenring mit geteiltem Rollenkranz auf einteiliger Welle [?]

Konzept 2.1: HL 1 Loslager, HL 5 Loslager geteilt, Direktwälzlagerung

Konzept 2.1 ist grundsätzlich gleich mit Konzept 1.1 und wird schematisch in Abb. 7.9 dargestellt. Zusätzlich besitzt es bei HL 5 einen Außenring und einen Rollenkranz des gleichen Lagertyps (NU209), das geteilt ausgeführt werden muss, da es axial nicht über den Kraftübertragungsflansch gezogen werden kann. Die Kurbelwelle benötigt zusätzlich eine Bohrung für die Ölversorgung von HL 4 zu PL4, siehe Abb. 7.8. Um die Lagerbohrung für das flanschseitige Wälzlager bei HL 5 einzubringen, muss das Kurbelgehäuse auf einer zusätzlichen Wendestation gedreht werden. Erneut muss mit einem gestuften Werkzeug die ca. 85 mm große Bohrung für HL 5 eingebracht werden. Für den Montagevorgang werden zunächst die beiden Rollenkranzhälften um den Grundzapfen bei HL 5 geklipst. Anschließend werden die kurbelgehäuseseitige Außenringschale, sowie die kurbelgehäuseseitigen Gleitlagerschalen in das Kurbelgehäuse gelegt. Der ungeteilte Außenring mit integriertem Rollenkranz für HL 1 wird auf den Grundzapfen geschoben. Die Kurbelwelle wird zusammen mit den Wälzlagerkomponenten in das vorbereitete Kurbelgehäuse gelegt. Anschließend wird das zweite Außenringsegment bei HL 5 zugeführt, die Hauptlagerdeckel werden montiert und die Schrauben werden angezogen. Die restlichen Schritte werden nach bestehenden Montagevorschriften durchgeführt.

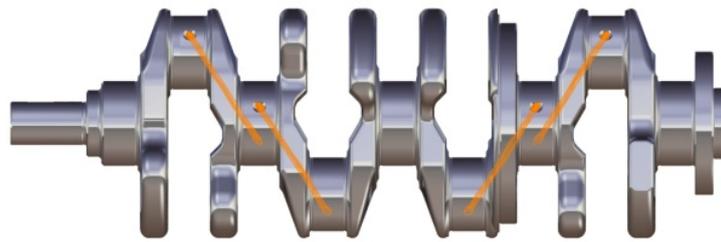


Abbildung 7.8: Kurbelwelle mit modifizierten Ölbohrungen von HL 2 zu PL 1 und von HL 4 zu PL 4

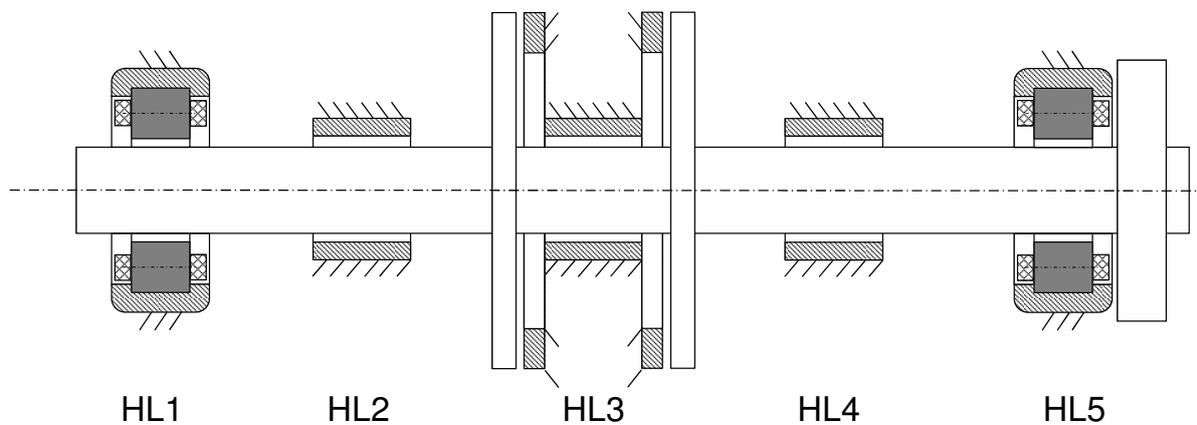


Abbildung 7.9: Schema mit ungekröpfter Welle: Modifizierter Kurbeltrieb mit HL 1 und HL 5 Außenring und Rollenkranz (NU209) als Loslager, HL 5 geteilt

Konzept 2.2: HL 1 Loslager, HL 5 Festlager geteilt, Direktwälzlagerung

Konzept 2.2 wird aufgebaut wie Konzept 1.2. Der Unterschied besteht darin, dass bei HL 5 ein geteilter Außenring mit geteiltem Rollenkranz eingebracht wird. Die beiden Grundzapfendurchmesser müssen dementsprechend angepasst werden. Die Anlaufscheiben entfallen bei diesem Konzept.

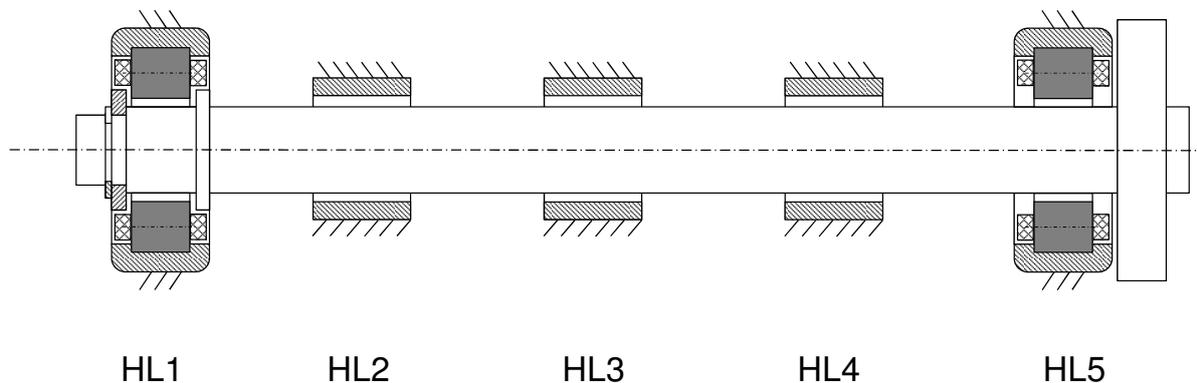


Abbildung 7.10: Schema mit ungekröpfter Welle: Modifizierter Kurbeltrieb mit HL 1 Außenring und Rollenkranz (NU209) als Festlager, HL 5 geteilt (NU209) als Loslager, ein fester Bord in der Kurbelwelle, ein montierbarer Bord

7.2 Wirtschaftlichkeit der Konzepte

Im folgenden Abschnitt sollen Aufwand und Nutzen gegenübergestellt werden. Der Aufwand wird monetär in Geldeinheiten (GE) dargestellt. Zudem wird eine Einschätzung zur Höhe des zusätzlichen Montageaufwands abgegeben. Als Nutzen wird der Verbrauchsvorteil in gCO_2/km dargestellt.

7.2.1 Nutzen

Der NEFZ-Verbrauchsvorteil wird aus den drehzahl- und temperaturabhängigen Reibmomentwerten der Schleppprüfstandsversuche berechnet und ist in Abb. 7.11 dargestellt. Zum Vergleichen der Reibleistungsmaßnahmen ist es in der Praxis gängig, den Reibleistungsmesswert bei 2.000 min^{-1} und 90°C Öl- und Wassertemperatur zu betrachten.

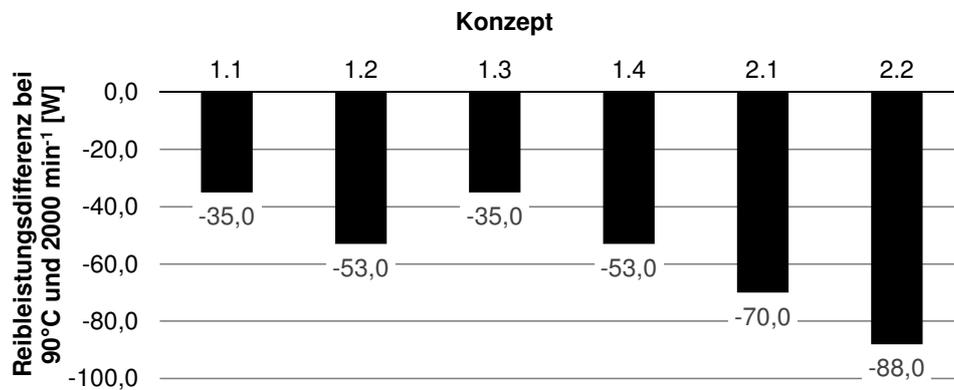


Abbildung 7.11: Reibleistungsdifferenz der Konzepte zum aktuellen Serienstand

Abb. 7.12 beinhaltet den berechneten verbrauchstechnischen Nutzen im NEFZ-Fahrzyklus bei einem aktuellen Mittelklasse-PKW mit einem 4-Zylinder Ottomotor, 180 kW Leistung und 9-Gang Getriebe.

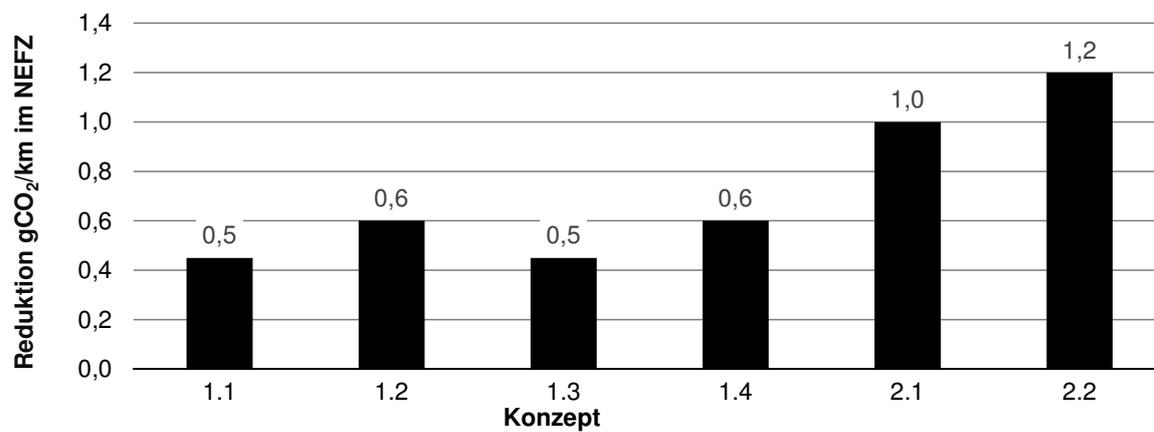


Abbildung 7.12: CO₂-Reduzierung der Konzepte im NEFZ

7.2.2 Aufwand

Als Aufwände werden die erwarteten Mehrkosten zusammen mit dem Aufwand für die Umstellung der Montagelinien dargestellt.

Montagetechnischer Aufwand

In einer Skala von 1-3 werden die Konzepte in Tab. 7.1 auf ihren Montageaufwand bewertet. Dabei wird berücksichtigt, ob die Wälzlageringringe in Form von geteilten Segmenten eingesetzt werden, oder ob ein Innenring auf die Welle gezogen wird und ob ein loser Bordring montiert werden muss.

Tabelle 7.1: Aufwand Montageumstellung

Konzept	Geteilte Lager- ringe	Notwen- digkeit Innen- ring	Mon- tierter Bord	Aufwand Montage- umstellung (Skala 1-3)
1.1	nein	nein	nein	1
1.2	nein	nein	ja	2
1.3	nein	ja	ja	3
1.4	nein	ja	ja	3
2.1	ja	nein	nein	1
2.2	ja	nein	ja	2

Monetärer Aufwand

In dieser Arbeit werden vier Kostenbausteine für das Vorhaben der teilwälzgelagerten Kurbelwelle berücksichtigt. Die vier Kostenbausteine sind die Bauteilkosten der Lagerungen an sich, die Kosten um die zusätzlich eingebrachte Masse durch andere Technologien zu kompensieren, sowie die Kosten für die Kurbelwellen- und die Kurbelgehäusemodifikation bei Umstellung der Fertigungslinie auf die Teilwälzlagerung. Für die Kalkulation wird von einer Stückzahl von insgesamt 500.000 Motoren/Jahr verteilt auf vier Fertigungslinien ausgegangen.

Abb. 7.13 stellt die kumulierten Kosten der Konzepte gegenüber.

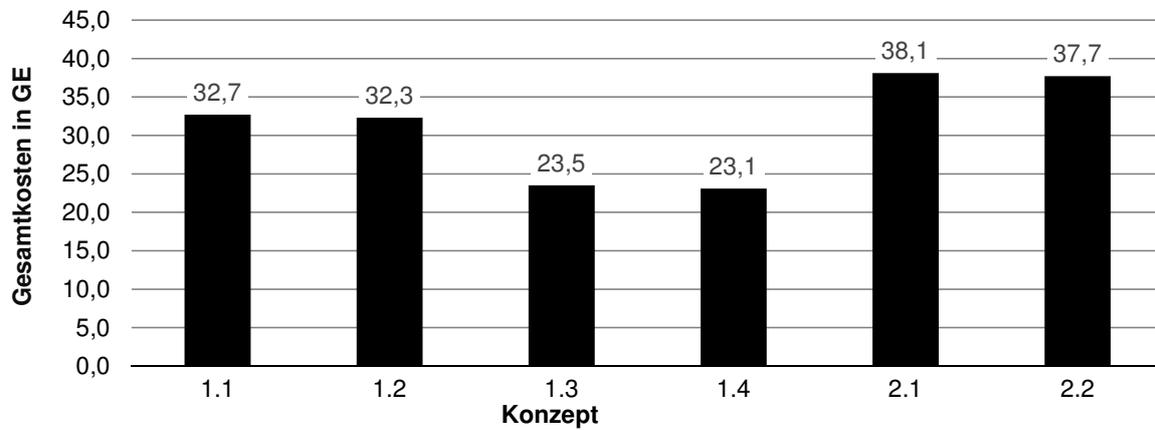


Abbildung 7.13: Gesamtkosten der Konzepte

Abb. 7.14 zeigt auf, wie viele GE für die Reduktion von einem gCO_2/km im NEFZ investiert werden müssten.

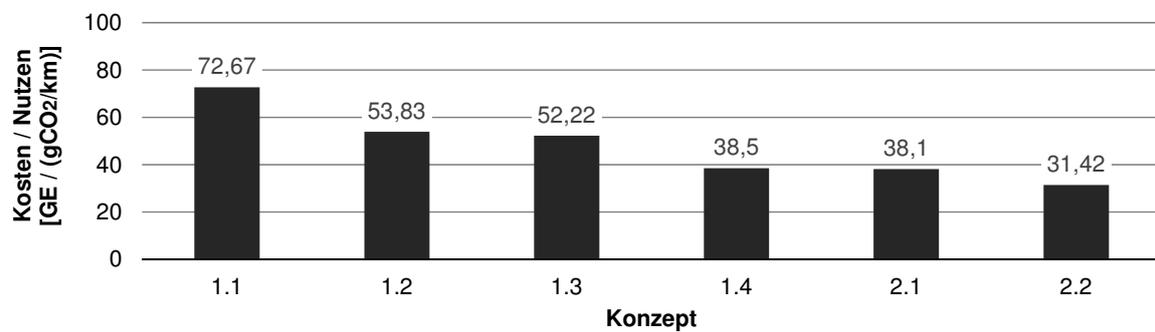


Abbildung 7.14: Wirtschaftlichkeit der Konzepte

7.3 Konzeptbewertung

Zu sehen ist, dass Konzept 2.2 mit 31,42 GE pro gCO₂/km im direkten Vergleich der Konzepte untereinander die höchste Wirtschaftlichkeit aufweist. Konzept 2.1 ist auf Platz zwei gefolgt von Konzept 1.4.

Zukunftsszenario Jahr 2020

Würde der CO₂-Technologiebaustein „teilwazgelagerte Kurbelwelle“ in die Konstruktion einer neuen Motorengeneration für das Jahr 2020 einfließen, kann damit gerechnet werden, dass absolut gesehen, der Vorteil der Wazlagerung gegenüber der Gleitlagerung durch folgende Technologiebausteine verringert wird:

- Minus 10 % Verwendung von niedrigviskosen Leichtlauföl (HTHS 2,6 statt 2,9)
- Minus 10 % geringere GL-Reibung auf Grund optimierter Lagerschalenkonturen
- Minus 10 % geringere Reibung auf Grund einer um 10 % geringeren Gleitlagerbreite
- Minus 0 % Reduzierung der mittleren Motordrehzahl 9-Gang-Getriebe statt 7-Gang auch im Kleinwagensegment (bereits in der Verbrauchs-Berechnung enthalten)
- Minus 33 % WLTP statt NEFZ, 30 min statt 20 min Zyklus, daher prozentual geringerer Kaltstartanteil, jedoch höhere Drehzahlen

Treten all diese fünf Szenarienbausteine im Jahr 2020 ein, so reduziert sich der Vorteil der Wazlagerung gegenüber der Gleitlagerung um max. 63 %. Es würde sich ein rechnerischer Vorteil von 0,56 gCO₂/km (WLTP) bei 31,42 GE ergeben. Pro gCO₂/km müssten etwa 56,10 GE (WLTP) aufgewendet werden.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Ziel der Arbeit ist es, versuchstechnisch das Reibmoment eines modifizierten Kurbeltriebs mit einer teilwäzgelagerten Kurbelwelle zu erfassen. Das gemessene Reibmoment wird dem Reibmoment eines Serienkurbeltriebs gegenübergestellt, um anschließend auf die Kraftstoffverbrauchsreduktion des Technologiebausteins in einem Mittelklasse-PKW mit Reihenvierzylinder-Ottomotor schliessen zu können.

Für das Vorhaben wurden bestehende Kurbeltriebe für die Aufnahme von einem und zwei Wälzlagern modifiziert. Versuchstechnisch wurden sowohl die notwendigen Rahmenbedingungen, als auch das technische Risikopotential und der verbrauchstechnische Nutzen herausgearbeitet. Im Anschluss wurden konstruktive Konzepte erstellt, um aufzuzeigen, wie die Verwendung einer teilwäzgelagerten Kurbelwelle in der Serie realisiert werden kann. Folglich wurden die Konzepte hinsichtlich ihrer Wirtschaftlichkeit geprüft und bewertet.

Um die Risiken, die der Einsatz einer teilwäzgelagerten Kurbelwelle mit sich bringt, aufzuzeigen, wurde ein Kurbeltrieb für Untersuchungen an einem Prüfstand mit Hydro-pulszylinder appliziert. Um einen motorisch realen Lastverlauf, bestehend aus Gas- und Massenkraft, in die rotierende Welle über ein Pleuellager einzubringen, war die Konstruktion einer ungekröpften Prüfwelle erforderlich. Bei der Konstruktion der Prüfwelle wurde darauf geachtet, dass sie eine ähnliche Biegesteifigkeit wie eine Kurbelwelle aufweist. Durch die gleichzeitige Verwendung von Piezo-Kraftmessringen zur Messung der Lastverteilung, Wirbelstromsensoren zur Messung der Wellenverlagerung und neuartiger Körperschallsensoren im Ultraschallbereich zur simultanen Messung des Schmierungs Zustands in den Gleitlagerungen, ist es gelungen die entscheidenden Größen zur Charakterisierung des Systemverhaltens der teilwäzgelagerten Kurbelwelle messtechnisch zu erfassen. Im Vergleich mit Modellen wurden die Messergebnisse bewertet und Maßnahmen zur Optimierung des Kurbeltriebs abgeleitet.

Die Risiken beim Vorhaben der teilwäzgelagerten Kurbelwelle entstehen aus der unterschiedlichen Steifigkeit der beiden Lagervarianten Gleit- und Wälzlager und deren Umgebung. In den Versuchen konnte gezeigt werden, dass die relativ geringe Steifigkeit des verwendeten Wälzlagers zu einer höheren Wellenverlagerung unter Last führt, als bei einem Gleitlager. Die Steifigkeitsunterschiede der Lagerungen und deren Umgebung wirken sich auch in Form einer ungleichmäßigen Lastverteilung aus. Die geringere Radial-Steifigkeit des teilwäzgelagerten Kurbeltriebs unter Last ist jedoch nicht nur auf das Wälzlager zurufzufuhren, da ebenso die Umgebungssteifigkeit der wazgelagerten Hauptlagerung reduziert wurde. Ebenso konnte gezeigt werden, dass es in den Gleitlagern, die den Wälzlagern benachbart sind, zu unerwünschter Mischreibung und einem damit verbundenen Anstieg des Reibmoments kommen kann. Die auftretende Misch-

reibung in den benachbarten Gleitlagern ist auf eine zu geringe Fertigungsgenauigkeit der Lagergasse in Kombination mit einem zu geringen Wälzlagerspiel zurückzuführen. Dies kann jedoch durch bekannte Fertigungsverfahren beherrscht werden. Es sind nur geringe Nachteile bei der Teilwälzlagerung hinsichtlich NVH-Verhalten zu erwarten. Bis 4.350 min^{-1} ist im realen Betrieb mit Gas- und Massenkräften kein Unterschied zum Serienkurbeltrieb zu erkennen.

Die Reduzierung der innermotorischen Reibleistung und die damit verbundene Effizienzsteigerung gilt als Nutzen der Technologie. Bei Substitution eines einzelnen Radial-Gleitlagers durch ein Zylinderrollenlager konnte die lokale Reibleistung von 41 W auf 6 W reduziert werden. Die Prüfbedingungen dafür sind: 2.000 min^{-1} , 90°C Öleintrittstemperatur, keine äußere Last, Verwendung von Leichtlauföl mit einer dynamischen Viskosität von $2,6 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ bei 150°C im Referenz-, sowie im modifizierten Kurbeltrieb. Bei Substitution eines Gleitlagers mit der Funktion als Festlager konnte die Reibleistung von 63 W auf 10 W reduziert werden. Bei der gemeinsamen Substitution eines gleitgelagerten Festlagers sowie eines gleitgelagerten Loslagers kann die gesamte Kurbelwellenreibung um 88 W Reibleistung vermindert werden. Das Kraftstoffeinsparpotential unter Verwendung von zwei Wälzlageren beträgt im NEFZ-Fahrzyklus, auf Grund des geringeren Reibmoments eines Wälzlagers im Gegensatz zu einem Gleitlager, ca. 0,7%. Das entspricht etwa $1,00 \text{ gCO}_2/\text{km}$ von insgesamt $143 \text{ gCO}_2/\text{km}$ im NEFZ des betrachteten Antriebs.

Versuche zur Empfindlichkeit bei Überölung eines Zylinderrollenlagers mit Außenringbord haben bestätigt, dass das Reibmoment der Wälzlagerung bei Überölung stark ansteigt, sich jedoch quantitativ stets unterhalb der Gleitlagerreibung einstellt. Da die Wälzlager im Konzept der vorliegenden Arbeit nur mit dem im Kurbeltrieb vorhandenen Spritzöl und Ölnebel geschmiert werden, kann die Ölpumpenleistung im NEFZ um ca. 4 W reduziert werden. Dies entspricht $0,06 \text{ gCO}_2/\text{km}$.

Aus der Summierung ergeben sich insgesamt ca. $1,06 \text{ gCO}_2/\text{km}$ im NEFZ für die Technologie der teilwälzgelagerten Kurbelwelle mit der Verwendung von zwei Wälzlageren (ein Fest- und ein Loslager). Bei den Versuchen wurde bereits Leichtlauf-Motoröl aus der Vorentwicklung mit einer geringeren Ölviskosität verwendet (dynamische Viskosität bei 150°C $2,6 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ statt $2,9 \text{ mPa}\cdot\text{s}$). Das Leichtlauf-Motorenöl wird voraussichtlich in zukünftigen Ottomotoren zum Einsatz kommen und dabei den Reibleistungsvorteil einer Wälzlagerung, verglichen mit einer Gleitlagerung, senken.

Es wurden insgesamt vier Konzepte mit der Verwendung eines Wälzlagers als Kurbelwellenhauptlager und zwei Konzepte mit zwei Wälzlageren erstellt. Die Konzepte unterscheiden sich darin, ob ein Innenring benötigt wird und ob das Wälzlager als Fest- oder Loslager fungiert. Das Konzept 1.4 stellte sich als das wirtschaftlichste Konzept heraus. Hierbei wird ein Wälzlager mit der Funktion als Festlager am vorderen Kurbelwellenende eingesetzt, das sowohl ein Radial-Gleitlager, als auch die Anlaufscheiben ersetzt. Es wurde dabei eine CO_2 -Reduzierung von $0,6 \text{ gCO}_2/\text{km}$ für den NEFZ berechnet.

Eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung zeigt, dass der Kosten/Nutzen-Faktor am höchsten ist, wenn Zylinderrollenlager mit Innenringen auf die nicht wälzefeste Serienkurbelwelle aufgebracht werden. Das Konzept könnte nach vorsichtigen Schätzungen unter 60 Geldeinheiten / (gCO_2/km) umgesetzt werden.

Ausblick

Bei erfolgreichem Einsatz der Wälzlager zur Kurbelwellenhauptlagerung könnten in einem nächsten Schritt alle Hauptlager durch Zylinderrollenlager substituiert werden. Bei dem Vorhaben kann das Reibmoment noch weiter reduziert werden. Es wird dabei in der hier verwendeten Fahrzeugkonfiguration eine Reduzierung von 2,4 gCO₂/km im NEFZ mit Leichtlauföl (2,6 mPa·s dynamische Viskosität bei 150 °C) erwartet. Hierbei besteht die Herausforderung, dass alle gleitgelagerten Pleuellager mit Öl versorgt werden müssen. Ebenso wird erwartet, dass die Körperschallintensität unter Last im Vergleich zur teilwäzgelagerten Kurbelwelle mit nur zwei Wälzlagern ansteigt.

9 Literaturverzeichnis

- [1] EG. *Begrenzung des globalen Klimawandels auf 2 Grad Celsius*. Amt für amtliche Veröffentlichungen der Europäischen Gemeinschaften, Luxemburg, 2007.
- [2] EU. *Klimaschutz in Deutschland: Umweltpolitik*. Amt für amtliche Veröffentlichungen der Europäischen Union, Bonn, 1997.
- [3] M. Jordan. *Smart hat die CO₂-ärmste Neuwagenflotte*: <http://blog.mercedes-benz-passion.com/2013/01/smart-hat-die-co2-armste-neuwagenflotte/>. Höttingen, 2013.
- [4] R. van Basshuysen and F. Schäfer. *Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven ; mit 1804 Abbildungen und mehr als 1400 Literaturstellen*. ATZ/MTZ-Fachbuch. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2011.
- [5] Statista GmbH. *Verteilung des Kraftstoffenergieverbrauchs bei Fahrzeugen nach Ursachen*: <http://de.statista.com/statistik/daten/studie/151775/umfrage/verteilung-des-kraftstoffenergieverbrauchs-bei-fahrzeugen/>. Hamburg, 2015.
- [6] R. Golloch. *Downsizing bei Verbrennungsmotoren: Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung*. Springer, Berlin und Heidelberg, 2005.
- [7] M. Kalenborn. *Vollwälzgelagerter Kurbeltrieb für einen PKW-Ottomotor zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs: Dissertation*. Aachen, 2009.
- [8] C.-S. Ernst. *CO₂-Reduzierungspotenziale bei PKW bis 2020 - Abschlussbericht 113510*: <http://www.bmwi.de/DE/Mediathek/publikationen,did=552398.html>. Aachen, 2012.
- [9] B. Schlecht. *Maschinenelemente 2: Lager und Getriebe*. Pearson Education Deutschland GmbH, München, 2009.
- [10] R. Radanovics. *Optimierung der Pleuellagerung an einem wälzgelagerten Ottomotor: Diplomarbeit unter Verschluss*. Brandenburgische Technische Universität Cottbus-Senftenberg, Cottbus-Senftenberg, 2014.
- [11] J. von Hollen. *Reibung von Kurbelwellen-Wälzlagern: Dissertation*. Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, Hannover, 2013.
- [12] J. Dohmen. *Untersuchungen zum reibungsoptimierten Triebwerk an Pkw-Verbrennungsmotoren: Dissertation*. Aachen, 2003.

- [13] S. Schmidt, D. Bartel, and L. Deters. *Ergebnisse aus Reibmomentenmessungen mit Wälzlagern als Kurbelwellenhauptlager, Manuskript*. Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Tribologie, Magdeburg, 2011.
- [14] V. Buchmiller. *Wälzgelagerter Kurbeltrieb - Potenzial von Wälzlagern im Verbrennungsmotor: Dissertation*. Technische Universität Kaiserslautern, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik, Kaiserslautern, 2015.
- [15] G. Genta and L. Morello. *The Automotive Chassis: Vol. 1: Components Design*. Mechanical Engineering Series. Springer Netherlands, Dordrecht, 2009.
- [16] S. Zima. *Kurbeltriebe: Konstruktion, Berechnung und Erprobung von den Anfängen bis heute*. ATZ-MTZ-Fachbuch. Vieweg, Braunschweig, 1999.
- [17] D. Taulbut. *Bearings Development: http://www.grandprixengines.co.uk/Note_18.pdf*.
- [18] T. Stiegler. *Der Trabant wird 50! In guten wie in schlechten Zeiten, 1. Auflage*. Saxo-Phon, Dresden, 2007.
- [19] P. Solfrank. *Chancen zur CO₂-Reduzierung durch den Einsatz von Wälzlagern im Motor: MTZ 07-08*. 2008.
- [20] D. Shawcross, Pumphrey C., and Arnall D. *A Five-Million Kilometre, 100-Vehicle Fleet Trial, of an Air-Assist Direct Fuel Injected, Automotive 2-Stroke Engine: SAE 2000-01-0898*. Detroit, Michigan USA, 2000.
- [21] J. Wemhöner, B. Bergrath, and J. Kreuser. *RolaMot - Erforschung des Einsatzes von Siliciumnitrid-Wälzlagern in einem Ottomotor zur Herabsetzung der inneren Motorreibung mit dem Ziel der Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und der CO₂-Emissionen: BMBF-Verbundprojekt (03N3115)*. Fraunhofer Institut Werkstoffmechanik. Herzogenrath, 2007.
- [22] P. Genender, K. Wolff, and C. Steffens. *Acoustic Challenges of Roller Bearings in Combustion Engines*. FEV Motorentechnik GmbH, Aachen, 2009.
- [23] C. W. Shattuck. *Evaluation of a low friction - High efficiency roller bearing engine*. The Timken Company, United States. Dept. of Energy. Golden Field Office and Distributed by the Office of Scientific and Technical Information, U.S. Dept. of Energy, Canton, Ohio, 2009.
- [24] M. Schorgel. *Konzeption und Dimensionierung einer Kurbelwelle für einen wälzgelagerten Verbrennungsmotor: Diplomarbeit*. Otto-von-Guericke-Universität, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Tribologie, Magdeburg, 2008.
- [25] H. Grohe and G. Russ. *Otto- und Dieselmotoren: Arbeitsweise, Aufbau und Berechnung von Zweitakt- und Viertakt-Verbrennungsmotoren, 15. Ausgabe*. Kamprath-Reihe. Vogel, Würzburg, 2010.
- [26] U. Todsen. *Verbrennungsmotoren*. Hanser, München, 2012.

-
- [27] R. Patzwald. *Magnetische Flüssigkeiten als Schmierstoff in hydrodynamischen Gleitlagern: Dissertation*. Technische Universität Berlin, Fakultät V – Verkehrs- und Maschinensysteme, Berlin, 2003.
- [28] K.-H. Grote and J. Feldhusen. *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau, 24. Auflage*. Springer, Berlin und Heidelberg, 2014.
- [29] W. Matek, H. Roloff, and D. Muhs. *Roloff/Matek Maschinenelemente, 18. Auflage*. Vieweg Fachbücher der Technik. Vieweg, Wiesbaden, 2007.
- [30] W. Steinhilper. *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2: Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben, 7. Auflage*. Springer-Lehrbuch. Springer, Berlin und Heidelberg, 2012.
- [31] DIN. *DIN 31652: Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb - Berechnung von Kreiszyylinderlagern*. Beuth Verlag, Berlin, 1983.
- [32] G. Vogelpohl. *Betriebssichere Gleitlager: Berechnungsverfahren für Konstruktion u. Betrieb*. Springer, Berlin, 1967.
- [33] B. Künne. *Köhler-Rögnitz, Maschinenteile, 9. Auflage*. Vieweg + Teubner, Wiesbaden, 2004.
- [34] D. Bartel. *Simulation von Tribosystemen: Grundlagen und Anwendungen*. Wissenschaft. Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage, Wiesbaden, 2010.
- [35] DIN. *DIN 281: Wälzlager - Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer*. Beuth Verlag, Berlin, 2010.
- [36] J. Brändlein, P. Eschmann, L. Hasbargen, and K. Weigand. *Die Wälzlagerpraxis: Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen, 3. Auflage*. Vereinigte Fachverlage GmbH, Mainz, 1998.
- [37] DIN. *DIN 5412-1: Wälzlager - Zylinderrollenlager - Teil 1: Einreihig, mit Käfig, Winkelringe*. Beuth Verlag, Berlin, 2005.
- [38] A. Palmgren. *Neue Untersuchungen über Energieverluste in Wälzlagern*. Wälzlagertechnische Mitteilungen. SKF Kugellagerfabriken, Schweinfurt, 1957.
- [39] T. Steinert. *Das Reibmoment von Kugellagern mit bordgeführtem Käfig: Dissertation*. Shaker, Aachen, 1996.
- [40] H. Baly. *Reibung fettgeschmierter Wälzlager: Dissertation*. Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, Hannover, 2005.
- [41] C. Meyer. *Reibung in hoch belasteten EHD-Wälzkontakten: Dissertation*. Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, Hannover, 2010.

- [42] G. Poll, D. Wang, and T. Neubauer. *Wälzlager-Reibmomente unter Berücksichtigung der Schmierstoff-Rheologie und Versorgung: Gleit- und Wälzlagerungen VDI Berichte 2147*. VDI, Düsseldorf, 2011.
- [43] G. Poll and D. Wang. *Wirkungsgradoptimiertes Getriebe Abschlussbericht, Low Friction Powertrain, Teilprojekt G2.1, Vorhaben Nr. 981*. Frankfurt am Main, 2013.
- [44] W. Steinhilper and R. Röper. *Maschinen- und Konstruktionselemente 3, 2. Auflage*. Springer-Lehrbuch. Springer, Berlin, 1996.
- [45] FAG. *Schmierung von Wälzlagern: Publ. Nr. 81 115/4 DA*. Schweinfurt, 1990.
- [46] J. Koryciak. *Einfluss der Ölmenge auf das Reibmoment von Wälzlagern mit Linienerührung: Dissertation*. Ruhr-Universität Bochum, Fakultät für Maschinenbau, Institut für Konstruktionstechnik, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Getriebe und Kraftfahrzeuge, Bochum, 2007.
- [47] DIN. *DIN 611: Wälzlager - Übersicht*. Beuth Verlag, Berlin, 2010.
- [48] S. G. Kelemen. *Potentiale der Schallemissionsanalyse zur Charakterisierung von trockenlaufenden Friktionssystemen: Dissertation*. Universität Karlsruhe, Fakultät für Maschinenbau, Karlsruher Institut für Maschinenbau (KIT), Institut für Produktentwicklung (IPEK), Karlsruhe, 2012.
- [49] Hisham A.-A. *On the interdependence between kinetics of friction-released thermal energy and the transition in wear mechanisms during sliding of metallic pairs: Wear - Volume 254, Issue 9*. Elsevier Verlag, Ilmenau, 2003.
- [50] V. M. Baranov. *Acoustic emission in friction, 1. Auflage, Band Nr. 53*. Tribology and interface engineering series. Elsevier, Amsterdam und Boston, 2007.
- [51] L. Wang and R. J. K. Wood. *Acoustic emissions from lubricated hybrid contacts: Tribology International 42*. 2009.
- [52] A. Albers, H.T Nguyen, and Burger W. *Energieeffizienzsteigerung von stationär betriebenen hydrodynamischen Gleitlagern durch aktive Regelung des Schmiermitteldurchflusses: Gleit- und Wälzlagerungen VDI Berichte 2147*. VDI, Düsseldorf, 2011.
- [53] VDI. *VDI Richtlinie 2204: Gleitlagerberechnung: Hydrodynamische Gleitlager für stationäre Belastung*. Beuth Verlag, Berlin, 1992.
- [54] B. E. Klamecki and J. Hanchi. *Wear process description based on acoustic emission*. Journal of Tribology Nr. 112, 1990.
- [55] M. Dickerhof. *Potentiale der Schallemissionsanalyse zur Überwachung und Diagnose tribologischer Systeme: Dissertation*. Forschungsberichte IPEK. Universität Karlsruhe, Fakultät für Maschinenbau, Karlsruher Institut für Maschinenbau (KIT), Institut für Produktentwicklung (IPEK), Karlsruhe, 2011.

- [56] J. Kolerus. *Technisches Messen - Schallemissionsanalyse*. tm Nr. 47, 1980.
- [57] L. Cremer and M. Heckl. *Körperschall: Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen, 2. Auflage*. Springer, Berlin, 1996.
- [58] M. Möser. *Technische Akustik, 8. Auflage*. VDI-Buch. Springer, Dordrecht, Heidelberg, London und New York, 2009.
- [59] Kistler Gruppe. *Datenblatt Kistler Schallemissionssensor 8152C*. Winterthur, Schweiz, 2014.
- [60] W. Burger. *Beiträge zur Messtechnik an geschmierten Gleit- und Wälzkontakten: Dissertation*. Universität, Karlsruhe, 1993.
- [61] P. Zargari. *Einfluß der Makrogeometrie auf Tragfähigkeit und Betriebssicherheit von Gleitlagern: Dissertation*. Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule (RWTH), Aachen, 1980.
- [62] U. Lehmann. *Das Reibungsverhalten instationär belasteter Radialgleitlager bei sehr kleinen Spalten und im Mischreibungsbereich: Dissertation*. Universität, Karlsruhe, 1988.
- [63] T. Hebbeker. *Physik II - Onlineskript: http://web.physik.rwth-aachen.de/~hebbeker/lectures/ph2_02/p202_106.htm*. Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule (RWTH), Aachen, 2002.
- [64] F. H. Theyse. *Some aspects of the influence of hydrodynamic film formation on the contact between rolling/sliding surfaces: Wear 9, Nr. 1,.* Elsevier, 1966.
- [65] B. Künne. *Einführung in die Maschinenelemente: Gestaltung, Berechnung, Konstruktion, 2. Auflage*. Teubner, Stuttgart, 2001.
- [66] Daimler AG. *Eigentum der Daimler AG*.
- [67] A. Wang. *Untersuchung des Reibmoments durch den Einsatz von Wälzlagern im hybriden Kurbeltrieb: Betreute Diplomarbeit unter Verschluss*. Technische Universität - Institut für Automobiltechnik - Lehrstuhl Verbrennungsmotoren, Dresden, 2014.
- [68] T. Wu. *Untersuchung des Reibmoments durch den Einsatz von Wälzlagern im hybriden Kurbeltrieb: Betreute Bachelorarbeit unter Verschluss*. Hochschule - Fakultät Maschinenbau und Fahrzeugtechnik, Ulm, 2013.
- [69] S. Rong. *Vergleich von Wälzlagertypen als Hauptlagerung einer Kurbelwelle zur Reibleistungsreduzierung im Verbrennungsmotor: Betreute Bachelorarbeit unter Verschluss*. Hochschule - Fakultät Maschinenbau und Fahrzeugtechnik, Ulm, 2015.
- [70] P. Möllerke. *Untersuchung der Systemeigenschaften einer teilwälzgelagerten Kurbelwelle: Betreute Bachelorarbeit unter Verschluss*. Otto-von-Guericke-Universität, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Tribologie, Magdeburg, 2014.

- [71] M. Schöck. *Potentiale der Körperschallemissionsanalyse zur Untersuchung des tribologischen Kontakts von Gleitlagern im Verbrennungsmotor: Betreute Bachelorarbeit unter Verschluss*. Universität Karlsruhe, Fakultät für Maschinenbau, Karlsruher Institut für Maschinenbau (KIT), Institut für Produktentwicklung (IPEK), Karlsruhe, 2013.
- [72] H. Domininghaus, P. Elsner, P. Eyerer, and T. Hirth. *Kunststoffe: Eigenschaften und Anwendungen, 8. Auflage*. VDI-Buch. Springer, Heidelberg, 2012.
- [73] A. Keßler. *Schiefstellung und Axialschubverhalten von Zylinderrollenlagern: Dissertation*. Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, Hannover, 2010.
- [74] CooperBearingsGroup. *01E Series Split Roller Bearing: 100 Years of Cooper Split Roller Bearings* <https://www.cooperbearings.com/downloads/English/01E%20Series%20Split%20Roller%20Bearings.pdf>. 2008.
- [75] E. Tack. *Wider schleppende Momente: Statistische Verfahren reduzieren Messreihen, QZ (Qualität und Zuverlässigkeit) 04/2015*. Hanser Verlag, München, 2015.

A Anhang

Im Anhang befinden sich eine Übersicht der Viskositätskennfelder der verwendeten Öle, geometrische Messdaten der verwendeten Kurbeltriebskomponenten, eine Messsystemanalyse des mobilen Reibleistungsprüfstands, Campbelldiagramme der Körperschallmessungen, sowie Charakteristika und Details der Kurbeltriebsmodifikationen von Dohmen und Kalenborn [7, 12].

Messsystemanalyse MRP

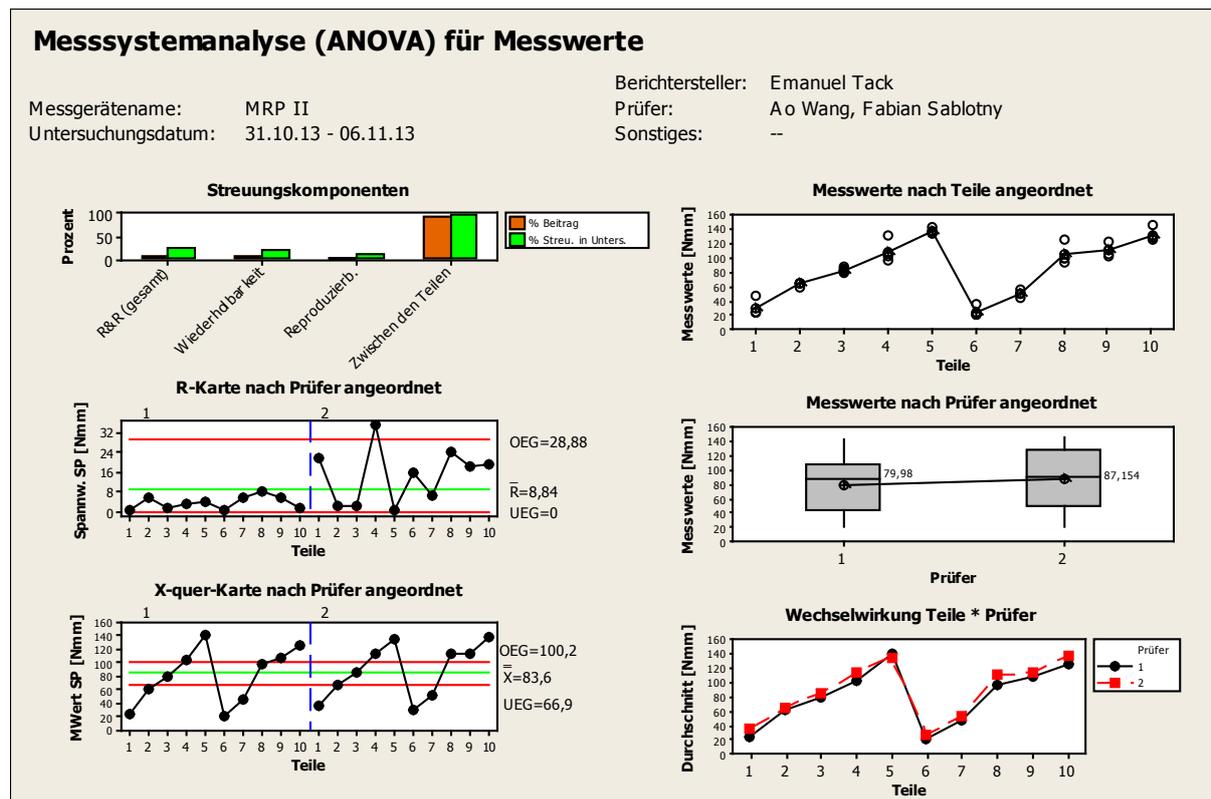


Abbildung A.1: Reibleistungstechnischer Vergleich am MRP - Einfluss Bediener [75]

Verwendete Öle

Tabelle A.1: Öl A, Standard-Motorenöl mit HTHS-Kennwert 2,9

Temperatur T [° C]	Dynamische Viskosität [mPa·s]	Kinematische Viskosität [mm ² /s]	Dichte [kg/dm ³]
-30	4930	–	–
-20	1750	–	–
-10	698,3	–	–
0	315,8	–	–
10	167,2	196,24	0,852
20	96,25	113,77	0,846
30	59,63	71,07	0,839
40	39,23	47,09	0,833
50	27,45	33,19	0,827
60	19,80	24,15	0,820
70	14,90	18,30	0,814
80	11,47	14,20	0,808
90	9,14	11,40	0,802
100	7,46	–	–
110	6,19	–	–

Tabelle A.2: Öl B, Leichtlauf-Motorenöl aus der Forschung mit HTHS-Kennwert 2,6

Temperatur T [° C]	Dynamische Viskosität [mPa·s]	Kinematische Viskosität [mm ² /s]	Dichte [kg/dm ³]
-30	3222	–	–
-20	1190	–	–
-10	503,80	–	–
0	242,50	–	–
10	130,00	150,29	0,865
20	75,88	88,34	0,859
30	47,73	56,02	0,852
40	32,13	37,98	0,846
50	22,97	27,38	0,839
60	17,22	20,67	0,833
70	13,40	16,22	0,826
80	10,70	13,05	0,820
90	8,74	10,74	0,814
100	7,36	–	–
110	6,25	–	–

Geometrische Messungen

Im Rahmen der Arbeit wurden die Komponenten geometrisch vermessen. Hierzu zählen fünf verwendete Kurbelgehäuse, drei Kurbelwellen und zwei ungekröpfte Prüfwellen für den Einsatz am DLP. Es existieren zwei Kurbelgehäuse mit fünf Gleitlagern, ein Kurbelgehäuse mit einem Wälzlager und zwei Kurbelgehäuse mit jeweils zwei Wälzlagern.

Betriebsspiele der Hauptlagerungen

Tabelle A.3: Übersicht Betriebsspiel der Hauptlagerungen

Bezeichnung	s_{HL1} [μm]	s_{HL2} [μm]	s_{HL3} [μm]	s_{HL4} [μm]	s_{HL5} [μm]
5GL Ref.	46-51	45-52	40-46	43-50	39-51
1WL 4GL	40-45	49-58	46-55	48-56	40-55
2WL 3GL	30-60	51-56	48-53	49-54	30-60
DLP 5GL	37-52	39-55	48-54	51-60	51-61
DLP 2WL 3GL	12-20	36-45	41-48	38-47	11-19

Geometrische Messungen der Kurbelgehäuse

Tabelle A.4: Übersicht Rundheit der Hauptlagergasse inklusive Lagerungen

Bezeichnung	Rdh. HL 1 [μm]	Rdh. HL 2 [μm]	Rdh. HL 3 [μm]	Rdh. HL 4 [μm]	Rdh. HL 5 [μm]
5GL Ref.	k.A.	k.A.	k.A.	k.A.	k.A.
1WL 4GL	30	8	8	8	17
2WL 3GL	16	6	6	5	7
DLP 5GL	15	9	7	11	12
DLP 2WL 3GL	27	8	6	9	24

Tabelle A.5: Koaxialität der Kurbelgehäuse-Hauptlager inklusive Lagerungen, HL 2 und HL 4 bilden eine Bezugsachse

Bezeichnung	Koax. HL 1 [μm]	Koax. HL 2 [μm]	Koax. HL 3 [μm]	Koax. HL 4 [μm]	Koax. HL 5 [μm]
5GL	k.A.	k.A.	k.A.	k.A.	k.A.
1WL 4GL	23	3	6	4	8
2WL 3GL	25	2	4	3	44
DLP 5GL	14	7	8	8	18
DLP 2WL 3GL	27	6	12	8	43

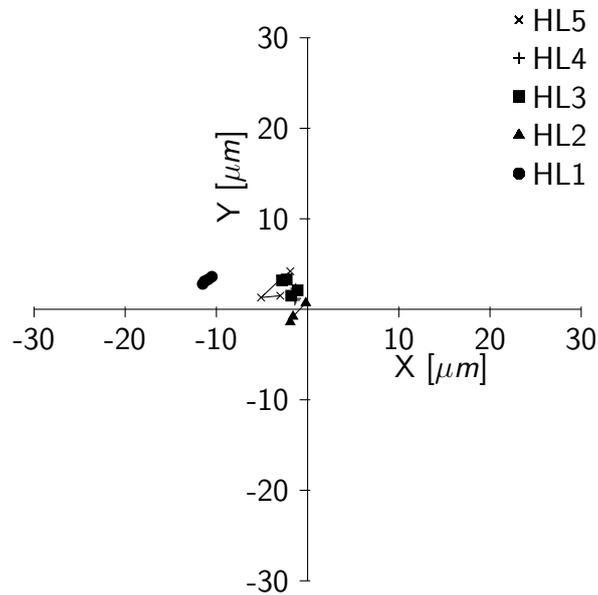


Abbildung A.2: 1WL 4GL, Messung der Kurbelgehäuselagergasse, Position der Hauptlager im Bezug zur Achse aus HL 2 und HL 4

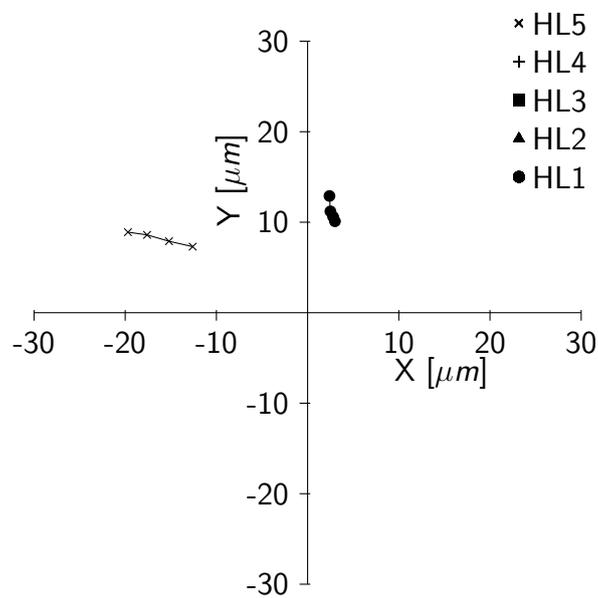


Abbildung A.3: 2WL 3GL, Messung der Kurbelgehäuselagergasse, Position der Hauptlager im Bezug zur Achse aus HL 2 und HL 4

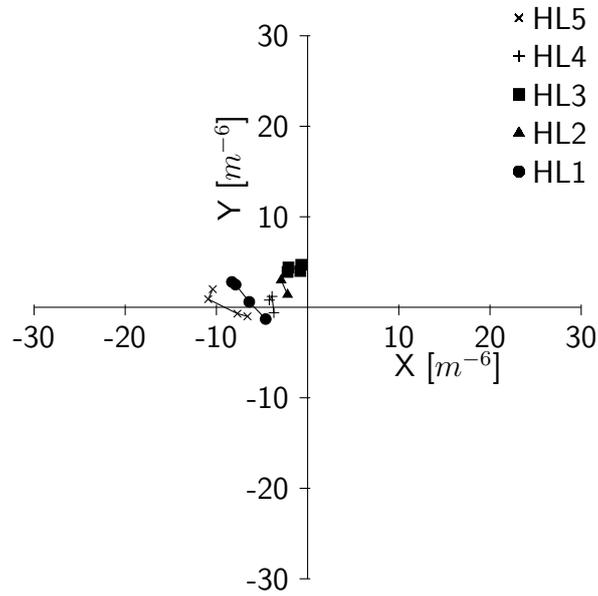


Abbildung A.4: DLP 5GL, Messung der Kurbelgehäuselagergasse, Position der Hauptlager im Bezug zur Achse aus HL 2 und HL 4

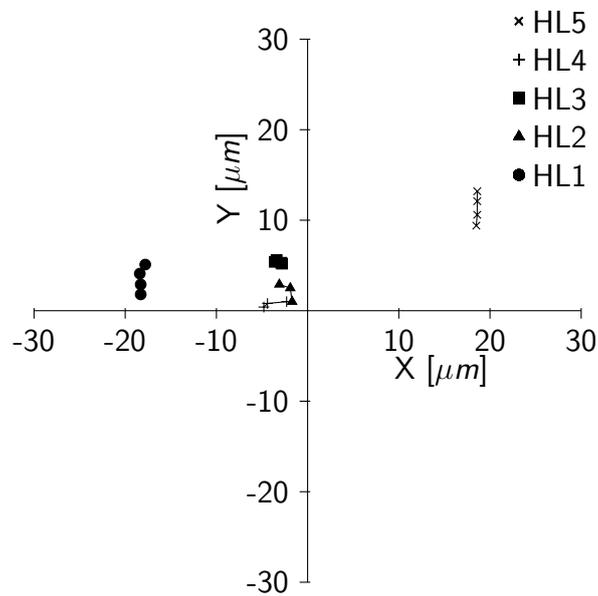


Abbildung A.5: DLP 2WL 3GL, Messung der Kurbelgehäuselagergasse, Position der Hauptlager im Bezug zur Achse aus HL 2 und HL 4

Geometrische Messungen der Wellen

Bei der geometrischen Vermessung der teilwäzgelagerten Kurbelwellen, bilden die Wälz-lagerinnenringe mit der Welle bereits eine Einheit. Die Durchmesser der Lagerringlaufbah-nen werden mit dem Hullkreisverfahren ausgewertet, wie das in der Wälz-lagerindustrie Standard ist. Bei den Gleitlagern wird standardmäßig der Gaukreis zur Spielberechnung verwendet.

Tabelle A.6: Rundheit der Kurbelwellen-Hauptlagerzapfen inklusive Innenring auf HL 1 und HL 5

Bezeich- nung	Rdh. HL 1 [μm]	Rdh. HL 2 [μm]	Rdh. HL 3 [μm]	Rdh. HL 4 [μm]	Rdh. HL 5 [μm]
5GL	k.A.	k.A.	k.A.	k.A.	k.A.
1WL 4GL	5	1	1	1	1
2WL 3GL	5	1	1	1	5
DLP 5GL	1	1	2	1	2
DLP 2WL 3GL	3	1	1	1	2

Tabelle A.7: Übersicht Koaxialität der Kurbelwellen-Hauptlagerzapfen inklusive Lage-
rungen, HL 1 und HL 5 bilden eine Bezugsachse

Bezeich- nung	Koax. HL 1 [μm]	Koax. HL 2 [μm]	Koax. HL 3 [μm]	Koax. HL 4 [μm]	Koax. HL 5 [μm]
5GL	0	k.A.	k.A.	k.A.	0
1WL 4GL	0	28	27	24	0
2WL 3GL	0	19	20	17	0
DLP 5GL	0	4	4	2	0
DLP 2WL 3GL	0	2	1	1	0

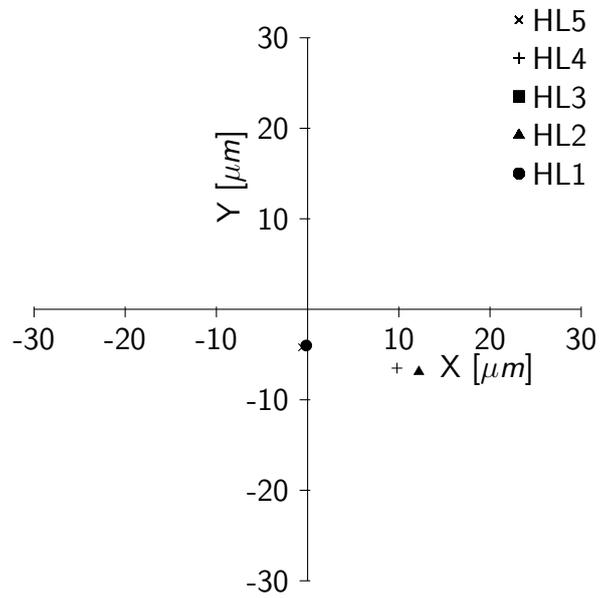


Abbildung A.6: 1WL 4GL, Messung der Kurbelwelle, Position der Hauptlager im Bezug zur Achse aus HL 1 und HL 5

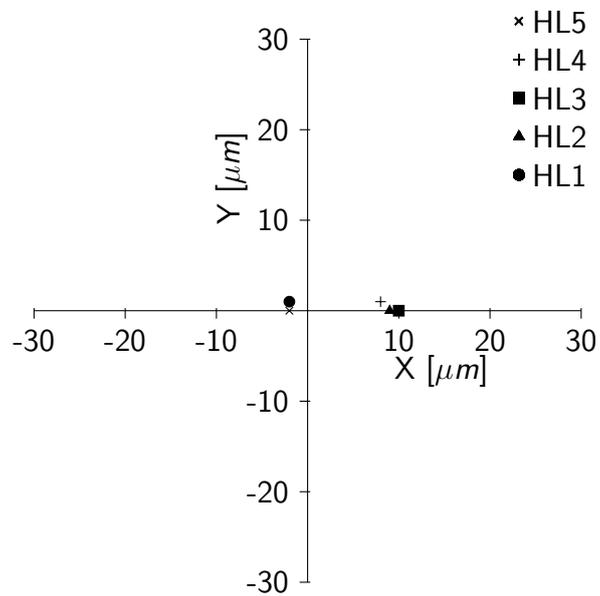


Abbildung A.7: 2WL 3GL, Messung der Kurbelwelle, Position der Hauptlager im Bezug zur Achse aus HL 1 und HL 5

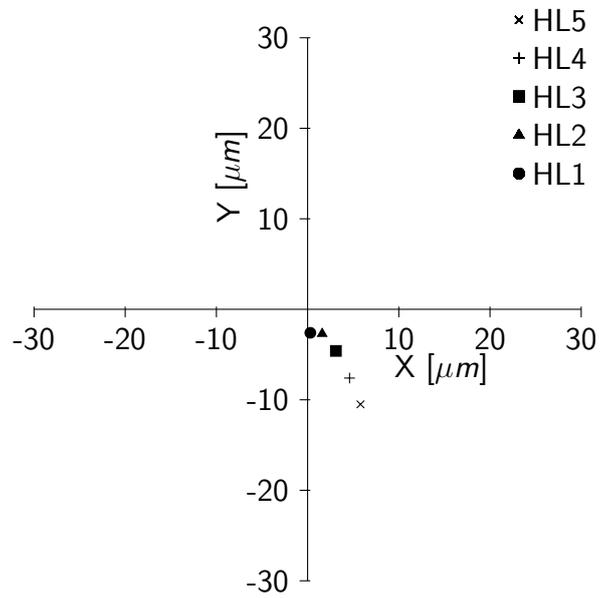


Abbildung A.8: DLP 5GL, Messung der Prüfwellen, Position der Hauptlager im Bezug zur Achse aus HL 1 und HL 5

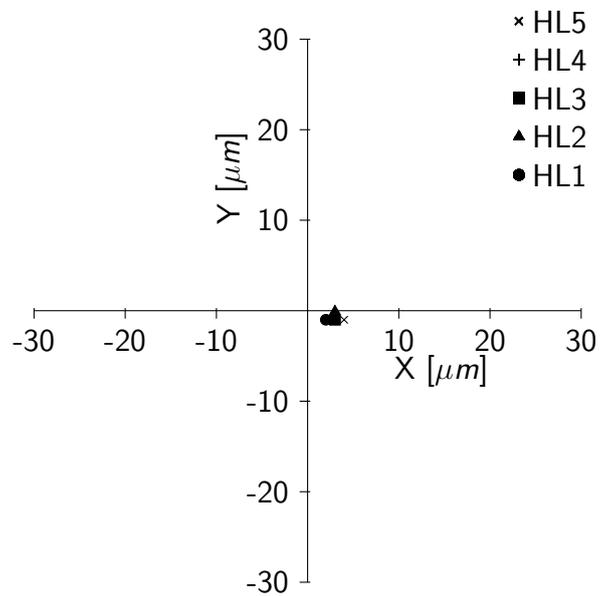


Abbildung A.9: DLP 2WL 3GL, Messung der Prüfwellen, Position der Hauptlager im Bezug zur Achse aus HL 1 und HL 5

Wälzlager

Die verwendeten Wälzlager und dessen Komponenten sind auf Innen-, sowie Außendurchmesser und Rundheit vermessen worden. Die verwendeten Wälzlager haben laut Katalog eine Breite von 18 mm, einen Bohrungsdurchmesser von 55 mm und einen Außendurchmesser von 90 mm. In den Tabellen A.8 und A.9 sind die Mittelwerte der geometrischen Messungen von zwei Innenringen, zwei Außenringen und drei Wälzkörpern dargestellt.

Tabelle A.8: Durchmesser Innenring, Außenring, Wälzkörper; ZyRoLa NU1011 FAG

Position [mm]	D. IR- Bohrung [mm]	D. IR- Laufbahn [mm]	D. AU- Laufbahn [mm]	D. AU- Mantelfl. [mm]	D. WK [mm]
-5,5	54,998	64,421	–	89,990	–
-2,5	54,999	64,446	80,511	89,992	7,989
Mitte	54,999	64,449	80,507	89,993	7,994
2,5	54,999	64,442	80,508	89,993	7,988
5,5	54,999	64,418	–	89,993	–

Tabelle A.9: Rundheit Innenring, Außenring, Wälzkörper; ZyRoLa NU1011 FAG

Position [mm]	Rdh. IR- Bohrung [μm]	Rdh. IR- Laufbahn [μm]	Rdh. AU- Laufbahn [μm]	Rdh. AU- Mantelfl. [μm]	Rdh. WK [μm]
-5,5	2	2	–	2	–
-2,5	3	1	1	2	1
Mitte	3	1	1	1	1
2,5	3	1	1	1	1
5,5	3	3	–	2	–

Körperschallmessungen Campbelldiagramme

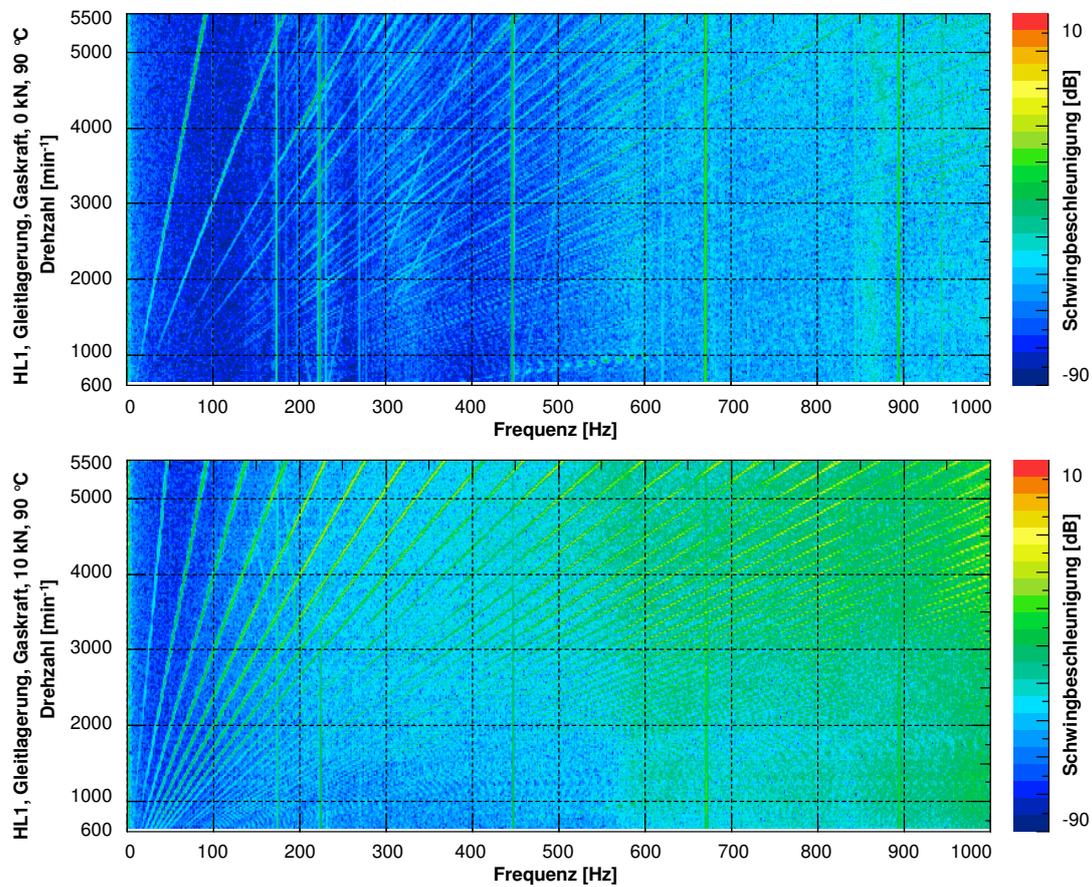


Abbildung A.10: Campbelldiagramme, Schwingbeschleunigung an HL1 gleitgelagerter Aufbau, v. o. n. u. $F_{Kolben} = 0 \text{ kN}$ und 10 kN Gaskraft, ÖlB, $T_{KGH,in} = 90 \text{ °C}$

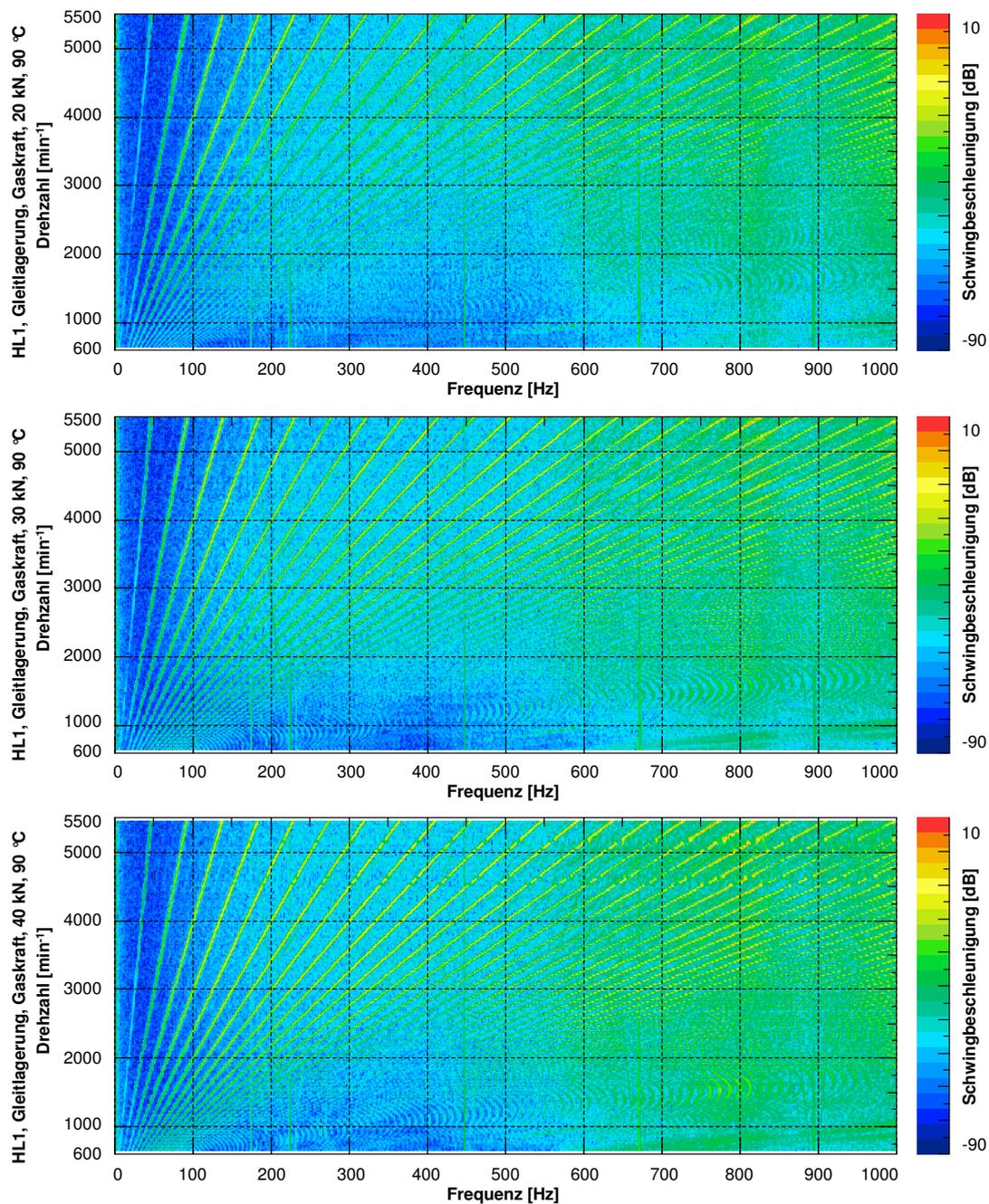


Abbildung A.11: Campbelldiagramme, Schwingbeschleunigung an HL1 gleitgelagerter Aufbau, v. o. n. u. $F_{Kolben} = 20 \text{ kN}$, 30 kN , 40 kN Gaskraft, ÖlB, $T_{KGH,in} = 90 \text{ °C}$

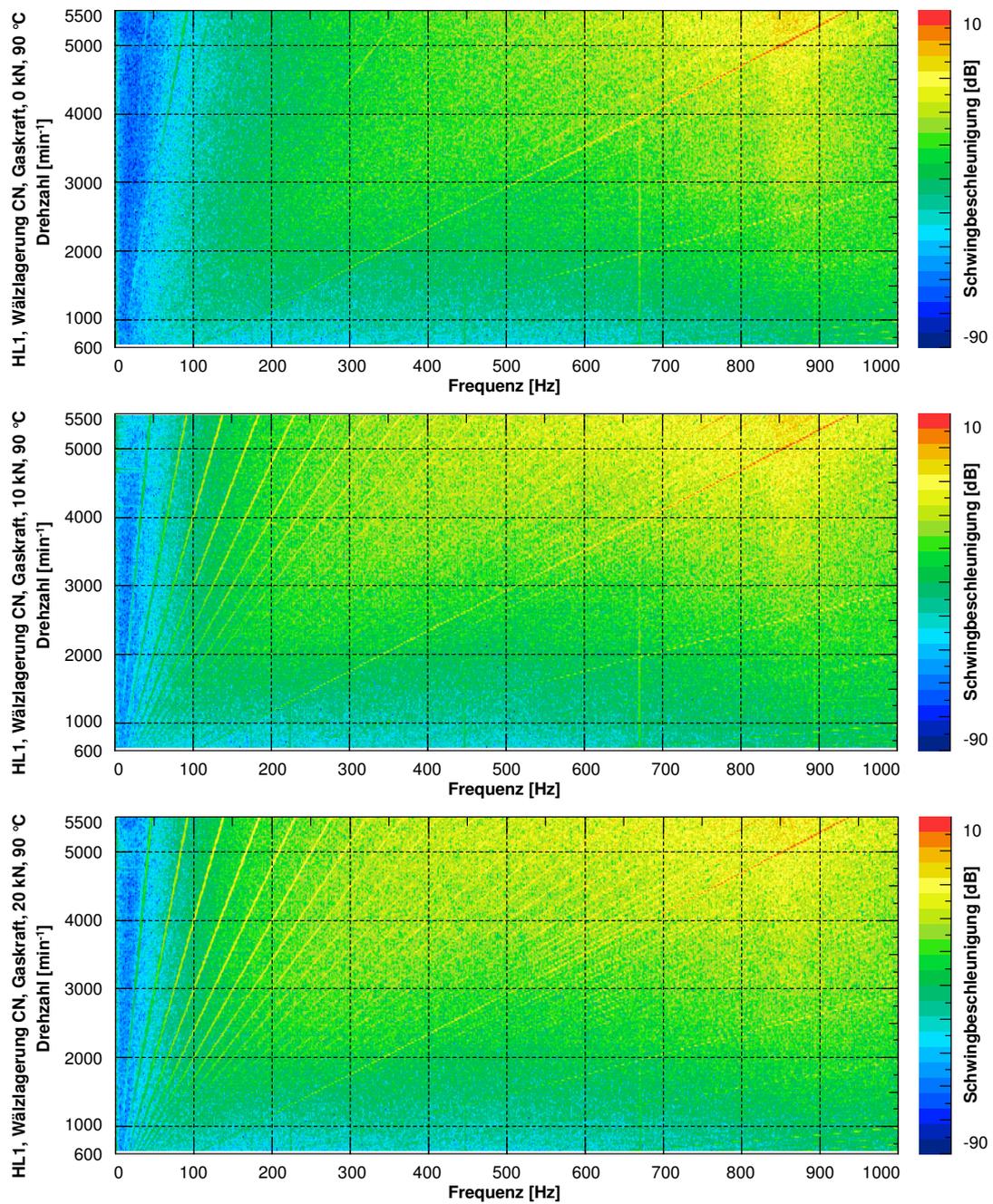


Abbildung A.12: Campbelldiagramme, Schwingbeschleunigung an HL 1 Wälzlagerung NU1011-M1 CN, v. o. n. u. $F_{Kolben} = 0 \text{ kN}$, 10 kN , 20 kN Gaskraft, ÖlB, $T_{KGH,in} = 90^\circ\text{C}$

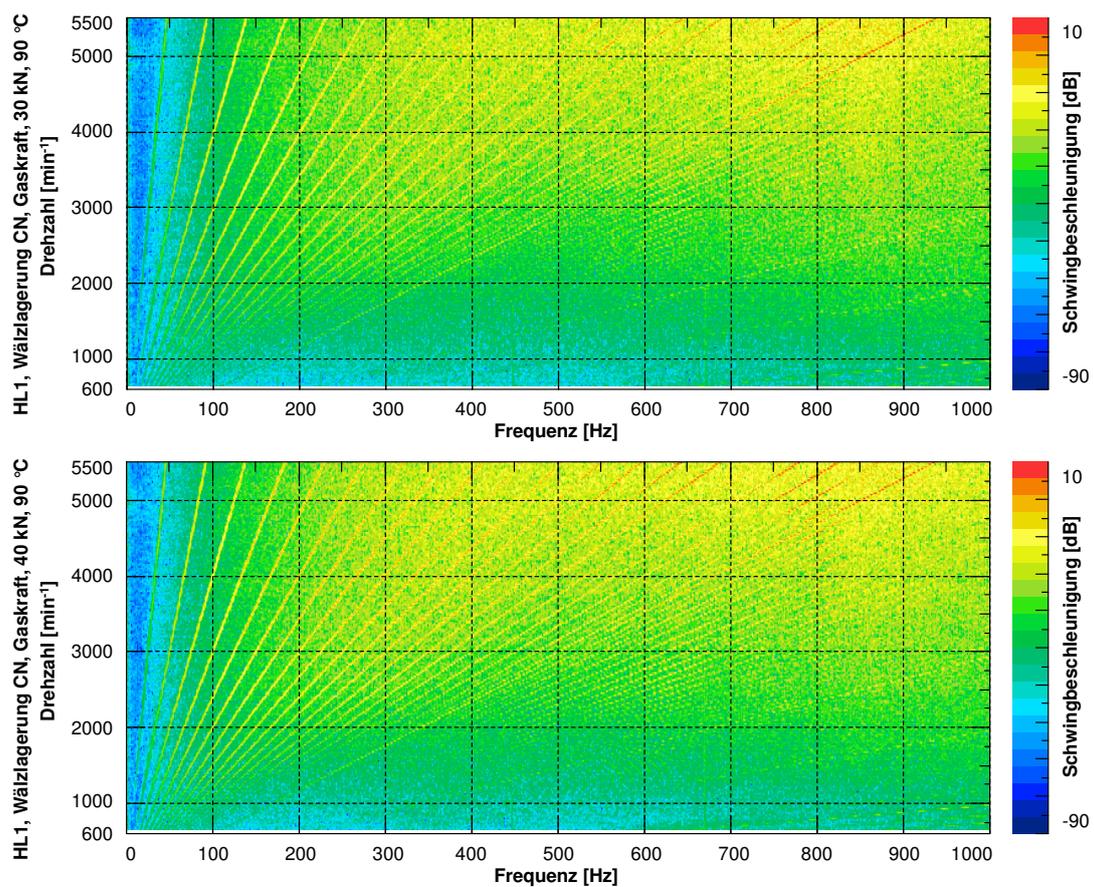


Abbildung A.13: Campbelldiagramme, Schwingbeschleunigung an HL 1 Wälzlagerung NU1011-M1 CN, oben $F_{K\text{olben}} = 30 \text{ kN}$, unten 40 kN Gaskraft, ÖlB, $T_{KGH,in} = 90^\circ\text{C}$

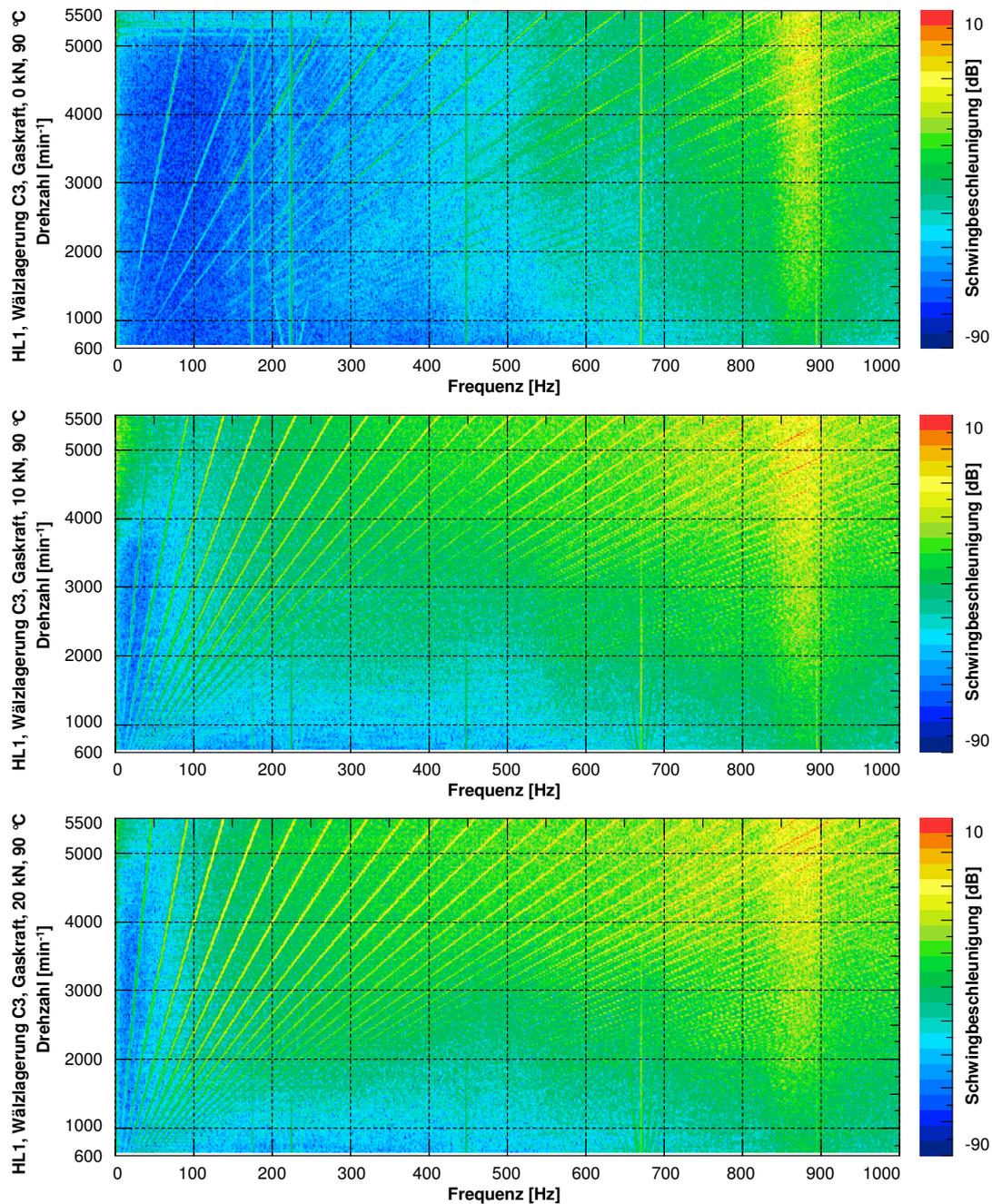


Abbildung A.14: Campbelldiagramme, Schwingbeschleunigung an HL 1 Wälzlagerung NU1011-M1 C3, v.o.n.u. $F_{Kolben} = 0 \text{ kN}, 10 \text{ kN}, 20 \text{ kN}$ Gaskraft, ÖlB, $T_{KGH,in} = 90 \text{ °C}$

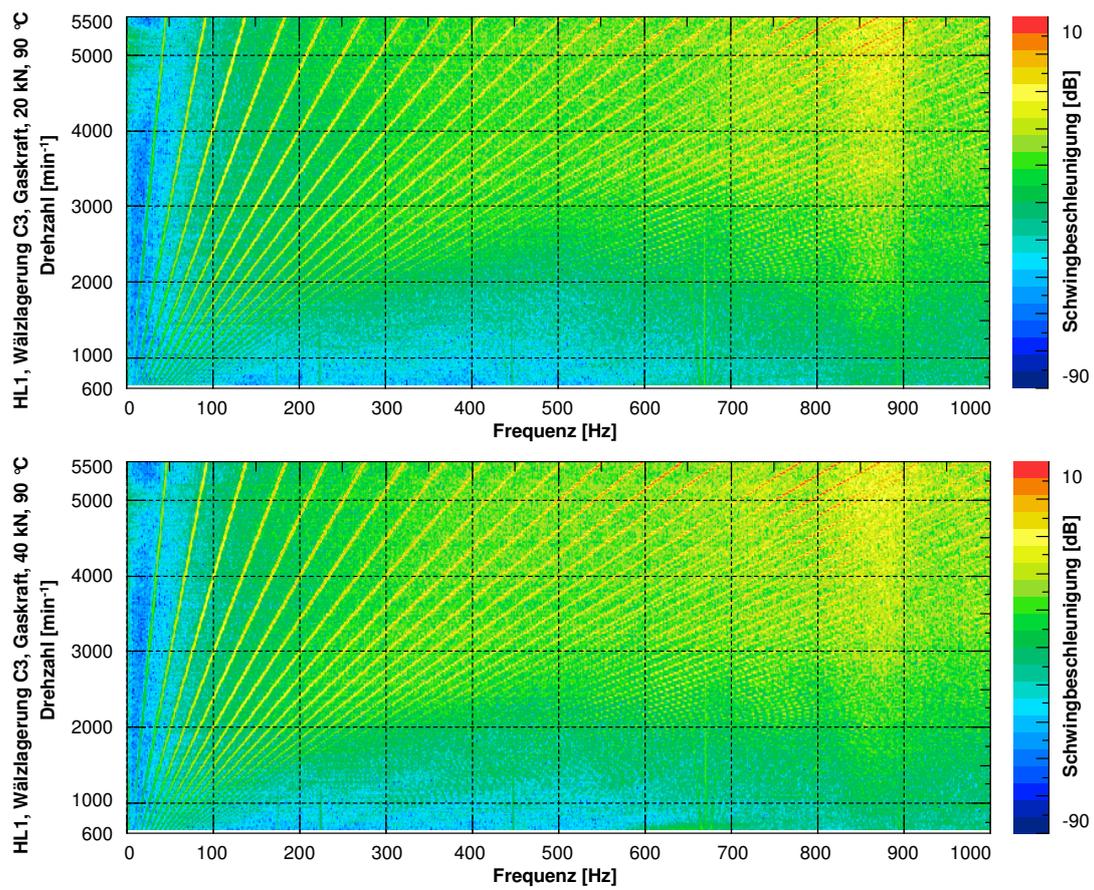


Abbildung A.15: Campbelldiagramme, Schwingbeschleunigung an HL 1 Wälzlagerung NU1011-M1 C3, oben $F_{Kolben} = 30 \text{ kN}$, unten $F_{Kolben} = 40 \text{ kN}$ Gaskraft, ÖlB, $T_{KGH,in} = 90^\circ\text{C}$

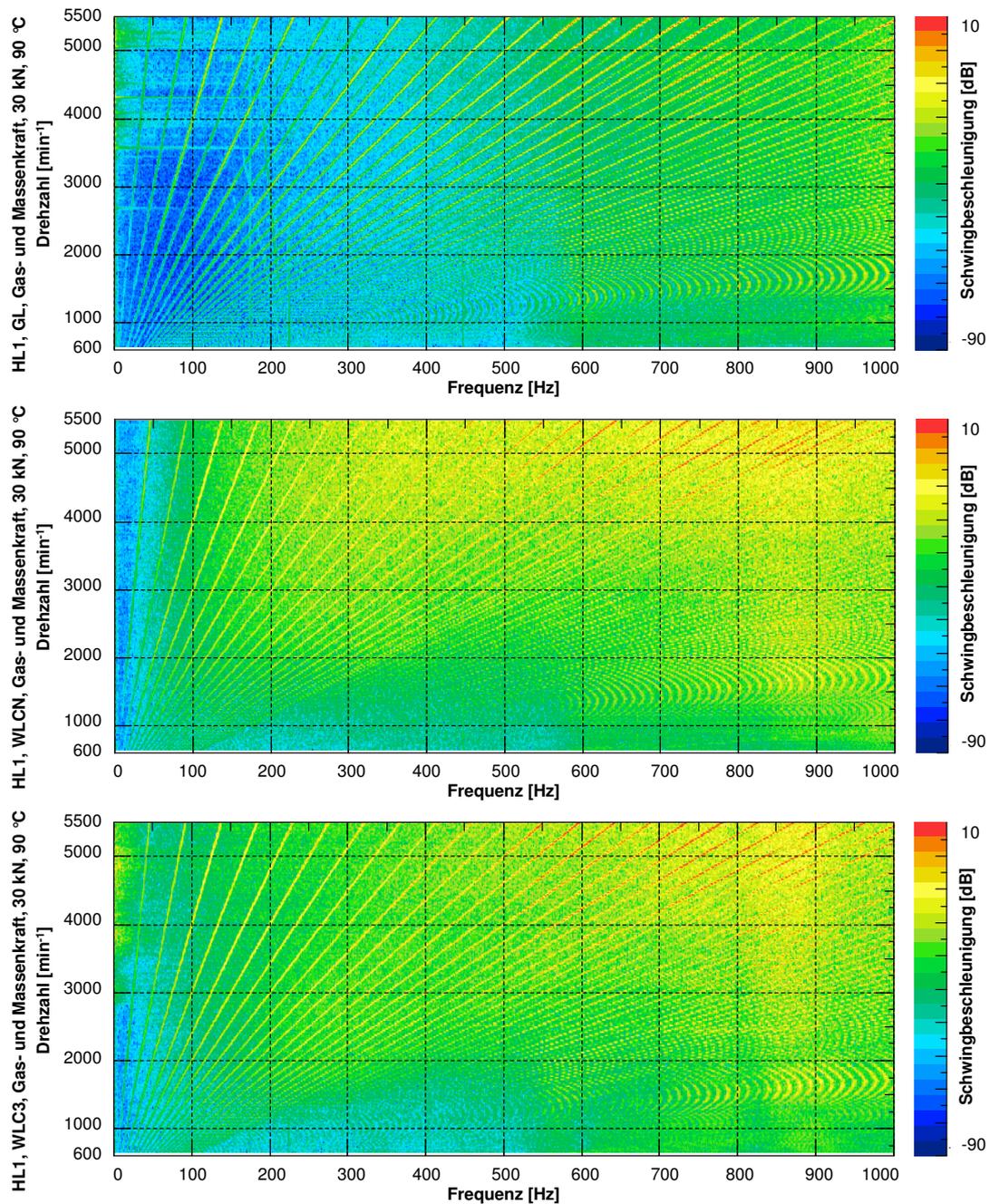


Abbildung A.16: Campbelldiagramme, Vergleich Schwingbeschleunigung an HL 1 Gleitlagerung, Wälzlagerung CN, Wälzlagerung C3, $F_{K\text{olben}} = 30 \text{ kN}$ Gaskraft mit Massenkraft, ÖlB, $T_{KGH,in} = 90 \text{ °C}$

Kurbeltriebsmodifikationen Dohmen und Kalenborn

Tabelle A.10: Übersicht Wälzlagermodifikationen Dohmen und Kalenborn

Variante WLM	Lagerspiel	Merkmale der Lagerungen HL und PL	Auswirkung auf das Pkwinnengeräusch
A0 Fahrzeug	HL 45-65 μm PL 35-60 μm	Dünnwandige Außenringe (HL 2 mm/PL 1,5 mm) und geteilte Stahlkäfige für HL und PL, Pleuel-Oberführung	Leerlauf +1,6 dB(A), Volllast bis +5 dB(A), Schub bis +10 dB(A), Artikulationsindex und Rauheit sehr ungünstig, Motor subjektiv deutlich lauter
A1.1 Fahrzeug	HL 20-45 μm PL 20-30 μm	wie WLM-A0, Pleuel-Oberführung	Subjektiv spürbare Verbesserung zu A0, insgesamt aber noch viel zu laut
A1.2 Fahrzeug	HL 25-40 μm PL 5-10 μm	5 mm dicker HL-Außenring und Pleuldirektlagerung, einteilige PEEK-Käfige HL und PL, Pleuel-Untenführung	Subjektiv kein Unterschied zum GLM feststellbar, insgesamt völlig unauffällig (vorzeitiger Versuchsabbruch wegen Lagerschaden PL 3)
A1.3 Fahrzeug	HL 25-45 μm PL 5-10 μm	5 mm dicker HL-Außenring und Pleuldirektlagerung, Stahlkäfige, Pleuel-Untenführung mit erhöhtem Axialspiel	Leerlauf unauffällig, Volllast bis +2 dB(A), Schub bis +3 dB(A), Artikulationsindex und Rauheit sowie subjektive Geräuschwahrnehmung annähernd gleich wie GLM
A2 Prüfstand	HL 25-40 μm PL 15-21 μm	9 mm dicker HL-Außenring und Pleuel-Direktlagerung, einteilige PEEK-Käfige, Bordführung der Rollen für HL und PL, Pleuel-Untenführung mit erhöhtem Axialspiel	Subjektiv kein Unterschied zum GLM feststellbar (vorzeitiger Versuchsabbruch wegen Lagerschaden PL 3)

Abbildungsverzeichnis

1.1	Einfluss der Reibungsreduzierung auf den Kraftstoffverbrauch (Reibung betrachtet bei $n = 2.000 \text{ min}^{-1}$), nach [4]	1
1.2	Prozentuale Aufteilung der Reibung eines modernen Ottomotors für den geschleppten Betrieb, nach [4]	2
1.3	Beölung aller Pleuellager über das mittlere Hauptlager (HL), Öleinspeisung über das mittlere Hauptlager [14]	3
1.4	Beölung aller Pleuellager über HL 2 und HL 4, nach [14]	4
1.5	Konzept der vorzentrierten Kurbelwelle	5
2.1	a) Fädelkurbelwelle eines Maybach-Triebwagen-Dieselmotors [16] b) rollengelagerte Scheibenwelle des 16-Zylinder-V-Schnellboot-Motors Maybach 872 bzw. 16 V 538 mit Schwingungsdämpfer [16]	8
2.2	a) Vollwälzgelagerter Dreizylinder-Zweitakt-Reihen-Ottomotor der Fa. Orbital Engine b) Kurbelwelle mit unterschiedlich großen Hauptlagerzapfen [20]	10
2.3	a) WLM-A2 Kurbeltrieb b) WLM-A-Varianten A2, A1, A0, Serien-Radialgleitlagerschale [7, 22]	11
2.4	a) WLM-B isometrische 3D-Darstellung b) WLM-B Montageprinzip Fädelwelle mit geteilten Käfigen [22]	12
2.5	Reibung pro Kurbelwellenhauptlager als Funktion des Hauptlagerdurchmessers [4]	13
2.6	a) vollwälzgelagerte V6-Kurbelwelle Timken/Toyota b) Detailansicht 3D-CAD [23]	13
2.7	Vergleich Reibmitteldrücke bei 35/35 °C und 90/90 °C Wasser/Öltemperatur [23]	14
2.8	a) Montage des Triebwerks b) Montage der Kurbelwelle [13, 24]	15
2.9	Reibmitteldruckverlauf bei 90 °C Wasser und Öltemperatur in der Demontagestufe „Kurbelwellenhauptlagerung“ bestehend aus Kurbelwelle, Hauptlagern und Radialwellendichtringen; Grundzapfen wälzgelagert; Hubzapfen mit Meistergewichte bzw. Hubzapfen ohne Meistergewichte [13]	15
2.10	Kurbeltrieb: a) Aufteilung in rotierende und oszillierende Massen b) Kräftegleichgewicht; nach [4]	16
2.11	Bezeichnungen an einer Kurbelwelle; 1 Abtriebsende, 2 Schwungradflansch, 3 Kröpfung, 4 Kurbelzapfen bzw. Hubzapfen, 5 Wellenzapfen bzw. Grundzapfen, 6 Kurbelwange, 7 freies Kurbelwellenende, nach [26]	17
2.12	Schematische Darstellung der Verformung der Kurbelwelle durch Gas- und Massenkraft, nach [26]	18

2.13	Betriebszustände in einem hydrodynamischen Gleitlager, nach [29]	19
2.14	Verlagerungswinkel für vollumschlossene Radial-Gleitlager in Abhängigkeit von b/d , sog. Gümbelscher Halbkreis, nach DIN 31652 [30, 31]	20
2.15	Druckverteilung in einem hydrodynamischen Gleitlager, nach [28]	20
2.16	Stribeck-Kurve, nach [27, 32]	22
2.17	Rollkörper für Wälzlager, nach [36]	23
2.18	Verschiedene Bauformen von Zylinderrollenlagern; v.l.n.r.: NJ, N, NU, NUP, NJ mit Winkelring, nach [36]	24
2.19	logarithmisches Zylinderrollenprofil, nach [36]	24
2.20	a) Linienberührung zweier zylindrischer Körper b) Spannungsverteilung über der rechteckigen Druckfläche, nach [36]	25
2.21	Reibungsmoment von Wälzlagern in Abhängigkeit von Drehzahl, Schmierstoffviskosität und Belastung, nach [36]	26
2.22	Notwendige Ölmenge für Minimalmengenschmierung in Abhängigkeit der Lagerbauart und Durchmesser, nach [45]	28
2.23	Einfluss der Ölmenge auf das Reibmoment eines Rillenkugellagers [46]	29
2.24	a) Radiale Steifigkeiten verschiedener Wälzlager, nach [36] b) Vergleich radiale Steifigkeiten Gleit- und Wälzlager	32
2.25	Schallpfade in einem teilwälzgelagerten Einzylinderaggregat a) Messort A b) Messort E, nach [55]	34
2.26	Absolutwerte der Körperschallmessung bei Wälzlagerlaufbahndefekt des Außenrings bei verschiedenen Drehzahlen und 5 kN Last aufgetragen nach Messort [55]	35
2.27	Prinzipskizze der Übergangswiderstandsmessung, nach [60]	36
2.28	Prinzipskizze Piezoelektrischer-Effekt bei Quarz, nach [63]	36
2.29	Übergangswiderstandsmessung und Körperschallemission bei instationären Betriebsbedingungen eines Prüflagers Glyco74 schmal [55]	37
2.30	Verspannungsschaubild vorgespannter Schraubenverbindungen, nach [30]	38
2.31	a) Verspannungsschaubild für vorgespannte Schraubenverbindungen unter Zugbelastung b) Verspanntes Schrauben-Plattensystem mit einseitiger Klemmfuge und c) zugehörigem Federmodell, nach [65]	39
2.32	Verspannungsschaubild für dynamisch belastete vorgespannte Schraubenverbindungen a) schwellende Zugkraft, b) Druckkraft, c) wechselnde Zugdruckkräfte, nach [28]	40
3.1	Schematische Vorgehensweise zur Konzeptentwicklung modifizierter Kurbeltriebe mit Teilwälzlagerung	41
3.2	Teilschnitt Reihen-Vierzylinder-Ottomotor mit der Bezeichnung M270 [66]	42
3.3	a) Seitenansicht Kurbelwelle b) Isometrische Ansicht Kurbelwelle	43
3.4	a) Anlaufscheiben b) Radial-Gleitlager	43
3.5	Vergleich der Ölviskosität von Ö1A mit Ö1B	44
3.6	Schema Schleppprüfstand Demontagestufe Kurbelwellenhauptlagerung	45
3.7	MRP Mobiler Reibleistungsprüfstand, Versuchskurbeltrieb mit Rillenkugellager bei HL 1	46
3.8	Schema MRP	46

3.9	Dynamischer Lagerprüfstand bei 5.000 min^{-1}	47
3.10	Dynamischer Lagerprüfstand Schema	48
3.11	Kurbelgehäuse mit teilwäzgelagerter Prüfwellen am DLP mit Thermoelementen Typ K, Kraftmessringen und Wegsensorik	49
3.12	Aufbau am DLP, Kraft- und Wegmessung	50
3.13	Wegmesssystem am teilwäzgelagerten Kurbeltrieb	51
3.14	Triax-Beschleunigungssensor vom Typ 356A01 der Fa. PCB	52
3.15	Messstellen für die Körperschallsensoren am DLP	53
3.16	a) Körperschallsensor 8152C b) Hochfrequenzmessverstärker der Fa. Kistler vom Typ 5125B mit geöffnetem Gehäuse, zu sehen die steckbaren Hoch- und Tiefpasselemente, der steckbare Jumper und das RMS-Element zur Bildung des Effektivwerts	54
3.17	Modifizierte Hauptlagerbrücke und modifiziertes Pleuel zur Implementierung des Ultraschallsensors	54
3.18	Applizierte Körperschallsensoren zur Erfassung des Schmierungs Zustands zwischen Prüfwellen und Gleitlagerung	55
3.19	Erfassung des Körperschallsignals für die Überwachung des Schmierungs Zustands - (OUT 1) Rohsignal, (OUT 2) RMS-Signal	56
4.1	Lastverlauf aus Gas- und Massenkraft bei HL 1	58
4.2	a) Erreichen der geforderten Lebensdauer in % b) max. Pressung zwischen Innenring und Wälzkörper	59
4.3	Standardkurbeltrieb, Sicht auf a) HL 1 b) HL 5	62
4.4	Kurbeltrieb mit zwei Wälzlager, Sicht auf a) HL 1 b) HL 5	62
4.5	links: Kurbelwellen für den Einsatz von einem Wälzlager, rechts: Wellen ohne Flansch für den Einsatz von zwei Wälzlager	63
4.6	Explosionsansicht des modifizierten Kurbeltriebs für Reibleistungsmessungen im Schleppbetrieb	64
4.7	Prüfwellen für die Untersuchungen am DLP	65
5.1	Messsystemanalyse Typ I am MRP, Öl A, in Anlehnung an [67]	68
5.2	Reibleistungstechnischer Vergleich am MRP, Öl A, - Äußere Einflüsse	69
5.3	Versuchsplan Vorversuch am MRP Empfindlichkeit der Vorzentrierung	71
5.4	Vorversuch #1 am MRP zur Empfindlichkeit der Vorzentrierung, Öl A, in Anlehnung an [68]	72
5.5	Vorversuch #2 am MRP zur Empfindlichkeit der Vorzentrierung, Öl A, in Anlehnung an [68]	72
5.6	Vorversuch #3 am MRP zur Empfindlichkeit der Vorzentrierung, Öl A, in Anlehnung an [68]	73
5.7	Vorversuch #4 am MRP zur Empfindlichkeit der Vorzentrierung, Öl A, in Anlehnung an [68]	73
5.8	Reibleistungstechnischer Vergleich am MRP, Öl A, - Einfluss Lagerung, in Anlehnung an [67]	75

5.9	Vergleich des Reibmoments von jeweils zwei Wälzlagern unterschiedlicher Bauform untereinander, gemessen am DLP bei $T_{KGH,in} = 50\text{ °C}$, nur Eigengewicht der Kurbelwelle, Öl B (HTHS 2,6) in Anlehnung an [69]	76
5.10	Vergleich des Reibmoments von zwei Gleitlagern zu zwei Wälzlagern mit Kunststoffkäfig, gemessen am DLP bei $T_{KGH,in} = 50\text{ °C}$, nur Eigengewicht der Kurbelwelle, Öl B (HTHS 2,6) in Anlehnung an [69]	77
5.11	Einfluss der Ölmenge auf das Reibmoment bei 50 °C und 70 °C , in Anlehnung an [69]	78
5.12	Einfluss der Ölmenge bei $T = 50\text{ °C}$ auf das Reibmoment eines Zylinderrollenlagers NU1011-M1 CN im direkten Vergleich zu einem Gleitlager, Eigengewicht der ungekröpften Prüfwelle	78
5.13	Beispiel einer Messung mit rein gleitgelagerter Prüfwelle, Einfluss der Last auf das Reibmoment bei $T_{KGH,in} = 90\text{ °C}$, $n = 1.250\text{ min}^{-1}$ und $F_{Kolben} = -10\text{ kN}$, Öl B	79
5.14	Systemisches Reibmoment bei $F_{Kolben} = 0\text{ kN}$, Öl B a) Gleitlagerung b) Teilwälzlagerung, in Anlehnung an [70]	80
5.15	Systemisches Reibmoment bei $F_{Kolben} = -10\text{ kN}$, Öl B a) Gleitlagerung b) Teilwälzlagerung, in Anlehnung an [70]	80
5.16	Systemisches Reibmoment bei $F_{Kolben} = -20\text{ kN}$, Öl B a) Gleitlagerung b) Teilwälzlagerung, in Anlehnung an [70]	81
5.17	Systemisches Reibmoment bei $F_{Kolben} = -30\text{ kN}$, Öl B a) Gleitlagerung b) Teilwälzlagerung, in Anlehnung an [70]	81
5.18	Systemisches Reibmoment bei $F_{Kolben} = -40\text{ kN}$, Öl B a) Gleitlagerung b) Teilwälzlagerung, in Anlehnung an [70]	82
5.19	Simulierter thermischer Verzug des Al-Kurbelgehäuses und der Anschlussplatte aus Stahl am DLP	83
5.20	Vergleich Reibmoment Kurbelwelle mit HL1 NU1011-M1 CN, vier Radial-Gleitlagern und Anlaufscheiben im Vergleich zur Referenz-Kurbelwelle, Kolbenspritzen bei ca. $n = 2.100\text{ min}^{-1}$ aktiviert, Öl A, Demontagestufe Kurbelwellenhauptlagerung	84
5.21	Vergleich Reibmoment Kurbelwelle mit HL 1 NU1011-ETVP C3, HL 5 NUP-1011-ETVP C3, drei Radial-Gleitlagern ohne Anlaufscheiben im Vergleich zur Referenz-Kurbelwelle, Kolbenspritzen bei ca. $n = 2.100\text{ min}^{-1}$ aktiviert, Öl A, Demontagestufe Kurbelwellenhauptlagerung	85
5.22	Absoluter Reibmomentunterschied Kurbelwelle mit HL 1 NU1011-M1 CN, vier Radial-Gleitlagern und Anlaufscheiben im Vergleich zur Referenz-Kurbelwelle, Kolbenspritzen bei ca. $n = 2.100\text{ min}^{-1}$ aktiviert, Öl A, Demontagestufe Kurbelwellenhauptlagerung	86
5.23	Absoluter Reibmomentunterschied Kurbelwelle mit HL 1 NU1011-ETVP C3, HL 5 NUP1011-ETVP C3, drei Radial-Gleitlagern ohne Anlaufscheiben im Vergleich zur Referenz-Kurbelwelle, Kolbenspritzen gezielt nur kurz vor jedem Messpunkt aktiviert, Öl A, Demontagestufe Kurbelwellenhauptlagerung	86

5.24	Relativer Reibmomentunterschied Kurbelwelle mit HL 1 NU1011-M1 CN, vier Radial-Gleitlagern und Anlaufscheiben im Vergleich zur Referenz-Kurbelwelle, Kolbenspritzen bei ca. $n = 2.100 \text{ min}^{-1}$ aktiviert, Öl A, Demontagestufe Kurbelwellenhauptlagerung	87
5.25	Relativer Reibmomentunterschied, Kurbelwelle mit HL 1 NU1011-ETVP C3, HL 5 NUP1011-ETVP C3, drei Radial-Gleitlagern ohne Anlaufscheiben im Vergleich zur Referenz-Kurbelwelle, Kolbenspritzen gezielt nur kurz vor jedem Messpunkt aktiviert, Öl A, Demontagestufe Kurbelwellenhauptlagerung	88
5.26	Vergleich des Reibmoments der rein gleitgelagerten Prüfwellen „GL“ (= HL 1, 2, 3, 4, 5 GL; Anlaufscheiben verbaut), Einfluss der Last auf das Reibmoment; $T_{KGH,in} = 90 \text{ °C}$, $n = 1.250 \text{ min}^{-1}$, Öl B	89
5.27	Vergleich des Reibmoments der rein gleitgelagerten Prüfwellen „GL“ (= HL 1, 2, 3, 4, 5 GL; Anlaufscheiben verbaut) mit der Teilwälzlagerung „WL“ (HL 1 und HL 5 NU1011-M1 C3; HL 2, 3, 4 GL; Anlaufscheiben verbaut), Einfluss der Last auf das Reibmoment; $T_{KGH,in} = 90 \text{ °C}$, $n = 1.250 \text{ min}^{-1}$, Öl B	91
5.28	links Messung mit gleitgelagerter Prüfwellen, rechts mit teilwälzgelagerter Prüfwellen (HL 1 und HL 5 NU1011-M1 CN, HL 2, 3, 4 GL, Anlaufscheiben verbaut), Einfluss der Last auf das Reibmoment; $T_{KGH,in} = 90 \text{ °C}$, 1.250 min^{-1} und $F_{Kolben} = -40 \text{ kN}$ pulsende Last, Öl B, Detailansicht	92
6.1	Spektrogramm der Nullmessung an Hauptlagerbrücke 3, Welle gelagert nur bei HL 1 und HL 5 durch Rillenkugellager 6011 CN, HL 3 keine Radial-Gleitlagerschalen und keine Anlaufscheiben verbaut, daher kein Kontakt zwischen Kurbelwelle und Hauptlagerbrücke	94
6.2	Spektrogramm einer Körperschallmessung an Hauptlagerbrücke 3, Rillenkugellager 6011 CN an HL 1 und HL 5, HL 1 und HL 5 befinden sich $20 \mu\text{m}$ exzentrisch zu HL 3, HL 3 Radial-Gleitlager verbaut, keine Anlaufscheiben verbaut, intermittierende Mischreibung im Körperschallsignal und im Reibmomentsignal erkennbar, Öl A	95
6.3	Lastvariation – Vergleich zwischen Körperschall im Ultraschallbereich, Kontaktspannung und Reibmoment bei Variation der Drehzahl und konstanter Last; $T_{KGH,in} = 88 \text{ °C}$, $T_{Pl,in} = 80 \text{ °C}$, Öl B	96
6.4	Einglättung der Lagerschalen, Drehzahl und Lastvariation – Vergleich zwischen Körperschall im Ultraschallbereich, Kontaktspannung und Reibmoment bei Variation von Drehzahl und Last; $T_{KGH,in} = 88 \text{ °C}$, $T_{Pl,in} = 80 \text{ °C}$, Öl B	97
6.5	Körperschallintensität bei 0 kN statischer Pleuellast, Öl B a) Gleitgelagerter Aufbau PL und HL 2 b) Teilwälzgelagerter Aufbau PL, HL 2, HL 3 und HL 4, in Anlehnung an [70]	100
6.6	Körperschallintensität bei 10 kN statischer Pleuellast, Öl B a) Gleitgelagerter Aufbau PL und HL 2 b) Teilwälzgelagerter Aufbau PL, HL 2, HL 3 und HL 4, in Anlehnung an [70]	101

6.7	Körperschallintensität bei 20 kN statischer Pleuellast, Öl B a) Gleitgelagerter Aufbau PL und HL 2 b) Teilwälzgelagerter Aufbau PL, HL 2, HL 3 und HL 4, in Anlehnung an [70]	102
6.8	Körperschallintensität bei 30 kN statischer Pleuellast, Öl B a) Gleitgelagerter Aufbau PL und HL 2 b) Teilwälzgelagerter Aufbau PL, HL 2, HL 3 und HL 4, in Anlehnung an [70]	103
6.9	Körperschallintensität bei 40 kN statischer Pleuellast, Öl B a) Gleitgelagerter Aufbau PL und HL 2 b) Teilwälzgelagerter Aufbau PL, HL 2, HL 3 und HL 4, in Anlehnung an [70]	104
6.10	Einbausituation Piezo-Kraftmessring zwischen Schraubenkopf der M9 Dehnschraube und der gleitgelagerten HL-Brücke, jeweils eine Unterlegscheiben oberhalb und unterhalb des Kraftmessrings	106
6.11	Gemessener Wert der Kraftmessung mit Drift vgl. mit dem berechneten Wert unter Berücksichtigung eines linearen Drifts, in Anlehnung an [70] .	106
6.12	Gleitgelagerter Kurbeltrieb: Kraftmesswerte bei HL 1 (GL) und HL 2 (GL) unter statischer Last, etwa 10 s Messzeit, Öl B, in Anlehnung an [70] . . .	107
6.13	Teilwälzgelagerter Kurbeltrieb: Kraftmesswerte bei HL 1 (WL) und HL 2 (GL) unter statischer Last, 10 s Messzeit, Öl B, in Anlehnung an [70] . .	108
6.14	Lastverteilung auf HL 1 und HL 2 unter statischer Belastung, Öl B, a) Gleitgelagerter Aufbau b) Teilwälzgelagerter Aufbau, in Anlehnung an [70]	109
6.15	Gleitgelagerter Kurbeltrieb: Kraftmesswerte bei $F_{Kolben} = -40$ kN pulsierender Last, Öl B, in Anlehnung an [70]	110
6.16	Teilwälzgelagerter Kurbeltrieb: Kraftmesswerte bei $F_{Kolben} = -40$ kN pulsierender Last, Öl B, in Anlehnung an [70]	111
6.17	Lastverteilung auf HL 1 und HL 2 unter pulsender Belastung, Öl B a) Gleitlagerung b) Teilwälzlagerung, in Anlehnung an [70]	111
6.18	Gleitlagerung: Wellenverlagerung HL 1 (GL) und HL 2 (GL), $F_{Kolben} = -40$ kN konstant, $n = 1.250 \text{ min}^{-1}$, $T_{KGH,in} = 50 \text{ °C}$, Öl B	112
6.19	Teilwälzlagerung: Wellenverlagerung HL 1 (WL) und HL 2 (GL), $F_{Kolben} = -40$ kN konstant, $n = 1.250 \text{ min}^{-1}$, $T_{KGH,in} = 50 \text{ °C}$, Öl B	113
6.20	Wellenverlagerung HL 1, konstante Last, $500 \text{ min}^{-1} \leq n \leq 5.500 \text{ min}^{-1}$, Öl B; a) Gleitlagerung b) Teilwälzlagerung	114
6.21	Wellenverlagerung HL 2, konstante Last, $500 \text{ min}^{-1} \leq n \leq 5.500 \text{ min}^{-1}$, Öl B; a) Gleitlagerung b) Teilwälzlagerung	114
6.22	Gleitgelagerte Prüfzelle: Wellenverlagerung bei HL 1 und HL 2, pulsierende Pleuellast, $F_{Kolben} = -40$ kN, $n = 1.250 \text{ min}^{-1}$, $T_{KGH,in} = 90 \text{ °C}$, Öl B	115
6.23	Teilwälzgelagerte Prüfzelle: Wellenverlagerung bei HL 1 und HL 2, pulsierende Pleuellast, $F_{Kolben} = -40$ kN, $n = 1.250 \text{ min}^{-1}$, $T_{KGH,in} = 90 \text{ °C}$, Öl B	116
6.24	Wellenverlagerung HL 1 und HL 2 unter pulsender Belastung, Öl B; a) gleitgelagerter Aufbau b) teilwälzgelagerter Aufbau	117
6.25	Vergleich des Gaskraftverlaufs mit dem Verlauf von Gas- und Massenkraft am Kolben bei $n = 3.000 \text{ min}^{-1}$ unter Vollast	119
6.26	Einfluss der Öltemperatur auf den Körperschall der Lagerungen, Versuche bei $F_{Kolben} = 30$ kN, Öl B, nur Gaskraftverlauf	120

6.27	Einfluss der Last auf den Körperschall der Lagerungen, Versuche mit Öl B bei 90 °C, mit nur Gaskraftverlauf	121
6.28	Einfluss des Lastverlaufs, oben mit nur Gaskraft, unten mit Gas- und Mas- senkraft, Versuche bei $F_{Kolben} = -30 \text{ kN}$ und $T_{KGH,in} = 90 \text{ °C}$, Öl B	122
7.1	a) Detailansicht Axialsicherung des Außenrings bzw. eines Außenringseg- ments durch einen Passstift b) Schnitt durch eine Hauptlagerung im Kur- belgehäuse des modifizierten M270 KGH	126
7.2	Schema mit ungekröpfter Welle: Modifizierter Kurbeltrieb mit HL1 Au- ßenring und Rollenkranz (NU209) als Loslager, Direktwälzlagerung	127
7.3	Kurbeltrieb mit Außenring und Rollenkranz (NU209) bei HL 1 als Los- lager, Direktwälzlagerung a) Sicht auf HL 1 b) Seitenansicht Welle mit modifizierter Ölbohrung von HL 2 zu PL 1	128
7.4	Schema mit ungekröpfter Welle: Modifizierter Kurbeltrieb mit HL 1 Au- ßenring und Rollenkranz (NU209) als Festlager, ein fester Bord in der Kurbelwelle, ein montierter Bord, Direktwälzlagerung	128
7.5	Schema mit ungekröpfter Welle: Modifizierter Kurbeltrieb mit HL 1 Au- ßenring und Rollenkranz (NU209) als Loslager und Innenringhülse	129
7.6	Schema mit ungekröpfter Welle: Modifizierter Kurbeltrieb mit HL 1 Au- ßenring und Rollenkranz (NUP209) als Festlager mit Außenringbord, In- nenring mit einem integrierten Bord und einem montierbaren Bord	130
7.7	Geteiltes Zylinderrollenlager der Fa. Cooper Roller Bearings a) Explosions- darstellung [74] b) montierter geteilter Innenring mit geteiltem Rollenkranz auf einteiliger Welle [?]	131
7.8	Kurbelwelle mit modifizierten Ölbohrungen von HL 2 zu PL 1 und von HL 4 zu PL 4	132
7.9	Schema mit ungekröpfter Welle: Modifizierter Kurbeltrieb mit HL 1 und HL 5 Außenring und Rollenkranz (NU209) als Loslager, HL 5 geteilt	132
7.10	Schema mit ungekröpfter Welle: Modifizierter Kurbeltrieb mit HL 1 Au- ßenring und Rollenkranz (NU209) als Festlager, HL 5 geteilt (NU209) als Loslager, ein fester Bord in der Kurbelwelle, ein montierbarer Bord	133
7.11	Reibleistungsdifferenz der Konzepte zum aktuellen Serienstand	134
7.12	CO ₂ -Reduzierung der Konzepte im NEFZ	134
7.13	Gesamtkosten der Konzepte	136
7.14	Wirtschaftlichkeit der Konzepte	136
A.1	Reibleistungstechnischer Vergleich am MRP - Einfluss Bediener [75]	149
A.2	1WL 4GL, Messung der Kurbelgehäuselagergasse, Position der Hauptlager im Bezug zur Achse aus HL 2 und HL 4	153
A.3	2WL 3GL, Messung der Kurbelgehäuselagergasse, Position der Hauptlager im Bezug zur Achse aus HL 2 und HL 4	153
A.4	DLP 5GL, Messung der Kurbelgehäuselagergasse, Position der Hauptlager im Bezug zur Achse aus HL 2 und HL 4	154
A.5	DLP 2WL 3GL, Messung der Kurbelgehäuselagergasse, Position der Haupt- lager im Bezug zur Achse aus HL 2 und HL 4	154

A.6	1WL 4GL, Messung der Kurbelwelle, Position der Hauptlager im Bezug zur Achse aus HL 1 und HL 5	156
A.7	2WL 3GL, Messung der Kurbelwelle, Position der Hauptlager im Bezug zur Achse aus HL 1 und HL 5	156
A.8	DLP 5GL, Messung der Prüfwellen, Position der Hauptlager im Bezug zur Achse aus HL 1 und HL 5	157
A.9	DLP 2WL 3GL, Messung der Prüfwellen, Position der Hauptlager im Bezug zur Achse aus HL 1 und HL 5	157
A.10	Campbelldiagramme, Schwingbeschleunigung an HL 1 gleitgelagerter Aufbau, v. o. n. u. $F_{Kolben} = 0$ kN und 10 kN Gaskraft, ÖlB, $T_{KGH,in} = 90^\circ\text{C}$.	159
A.11	Campbelldiagramme, Schwingbeschleunigung an HL 1 gleitgelagerter Aufbau, v. o. n. u. $F_{Kolben} = 20$ kN, 30 kN, 40 kN Gaskraft, ÖlB, $T_{KGH,in} = 90^\circ\text{C}$	160
A.12	Campbelldiagramme, Schwingbeschleunigung an HL 1 Wälzlagerung NU1011-M1 CN, v. o. n. u. $F_{Kolben} = 0$ kN, 10 kN, 20 kN Gaskraft, ÖlB, $T_{KGH,in} = 90^\circ\text{C}$	161
A.13	Campbelldiagramme, Schwingbeschleunigung an HL 1 Wälzlagerung NU1011-M1 CN, oben $F_{Kolben} = 30$ kN, unten 40 kN Gaskraft, ÖlB, $T_{KGH,in} = 90^\circ\text{C}$	162
A.14	Campbelldiagramme, Schwingbeschleunigung an HL 1 Wälzlagerung NU1011-M1 C3, v.o.n.u. $F_{Kolben} = 0$ kN, 10 kN, 20 kN Gaskraft, ÖlB, $T_{KGH,in} = 90^\circ\text{C}$	163
A.15	Campbelldiagramme, Schwingbeschleunigung an HL 1 Wälzlagerung NU1011-M1 C3, oben $F_{Kolben} = 30$ kN, unten $F_{Kolben} = 40$ kN Gaskraft, ÖlB, $T_{KGH,in} = 90^\circ\text{C}$	164
A.16	Campbelldiagramme, Vergleich Schwingbeschleunigung an HL 1 Gleitlagerung, Wälzlagerung CN, Wälzlagerung C3, $F_{Kolben} = 30$ kN Gaskraft mit Massenkraft, ÖlB, $T_{KGH,in} = 90^\circ\text{C}$	165

Tabellenverzeichnis

5.1	Varianten der MRP-Hauptversuche	74
7.1	Aufwand Montageumstellung	135
A.1	Öl A, Standard-Motorenöl mit HTHS-Kennwert 2,9	150
A.2	Öl B, Leichtlauf-Motorenöl aus der Forschung mit HTHS-Kennwert 2,6	151
A.3	Übersicht Betriebsspiel der Hauptlagerungen	151
A.4	Übersicht Rundheit der Hauptlagergasse inklusive Lagerungen	152
A.5	Koaxialität der Kurbelgehäuse-Hauptlager inklusive Lagerungen, HL 2 und HL 4 bilden eine Bezugsachse	152
A.6	Rundheit der Kurbelwellen-Hauptlagerzapfen inklusive Innenring auf HL 1 und HL 5	155
A.7	Übersicht Koaxialität der Kurbelwellen-Hauptlagerzapfen inklusive Lagerungen, HL 1 und HL 5 bilden eine Bezugsachse	155
A.8	Durchmesser Innenring, Außenring, Wälzkörper; ZyRoLa NU1011 FAG	158
A.9	Rundheit Innenring, Außenring, Wälzkörper; ZyRoLa NU1011 FAG	158
A.10	Übersicht Wälzlagermodifikationen Dohmen und Kalenborn	166

Lebenslauf

Persönliche Daten:

Name	Emanuel Tack
Geburtsdatum	14.12.1985
Geburtsort	Frankfurt am Main
Nationalität	deutsch
Familienstand	verheiratet

Schulbildung:

2006	Viscardi Gymnasium, Fürstenfeldbruck/Buchenau Abschluss: Allgemeine Hochschulreife (Abitur)
------	--

Studium:

2006 - 2012	Friedrich Alexander Universität Erlangen-Nürnberg Maschinenbaustudium Abschluss: Diplom-Ingenieur (Uni)
-------------	---

Berufserfahrung:

	Lehrstuhl für Konstruktionstechnik Studentische Hilfskraft:
11/2008 - 01/2009	Tutor für Technisches Zeichnen
03/2009 - 04/2009	Konstruktion und technische Zeichnungen
02/2010 - 03/2010	Konstruktion und technische Zeichnungen
02/2010 - 09/2010	Tribologie Labor
05/2010 - 09/2010	Konstruktion Beschichtungsanlage
	Schaeffler Technologies AG
08/2010 - 01/2011	Werkstudent: Beschichtungstechnik
06/2011 - 11/2011	Werkstudent: Anwendungstechnik
01/2012 - 06/2012	Diplomand: Anwendungstechnik
	Daimler AG
07/2012 - 06/2015	Doktorand: Mechanik Ottomotor, Vorentwicklung
	ThyssenKrupp Presta AG
11/2015 - heute	Entwicklungsingenieur: Components Technology