

**Grundlagenuntersuchungen zur mechanischen
Auslegung von Hochdrehzahl-Traktionselektromotoren für
Pkw**

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

Doktor-Ingenieur
genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Majed Nabhan

geboren am 26.05.1986

in Kuwait

2016

1. Referent

Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll

2. Referent

Prof. Dr.-Ing. Hubert Schwarze

Vorsitzende

Prof. Dr.-Ing. Annika Raatz

Tag der Promotion:

21.04.2016

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand in der Abteilung für Tribologie im Forschungs- und Entwicklungszentrum Ulm der Daimler AG.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll für die Betreuung meiner Dissertation, das entgegengebrachte Vertrauen und die stets gewährte fachliche und persönliche Unterstützung.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Hubert Schwarze danke ich für die freundliche Übernahme des Korreferats.

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

Ich danke sehr herzlich Herrn Dr. Thomas Behr, Herrn Dr. Karl Holdik und Herrn Wolfgang Behr für die Betreuung und Unterstützung, die Wertschätzung und den gewährten Freiraum.

Mein Dank gilt allen Mitarbeitern der Abteilung Tribologie der Daimler AG insbesondere Herrn Alexander Klaiber, Herrn Robert Haag und Frau Regina Wezel für ihre Hilfe beim Aufbau des E-Drive Prüfstandes, der Durchführung der Versuche und die kollegial geprägte Arbeitsatmosphäre.

Nicht zuletzt danke ich ganz herzlich meiner Frau und meinen Eltern für ihre Geduld und ihre uneingeschränkte Unterstützung.

Stuttgart, im April 2016

Majed Nabhan

Zusammenfassung

Majed Nabhan

Grundlagenuntersuchungen zur mechanischen Auslegung von Hochdrehzahl-Traktionselektromotoren für Pkw

Vor dem Hintergrund der Forderung lokal emissionsfrei zu fahren und anspruchsvolle Ziele bei der CO₂-Verringerung zu erreichen, gewinnt Elektromobilität im Automobilssektor zunehmend an Bedeutung. Um den Elektroantrieb in Fahrzeugen als Alternative für konventionelle Antriebe voranzutreiben, sind Maßnahmen in den Bereichen Leistungsdichte (Hochdrehzahl-Elektromotoren), Laufruhe und Zuverlässigkeit notwendig.

Diese Arbeit liefert einen Beitrag zur Konzeption und Auslegung eines Lagerungssystems für Hochdrehzahl-Elektromotoren. Dabei galt es, die verschiedenen technischen Anforderungen an die Motoren und die Kostenvorgaben zu erfüllen.

Rechnerisch wurden die Lager und die Lagerumgebung unter Berücksichtigung der Lebensdaueranforderungen konzipiert und ausgelegt. Für die Verifizierung und Durchführung der experimentellen Analysen wurde ein neuartiger Prüfstand entwickelt und aufgebaut. Mit dessen Hilfe erfolgten experimentelle Untersuchungen zur Schmierung, die durch Strömungssimulation ergänzt wurden. Ziel der Simulation war es, die Luftströme in den Lagern und in ihrer Umgebung zu bestimmen. Die Modellierung erfolgte sowohl mit als auch ohne Phaseninteraktion zwischen Luft und Öl. Die experimentellen Untersuchungen beschäftigten sich mit der Rotorbeölung, den Reibverlusten der Lager, der Ölverteilung im Motor und dem axialen Ölfluss durch das Lager in Abhängigkeit zahlreicher Parameter.

In der Arbeit wurden des Weiteren sowohl simulative als auch experimentelle Untersuchungen zur Analyse und Optimierung des Schwingungsverhaltens der Motoren durchgeführt. Dabei wurde eine simulative Modalanalyse erstellt und experimentell verifiziert. Mit Hilfe verschiedener Maßnahmen wurde versucht, die Lagerschwingungen zu reduzieren. Zur Optimierung der Übertragungsfunktion der Schwingungen zwischen Rotor-Lagern und Gehäuse wurde eine viskoelastische Entkopplung eingesetzt. Dadurch wurden die Schwingungen am Gehäuse deutlich verringert. Abschließend wurde der Einfluss von Kaltstarts auf das Schwingungsverhalten überprüft.

Summary

Majed Nabhan

Basic research for the mechanical design of High-speed traction electric motors for Passenger cars

Electromobility in the automotive sector is becoming increasingly important in the view of ever demanding stringent CO₂ targets. This can be realized with the use of high speed electric drives in place of conventional motors. However, the application of high speed electric drives poses major challenges in the area of noise, vibration and reliability which are key factors to meet customer needs.

This work is mainly related to the concept and detailed design of a bearing system for high speed electric motors. The major aim was to fulfill the various technical requirements within the predefined cost targets.

The bearing and its environment were designed by taking life requirements in to consideration. For verification purposes and implementation of experimental analysis, a novel test rig was designed and built. With the help of this test rig, experimental investigations were carried out for lubrication, which were further validated with the use of Computational fluid dynamic simulations. The aim of simulations was to determine air flow in and around the bearings. The analysis was carried out both with and without interaction between air and oil. The experimental investigations focused on topics like rotor lubrication, bearing friction, oil distribution in the motor and axial oil flow through the bearing as a function of numerous parameters.

In addition, both simulative and experimental investigations were performed to optimize the vibration behavior of the electric engines. A simulative modal analysis was performed and experimentally verified. The bearing vibrations were reduced using various measures. A viscoelastic decoupling was used to optimize the transfer function of the vibrations from the rotor via bearing to the housing. Thus, the vibrations on the housing were significantly reduced. The vibration behavior of the bearing under the influence of low temperatures was evaluated afterwards.

Schlagworte:

Hochdrehzahl-Elektromotoren, Wälzlager, Schmierung, NVH

High speed-Electric motors, Bearing, Lubrication, NVH

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Problemstellung und Zielsetzung	2
2.1	Problemstellung.....	2
2.2	Zielsetzung	2
3	Lösungsweg.....	3
4	Allgemeiner Stand der Technik	5
4.1	Theoretische Grundlagen - Wälzlager	5
4.1.1	Funktion von Wälzlagerungen.....	5
4.1.2	Aufbau und Wirkprinzip eines Wälzlagers.....	5
4.1.3	Rillenkugellager	7
4.1.4	Lagersteifigkeit.....	9
4.1.5	Lagerkäfig	9
4.1.6	Lebensdauerberechnung	10
4.2	Grundlagen der Wälzlagerschmierung	11
4.3	Grundlagen des Schwingungen	12
4.3.1	Körperschall.....	13
4.3.2	Schwingungsmesstechnik.....	13
4.3.3	Analyse der Schwingungsaufzeichnung	14
4.3.4	Campbell-Diagramm	14
5	Konzeption und Auslegung der Wälzlagerung	16
5.1	Stand der Technik	16
5.2	Zielkonzeption und Auslegung	18
5.2.1	Anforderungen an die Lagerung	18
5.2.2	Festlager.....	19
5.2.3	Loslager	20
5.2.4	Lagerluft.....	21
5.2.5	Dichtung und Befettung	21
5.2.6	Berechnung der Lagersitzpassungen und der Lagersitzgestaltung	22
6	Konzeption und Aufbau eines E-Drive Prüfstandes	30
6.1	Anforderungen an den Prüfstand	30
6.2	Konzeption und Auslegung.....	31
6.2.1	Prüfling.....	32
6.2.2	Antriebsstrang.....	36

6.2.3	Umgebungstemperierung.....	37
6.2.4	Ölkonditionierung	38
6.2.5	Schwingungsoptimierung und -isolierung.....	40
6.2.6	Mess-, Steuer- und Regelungstechnik	40
7	Untersuchungen zur Schmierung.....	43
7.1	CFD-Simulation	43
7.1.1	Stand der Technik.....	43
7.1.2	Modellaufbau.....	44
7.1.3	Ergebnisse	47
7.2	Versuchsplanung.....	51
7.3	Ölzulaufdruck und Ölzulaufmenge in Abhängigkeit von der Drehzahl	52
7.4	Reibmoment und Temperatur der Kugellager in Abhängigkeit der Ölmenge... 54	
7.5	Ölverteilung im Motor in Abhängigkeit der Drehzahl und der Injektorrohreintauchtiefe	56
7.6	Axialer Ölfluss durch das Loslager	58
8	Untersuchungen zum Schwingungsverhalten und zur Lagerreibung	60
8.1	Simulative Modalanalyse	62
8.1.1	Modellaufbau.....	63
8.1.2	Ergebnisse - Gehäuse und Fundament	64
8.1.3	Ergebnisse - Rotorwelle	65
8.2	Experimentelle Modalanalyse	67
8.3	Stand der Technik zur Lager- und Rotorschwingung.....	68
8.3.1	Rillenkugellager als Schwingungserreger	68
8.3.2	Rotorwelle als Schwingungserreger	71
8.4	Reduktion der Lagerschwingung durch Maßnahme I und II	72
8.4.1	Vorspannsatz	72
8.4.2	Messtechnik	72
8.4.3	Maßnahme I: Variation Vorspannkraft – Lagerreibung und -temperatur ... 73	
8.4.4	Maßnahme I: Variation Vorspannkraft – Schwingverhalten	78
8.4.5	Maßnahme II: Variation Sitzsteifigkeit – Lagerreibung und -temperatur.... 80	
8.4.6	Maßnahme II: Variation Lagersitzsteifigkeit – Schwingverhalten	82
8.4.7	Zusammenfassung.....	84
8.5	Reduktion der Gehäuseschwingung durch Entkopplung der Rotorwelle	85
8.5.1	Messtechnik	87
8.5.2	Lagertemperatur.....	87
8.5.3	Schwingverhalten bei Variante III.....	88

8.6	Untersuchungen zur Schwingung bei tiefen Temperaturen.....	92
8.6.1	Lagerreibung und -temperatur	93
8.6.2	Schwingungsverhalten bei tiefen Temperaturen	95
9	Zusammenfassung und Ausblick	98
10	Literaturverzeichnis.....	101
11	Anhang	108

Nomenklatur

a	Beschleunigung	[mm/s ²]
a_0	Bezugsbeschleunigung	[mm/s ²]
a_{Rohr}	Maß für die Rohrtiefe	[mm]
b	Lagerbreite	[mm]
d	Lagerinnendurchmesser	[mm]
D	Lageraußendurchmesser	[mm]
d'	mittlerer Tropfendurchmesser	[μm]
d_0	Innendurchmesser einer Hohlwelle	[mm]
D_a	Lagerlaufbahndurchmesser des Außenrings	[mm]
d_B	Innendurchmesser der Nut	[mm]
D_G	Bohrungsdurchmesser des Gehäuses	[mm]
D_i	Lagerlaufbahndurchmesser des Innenrings	[mm]
d_{max}	maximaler Tropfendurchmesser	[μm]
d_{min}	minimaler Tropfendurchmesser	[μm]
D_{pw}	Teilkreisdurchmesser	[mm]
D_W	Wälzkörperdurchmesser	[mm]
D_{wk}	Wälzkörperdurchmesser	[mm]
E_i	Elastizitätsmodul des Innenrings	[MPa]
E_s	Elastizitätsmodul der Rotorwelle	[MPa]
$f(\varepsilon)$	Belastung-Betriebslagerluft-Faktor	[-]
f_a	Axiale Einfederung	[mm]
F_a	Axialkraft	[N]
f_{ar}	Erregerfrequenz aufgrund Welligkeit des Außenring	[Hz]
f_{ir}	Erregerfrequenz aufgrund Welligkeit des Innenrings	[Hz]
f_k	Erregerfrequenz aufgrund eines radialen Käfigwanderns	[Hz]
f_r	Radiale Einfederung	[mm]
F_r	Radialkraft	[N]
f_{wk}	Erregerfrequenz aufgrund Welligkeit der Wälzkörper	[Hz]
G_a	Axiallagerluft	[μm]
G_r	Radiallagerluft	[μm]
k	Wellenzahl	[-]
K	Vorspannbeiwert	[-]

L_{10}	Nominelle Lebensdauer gemäß ISO 281	[h]
L_a	Beschleunigungspegel	[dB]
L_{nmr}	modifizierte Referenz Lebensdauer gemäß ISO TS 16281	[h]
L_ε/L	Lebensdauerbeiwert	[-]
m_i	Poissonzahl des Innenrings	[-]
m_s	Poissonzahl der Rotorwelle	[-]
n_{ir}	Innenringdrehzahl	[U/min]
n_k	Käfigdrehzahl	[U/min]
n_{wk}	Wälzkörperdrehzahl um die eigenen Achse	[U/min]
P_m	Mittlere Flächenpressung	[N/mm ²]
q	harmonische Überrollordnungen	[-]
R_d	Aufweitung des Innenrings diametral	[μ m]
R_D	Aufweitung des Außenrings diametral	[μ m]
S	Schnurstärke des O-Rings	[mm]
S_a	Axiale Steifigkeit	[N/mm]
S_r	Radiale Steifigkeit	[N/mm]
T_U	Umgebungstemperatur	[°C]
U	Theoretisches Übermaß der Passteile	[μ m]
Y_D	Massenanteil pro Partikelgröße	[-]
Z	Wälzkörperanzahl	[-]
α	Ausdehnungskoeffizient	[1/K]
α_0	Druckwinkel	[°]
α_1	Thermischer Ausdehnungskoeffizient von Aluminium	[1/K]
α_2	Thermischer Ausdehnungskoeffizient von Stahl	[1/K]
Δ_1	Gemessene Lagerluft	[μ m]
Δd	Innenringaufweitung	[mm]
Δdi	Mittleres wahrscheinliches Passungsübermaß	[μ m]
ΔD_T	Ausdehnungsdifferenz-Gehäuse-Lageraußenring	[μ m]
δ_f	Minderung der Lagerluft aufgrund der Passung	[μ m]
δ_{F0}	Elastische Deformation unter Belastung	[μ m]
Δ_o	theoretische Lagerluft	[μ m]
Δ_r	Betriebslagerluft	[μ m]
δ_t	Minderung der Lagerluft aufgrund der Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Außenring	[μ m]

Δ_t	Temperaturdifferenz Außenring zu Innenring eines Lagers	[K]
ΔT	Temperaturdifferenz-Gehäuse-Lageraußenring	[K]
ε	Vorpressung	[%]
$\sigma_{t \max}$	Oberflächenspannung	[MPa]
Ω_{ir}	Innenringdrehfrequenz	[1/s]
Ω_k	Drehfrequenz des Käfigs	[1/s]
Ω_{wk}	Wälzkörperdrehfrequenz	[1/s]

Abkürzungen und Symbole

A/D	Analog-Digital
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
Cr	Chrom
DIN	Deutsches Institut für Normung
DMS	Dehnungsmessstreifen
E-Drive	Electric drive
EHD	Elastohydrodynamik
Fa.	Firma
FKM	Fluorkarbon-Kautschuk
HBM	Hottinger Baldwin Messtechnik
ISO	Internationale Organisation für Normung
Mn	Mangan
NBR	Acrylnitril-Butadien-Kautschuk
PA	Polyamid
PEEK	Polyetheretherketon
PID	Proportional–Integral–Derivative
PTFE	Polytetrafluorethylen
RKL	Rillenkugellager
Si	Silizium
SKF	Svenska Kullagerfabriken
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
TS	Technische Spezifikation

1 Einleitung

Vor dem Hintergrund der Forderung, lokal emissionsfrei zu fahren und anspruchsvolle CO₂-Ziele zu erreichen gewinnt Elektromobilität im Automobilsektor zunehmend an Bedeutung. Gemäß Zielsetzung der Bundesregierung sollen bis 2020 eine Million E-Fahrzeuge auf deutschen Straßen fahren [1]. Um den Elektroantrieb in Fahrzeugen zunehmend als Alternative für konventionelle Antriebe zu entwickeln sind Maßnahmen in den Bereichen Effizienz, Laufruhe und Zuverlässigkeit notwendig.

Gleichzeitig müssen die Herstellungs- und Anschaffungskosten weiter gesenkt werden. Der Trend zu höheren Drehzahlen bei der Entwicklung von Elektromotoren dient der Steigerung der Leistungsdichte, Reduzierung des Bauraums und Senkung der Kosten. Diese Arbeit entstand mit dem Ziel, ein Lagerungssystem für Hochdrehzahl-Elektromotoren zu entwickeln.

Die vorliegende Arbeit schließt Lücken im aktuellen Wissensstand zur Lagerung und Schmierung von Hochdrehzahl-Elektromotoren. Hierbei steht einerseits die Konzeption, Auslegung und Berechnung der Lagerung und der Lagerumgebung im Vordergrund. Andererseits wird ein neuartiger E-Drive Prüfstand für die Verifizierung und die experimentelle Überprüfung der Lagerung hinsichtlich Reibung, NVH-, Kaltstartverhalten und Schmierung entwickelt. Ein hochflexibler Prüfling wird konzipiert und aufgebaut. Mit der komplexen Prüftechnik werden die Entwicklungsvorteile von kombinierten Komponenten- und Systemprüfständen optimal realisiert. Eine simulative und experimentelle Modalanalyse soll die Optimierung des Prüfstandes und des Schwingverhaltens des Prüflings unterstützen. Eine CFD-Simulation erlaubt einen Einblick in das Verhalten eines Öl-Luft-Gemischs in den Lagern und ihrer Umgebung im rotierenden Zustand. Dies ist für die Absicherung der Lagerschmierung bei hohen Drehzahlen von großer Bedeutung.

2 Problemstellung und Zielsetzung

2.1 Problemstellung

Elektromotoren in Kraftfahrzeugen sind wälzgelagert. Sie sind hohen Drehzahlen, rauen Umweltbedingungen und weiten dynamischen Temperaturbereichen ausgesetzt. Dadurch kommt es zu hohen Temperaturen und ungleichmäßiger Ausdehnung der Lagersitze, unerwünschter Änderung des Betriebsspiels sowie Verspannung und Reibkorrosion.

Erschütterungen, hohe stoßenden und wechselnde axiale und radiale Belastungen aufgrund häufiger Betriebswechsel zwischen Traktions- und Generatorbetrieb, Fahrbahnbeschaffenheit und dynamische Drehzahländerung sind die Regel. Diese bewirken unter Umständen Stillstandmarkierungen, starke Spitzbelastungen und die Entstehung von Schwingungen. Als Folge können die Lagerungssysteme von Hochdrehzahl-Elektromotoren vorzeitig ausfallen. Diese Ereignisse wurden bei Lagerkonzepten unterschiedlicher Hersteller systematisch beobachtet.

Um die Leistungsdichte der Elektromotoren zu steigern, werden diese ölgekühlt. Das Öl dient ebenfalls der Schmierung der Motorlager und des Getriebes. Eine Problematik stellt die zur Verfügung stehende Ölmenge in Abhängigkeit der Drehzahl dar.

2.2 Zielsetzung

Das Hauptziel dieser Arbeit sind die Konzipierung und die Auslegung eines betriebssicheren Wellen-Lagersystems für Hochdrehzahl-Elektromotoren. Die Auswahl der Lager, der Lagerkomponenten und der Lagersitze ist auf die hohen Anforderungen wie Drehzahlen bis 16.000 U/min und weiten Temperaturbereiche abzustimmen. Die Öl-Luftströme und die Schmierung der Lager in Abhängigkeit der Drehzahl sind anhand einer neuartigen CFD-Simulation abzusichern. Das NVH-Verhalten der Lagerung und der Motoren steht ebenfalls im Vordergrund. Die Abhängigkeit des Schwingverhaltens, der Lagerreibung und -temperatur von der Vorspannung, der Lagersitzgestaltung und dem Lagersitzwerkstoff ist bei Betriebstemperaturen und tiefen Temperaturen systematisch aufzuklären. Für die Absicherung der Berechnungen und der Simulationen ist ein neuartiger Prüfstand aufzubauen. Mit diesem sind weitere System- und Komponentenuntersuchungen durchzuführen.

3 Lösungsweg

In Kapitel 4 wird der allgemeine Stand der Technik der Wälzlager, der Schmierung und der Schwingungsanregung vorgestellt.

In Kapitel 5 erfolgt die Konzeption der Wälzlagerung in Traktions-Elektromotoren. Der Stand der Technik wird bei der Lagerung von Elektromotoren erläutert. Darauf folgt die Zielkonzeption und Auslegung der Lager. Dies beinhaltet eine Auflistung der Anforderungen an die Lagerung, Schmierung und Kühlung bei Hochdrehzahl-Motoren. Anschließend wird das Lagerungskonzept in Abhängigkeit der Schnittstelle zum Getriebe, des Lastkollektives und der zu erwartenden Temperaturen der Motorbauteile vorgestellt. Ein Vergleich zwischen Aluminium und Stahl als Lagersitz wird in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur und von der Lebensdauer rechnerisch erläutert.

Die Konzeption und der Aufbau des E-Drive Prüfstandes wird in Kapitel 6 beschrieben. Dieser soll die Verifizierung der Berechnungen, der Simulationen und die experimentelle Absicherung der Lagerung und der Schmierung ermöglichen. Darüber hinaus soll ein neuartiger, eigens dafür entwickelter Prüfling Variationen der Lagervorspannkraft in axialer Richtung erlauben, wodurch die Lagerreibung und -temperaturen sowie das Schwingverhalten in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur, der Vorspannung und den Drehzahlen gemessen werden können. Dies ermöglicht eine zielgerichtete Optimierung des Lagerungssystems hinsichtlich Reibung, Vermeidung von Stillstandmarkierungen und NVH-Verhalten. Eine Variation der Steifigkeit der Lagersitze in radialer Richtung wirkt sich auf die Lebensdauer der Lager und auf das Schwingverhalten aus. Sie soll unabhängig eingestellt und untersucht werden. Der Prüfling soll die Aussage ermöglichen, ob eine ausreichende Schmierung der Lager bei allen Betriebspunkten sichergestellt ist.

In Kapitel 7 werden simulative und experimentelle Untersuchungen zur Schmierung vorgestellt. Es handelt sich um eine numerische strömungsmechanische Simulation um den axialen Ölfluss durch das Lager bei hohen Drehzahlen zu untersuchen. Sie soll die Erkenntnisse über die Luftströme in den Lagern und ihrer Umgebung mit und ohne Phaseninteraktion Luft/Öl erweitern. Die experimentellen Untersuchungen konzentrieren sich auf die Absicherung der Lagerschmierung, die Ölverteilung im Motor und die Auslegung des Schmiervorgangs.

Kapitel 8 beinhaltet simulative und experimentelle Untersuchungen zu Schwingungsanregung, Lagerreibung und -temperatur. Eine simulative Modalanalyse wird durchgeführt. Diese stellt die Eigenformen und -frequenzen des Prüfstandes und des Prüflings fest, was bei der Optimierung des NVH-Verhaltens eine zentrale Rolle spielt. Sie wird anhand einer experimentellen Modalanalyse verifiziert. Weiterhin werden Stand der Technik und Untersuchungen zur Reduktion der Gehäuseschwingungen vorgestellt. Die Reibmomente und Lagertemperaturen werden in Abhängigkeit der Lagervorspannungen und -sitze ermittelt. Abschließend wird das Kaltstartverhalten der Lager bei tiefen Temperaturen untersucht.

4 Allgemeiner Stand der Technik

In diesem Kapitel wird der allgemeine Stand der Technik der Wälzlager näher erläutert. Im Besonderen wird auf die in dieser Arbeit eingesetzte Lagerung eingegangen. Weiterhin werden die verschiedenen Schmiermethoden vorgestellt. Abschließend werden die Grundlagen der Schwingungen vorgestellt.

4.1 Theoretische Grundlagen - Wälzlager

4.1.1 Funktion von Wälzlagerungen

Wälzlager werden überall dort eingesetzt, wo rotatorische oder translatorische Bewegungen vorkommen. Sie sorgen für eine Übertragung der Kräfte zwischen sich relativ zueinander bewegendem Maschinenteilen. Sie verfügen über kleinere Reibleistungsverluste im Vergleich zu anderen Lagerarten wie zum Beispiel Gleitlager [2]. Dieser Vorteil ist auf die höheren relativen Abrollbewegungen im Lager und die kleinere Kontaktzone zurückzuführen. Weiterhin nehmen Wälzlager sowohl radiale als auch axiale Belastungen auf. Außerdem ist der Temperaturbereich in dem sie Anwendung finden groß [3]. Weiterhin besteht die Möglichkeit einige Wälzlagerarten axial elastisch (durch Feder) oder starr (durch Spannmutter oder Toleranzen) vorzuspannen um die Laufruhe, die axiale Führung der Rotorwelle und die dynamische Belastung der Wälzkörper zu reduzieren. Aufgrund des weiten Bereichs der Umgebungs- und Betriebstemperatur werden in dieser Arbeit Lagerungskonzepte mit elastischer Vorspannung eingesetzt.

4.1.2 Aufbau und Wirkprinzip eines Wälzlagers

Wie in Abbildung 1 (li.) dargestellt, besteht ein Wälzlager aus Außen- und Innenring (1 und 2) und Wälzkörper (3). Dies ermöglicht eine rotatorische Relativbewegung mit sehr geringem mechanischem Widerstand. Der Käfig (4) eines Wälzlagers hat die Aufgaben die Wälzkörper nach der Montage gleichmäßig über den gesamten Umfang des Lagers verteilt zu führen und die gegenseitige Berührung der einzelnen Wälzkörper zu verhindern. Die Wälzkörper können Kugeln, Zylinder, Tonnen oder Kegel (Abbildung 1 re.) sein. Der mit Schmierstoff gefüllte und unter hoher Pressung stehende Kontaktbereich zwischen den Laufringen und den Wälzkörpern wird als Wälzraum bezeichnet. Der Wälzraum ist in erster Linie so gestaltet, dass die Relativbewegung zwischen Laufbahn und Wälzkörpern ermöglicht wird. Die Abrollbedingung wird aufgrund der unterschiedli-

chen elastischen Verformung der sich gegenseitig berührenden Körper, der Hertzschen Kontaktflächen sowie der Lagerkinematik und -geometrie nie vollständig erfüllt [2]. Dadurch ist eine reine Rollbewegung nicht möglich, sondern ein Rollen mit einem überlagerten Gleitanteil [4].

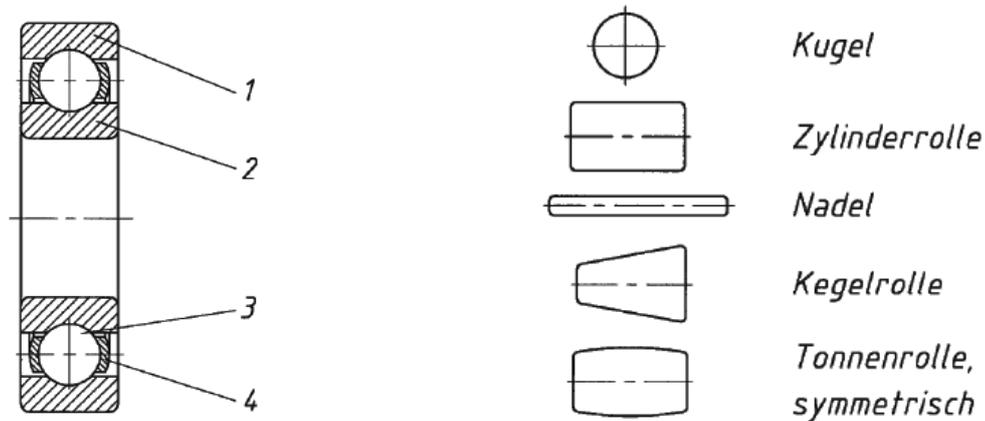


Abbildung 1: Aufbau eines Wälzlagers (li.); Wälzkörperformen (re.) [5]

Wälzlagerbauarten werden entsprechend ihrer Wälzkörpergeometrie eingeteilt. So wird zwischen Kugel- und Rollenlager unterschieden. Bei Lagern mit Kugeln als Wälzkörper entstehen eine Punktberührung mit den Ringen im unbelasteten und eine elliptische Druckfläche im belasteten Zustand (Abbildung 2 li.). Sind höhere Tragfähigkeiten und Steifigkeiten erforderlich, werden Rollenlager eingesetzt. Diese können im Vergleich zu Kugellagern bei gleicher Werkstoffbeanspruchung höhere Kräfte aufnehmen. Diese Eigenschaft ist auf die elastische Verformung bei Lastaufbringung und die daraus resultierende rechteckige große Druckfläche zurückzuführen (Abbildung 2 re.).

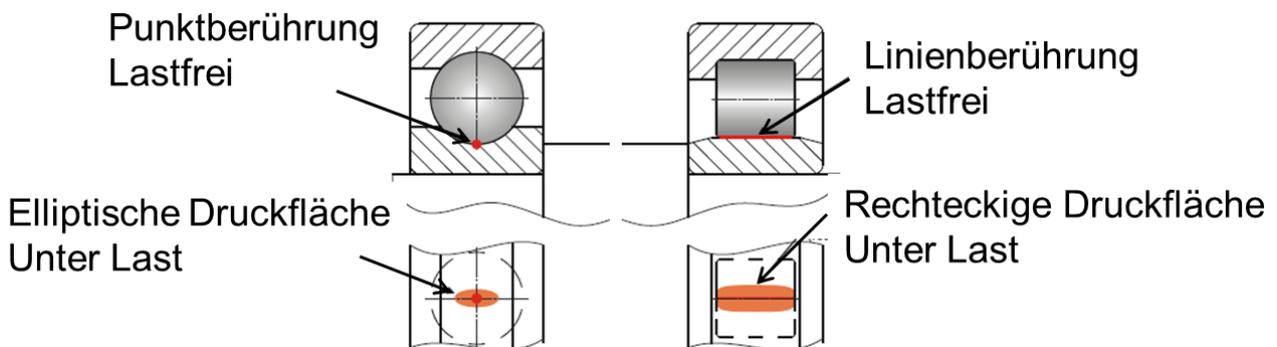


Abbildung 2: Darstellung der Kontaktzone eines Rillenkugellagers (li.) und eines Zylinderrollenlagers (re.) im idealen und im realen Zustand [2]

Bei Rollenlagern wird anhand konstruktiver Maßnahmen (z.B. Borde am Innen- oder Außenring) dafür gesorgt, dass ein Schräglauf oder Schränken der Rollen verhindert

wird. Als Rollenlager ist das Zylinderrollenlager eingegliedert. Es verfügt über zylinderförmige Wälzkörper, die über entweder am Innen- oder am Außenring angebrachte Borde geführt werden. Die Zylinderrollenlager der Bauarten N und NU eignen sich optimal als Loslager (Abbildung 3). Die thermische Längenausdehnung der Rotorwelle wird im Gegensatz zum Kugellager nicht durch relative axiale Bewegung des Innenrings zum Gehäuse sondern durch die relative Verschiebung der Wälzkörper zum Innen- oder Außenring in Abhängigkeit des Bords kompensiert. Durch die kontinuierliche Optimierung können Zylinderrollenlager für Hochdrehzahl-Anwendungen eingesetzt werden. Die logarithmische Profilierung des Außenbereichs der Wälzkörperlaufläche bewirkt eine gleichmäßige Spannungsverteilung an den Berührungstellen zwischen den Rollen und Laufbahnen. Dadurch werden Kantenspannungen bei Schiefstellungen vermieden [6].



Abbildung 3: Zylinderrollenlager der Bauform N (li.) und NU (re.) [7]

4.1.3 Rillenkugellager

Rillenkugellager eignen sich für die Aufnahme von axialen und radialen Kräften. Sie können sehr hohe Drehzahlen bei sehr geringem Laufgeräusch ertragen. Ebenso stellen sie geringe Ansprüche an die Schmierung. Werden diese mit einer axialen Kraft belastet, stellt sich selbsttätig ein **Druckwinkel** von bis zu 15° ein (Abbildung 4). Der Druckwinkel α_0 bei einem Lager ist ein Maß für die axiale Belastbarkeit. Mit zunehmendem Druckwinkel steigt die axiale Tragfähigkeit. Allerdings nimmt die Eignung für hohe Drehzahlen wegen der Fliehkräfte und der steigenden Bohrreibung ab [2] [8]. Sind noch höhere Axialkräfte aufzunehmen, sind größere Lagerspiele oder Schrägkugellager [9] einzusetzen. Diese werden mit einem konstruktiv festgelegten Druckwinkel von 15° , 25° oder 40° angeboten und erlauben mit verschiedenen Anordnungen eine präzise spielfreie axiale Positionierung der Rotorwelle.

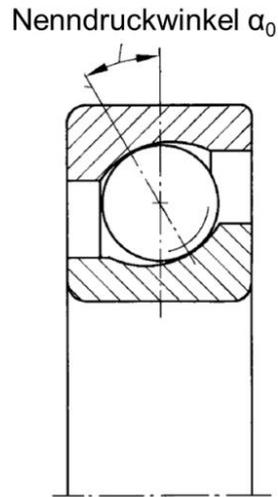


Abbildung 4: Nenndruckwinkel α_0 bei einem Schrägkugellager [7]

Mit **Lagerluft** eines Rillenkugellagers wird ein Maß bezeichnet mit dem sich ein Lagering gegenüber dem anderen in radialer Richtung (G_r) oder in axialer Richtung (G_a) von einer Grenzstellung in die andere verschieben lässt (Abbildung 5). Diese wird in nicht eingebautem Zustand bestimmt und ist nach [10] in verschiedene Radialluftgruppen unterteilt. Diese sind C2, C0 (CN), C3, C4, und C5 in steigender Ordnung. Mit steigender Lagerluft steigt der Druckwinkel und somit die axiale Belastbarkeit. Weiterhin dient die Lagerluft der Kompensation von Schiefstellungen und der Vermeidung von Verspannungen bei großen Temperaturunterschieden zwischen Innen- und Außenring. Durch Presspassungen auf die Rotorwelle und im Gehäuse und die unterschiedlichen Temperaturen am Außen- und Innenring in Betrieb verringert sich die Lagerluft und wird zum Betriebsspiel [11].

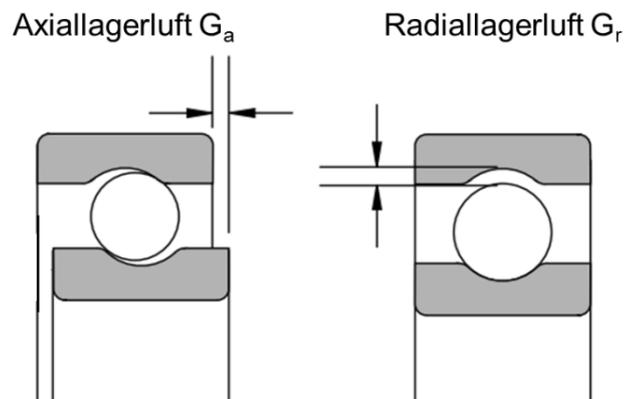


Abbildung 5: Darstellung der Lagerluft eines Rillenkugellagers: Radialluft G_r (li.), Axialluft G_a (re.) [3]

4.1.4 Lagersteifigkeit

Die Steifigkeit ist ein Maß für die elastische Einfederung durch eine axiale oder radiale Belastung. In radialer Richtung dominiert die Einfederung des Laufbahn-Wälzkörper Kontaktes. Im Gegensatz dazu dominiert in axialer Richtung neben der Einfederung zusätzlich ein Verschieben von Innen- zu Außenring innerhalb des Lagerspiels. Aufgrund dessen kann der Innenring eines unbelasteten Lagers mit nur geringerem Kraftaufwand in axialer Richtung bewegt werden bis die axiale Lagerluft (Abbildung 5) verbraucht ist. Das hat zur Folge, dass die axiale Steifigkeit eines Wälzlagers deutlich geringer ist als die radiale Steifigkeit. Die radiale Steifigkeit lässt sich nach Formel 1 und die axiale Steifigkeit nach Formel 2 definieren [7]. Hierbei sind F_r die radiale Kraft, F_a die axiale Kraft, f_r die radiale und f_a die axiale Einfederung.

$$S_r = \frac{F_r}{f_r} \quad \text{Formel 1}$$

$$S_a = \frac{F_a}{f_a} \quad \text{Formel 2}$$

4.1.5 Lagerkäfig

Je nach Lagerbauart gibt es verschiedene Ausführungen von Lagerkäfigen. Die in dieser Arbeit verwendeten Rillenkugellager besitzen einen einteiligen wälzkörpergeführten Käfig aus Polyamid 46 (Abbildung 6). Die Aufgaben eines Käfigs sind

- Gleichmäßige Verteilung der Wälzkörper über den Umfang
- Weiterleitung von Massen- und Schlupfkraften
- Führung der Wälzkörper bzw. Begrenzung des Schräglaufs
- Verhinderung der unmittelbaren Berührung der Wälzkörper

Kunststoffkäfige werden aufgrund der geringeren Masse und der daraus resultierenden geringeren Fliehkräfte als Metallkäfige bei Anwendungen mit hohen Drehzahlen eingesetzt. Im Gegensatz zu metallischen Käfigen können wälzkörpergeführte Kunststoffkäfige einteilig gestaltet werden. Weitere Vorteile sind der elastische Abbau von Zerrkräften und die gute Eignung bei Mangelschmierung. Außerdem lassen Kunststoffkäfige aufgrund ihrer hohen Elastizität höhere Schiefstellungen als Metallkäfige zu [12]. Als Werkstoff für Kunststoffkäfige kommen unter anderem Polyetheretherketon (PEEK) sowie Polyamid (PA66 oder PA46) zum Einsatz [13].



Abbildung 6: Wälzkörpergeführter Kunststoffkäfig

4.1.6 Lebensdauerberechnung

Das Verfahren zur Berechnung der modifizierten Referenz-Lebensdauer für allgemein belastete Wälzlager ist in ISO TS 16281 genormt. Die modifizierte Referenz-Lebensdauer berücksichtigt die realen Betriebsbedingungen besser als die nominelle Lebensdauer L_{10} gemäß ISO 281. Dabei werden folgende Einflussgrößen berücksichtigt [14, 15]

- Bauart des Lagers
- Ermüdungsgrenze des Werkstoffs
- räumliche Belastung und Verkippung des Lagers
- Einfluss des Betriebsspiels
- Grad der Oberflächentrennung durch den Schmierstoff
- Sauberkeit im Schmierpalt
- Additivierung des Schmierstoffs

Bei der Berechnung der modifizierten Referenz-Lebensdauer L_{nmr} erfolgt bei Kugellagern erstens die Bestimmung der Tragzahlen der Einzelkontakte aus der dynamischen Tragzahl des Lagers. Zweitens wird die Last in den einzelnen Kontakten ermittelt. Drittens wird eine Berechnung der äquivalenten Belastung aus den Belastungen jedes einzelnen Kontaktes durchgeführt.

4.2 Grundlagen der Wälzlagerschmierung

Wälzlager werden mit Fett, Öl oder Festschmierstoff geschmiert. Der Schmierstoff hat die folgenden Aufgaben [2]:

- Aufbau eines elastohydrodynamischen (EHD) Schmierfilms
- Reduzierung von Spannungsspitzen
- Kühlung
- Verschleiß- und Korrosionsschutz
- Geräuschkämpfung

Aufgrund der geringen Beschaffungs- und Instandhaltungskosten sowie der niedrigen Reibungsverluste werden heute ca. 90 % der weltweit eingesetzten Wälzlager mit Fett lebensdauer geschmiert [16]. Ein Fett besteht aus Grundöl, Verdicker und Additivpaket. Das Grundöl ist im Verdicker eingespeichert und wird nach und nach abgegeben. Dies ermöglicht die notwendige Schmierfilmbildung. Als Grenzkriterien für die Fettschmierung spielen Temperaturbereiche, Drehzahl und Belastung eine wesentliche Rolle. Hohe Temperaturen wirken sich positiv auf die Ölabgabe aus, jedoch könnten sehr hohe Temperaturen zu einer Ausblutung des Öls im Fett und zu einer erheblichen Reduzierung der Fettgebrauchsdauer durch Oxidation und Alterung führen [16]. Niedrige Temperaturen führen zu einer Reduzierung des abgegebenen Öls, was eine Mangelschmierung (Starvation) und damit eine nicht ausreichende Trennung der Kontaktstellen zur Folge hat. Weiterhin bewirken niedrige Temperaturen einen steigenden Fettscherwiderstand. Im Extremfall führt dies zu Schlupfzuständen und zu Lagerschäden.

Die übrigen ca. 10 % der eingesetzten Wälzlager werden entweder mit Festschmierstoffen oder mit Öl geschmiert. Öllagerschmierung ist zu verwenden, wenn andere Bauteile wie zum Beispiel Zahnräder mit Öl geschmiert sind sowie bei Anwendungen mit sehr hohen Anforderungen an die Wärmeabfuhr aus den Lagern erforderlich. Schmieröle auf Mineralölbasis werden am häufigsten verwendet. Sonderöle, oft synthetische Öle, werden bei extremen Betriebsbedingungen oder besonderen Anforderungen an die Ölbeständigkeit eingesetzt [17].

Als Schmierverfahren für die hohen Drehzahlen haben sich die drei Verfahren Ölein-spritzschmierung, Ölnebelschmierung und Öl-Luftschmierung bewährt.

Bei schnell umlaufenden Lagern wird das Öl gezielt in den Spalt zwischen Käfig und Lagerring eingespritzt (**Öleinspritzschmierung**). Bei großen Ölmengen ist eine hohe Verlustleistung zu erwarten. Die Erwärmung der Lager lässt sich nur mit hohem Aufwand in Grenzen halten.

Mit **Ölnebelschmierung** werden Wälzlager mit hohen Drehzahlkennwerten geschmiert. Dafür durchläuft die Druckluft eine Venturidüse und saugt über ein Rohr aus einem Behälter Öl an. Das Öl wird als Ölnebel durch Rohrleitungen transportiert. Um die Benetzung sicherzustellen wird das Öl kurz vor dem Lager durch einen Verdichter rückverdichtet. Die Öltröpfchen sind 0,5 bis 2 μm groß. Der Luftstrom sorgt außerdem für die Kühlung der Lagerung und verhindert durch den Überdruck das Eindringen von Verunreinigungen [17].

Sind noch höhere Drehzahlen zu erreichen, wird das Verfahren **Öl-Luftschmierung** eingesetzt. Dieses Verfahren eignet sich besonders für schnell laufende Wälzlager bis zu einem Drehzahlkennwert von 2 Millionen mm/min oder bei Hybridlagern. Wasserfreie und gereinigte Druckluft führt das Öl dem Lager zu. Dadurch entsteht ein Überdruck. Dieser verhindert, dass Verunreinigungen in das Lager eindringen. Mit einer als Minimalmengenschmierung ausgeführten Öl-Luftschmierung lässt sich ein besonders kleines Reibmoment sowie eine niedrige Betriebstemperatur erreichen [17].

4.3 Grundlagen des Schwingungen

Die Akustik befasst sich mit der Ursache, Ausbreitung und Analyse von Schall. Die Ziele der technischen Akustik sind unter anderem die Lärmvermeidung und die Zustandsüberwachung von Maschinen. Die Umsetzung erfolgt durch Simulationen, Prüfstandsversuche und Testläufe. Die Berechnungsgrundlagen für Schall stützen sich auf das Wellenmodell. Schall kann sich in Form von Luft- und/oder Körperschall ausbreiten [18]. Durch Schwingungen wird mechanische Energie erzeugt, welche sich als Welle in einem Medium ausbreitet. In Elektromotoren entstehen solche Schallquellen u.a. durch magnetische Kräfte, ungleichmäßige Massenverteilung wie Unwucht und Lagerschwingungen. In diesem Zusammenhang hat sich der Begriff NVH (**Noise-Vibration-Harshness**) etabliert. NVH steht für hörbare Geräusche sowie für spürbare Schwingungen in Maschinen.

Die Körperschallmessung wird in dieser Arbeit genutzt um Aufschluss über den technischen Zustand des Bauteils Wälzlager zu bekommen. Weiterhin dient die Messung der

Schwingung am Prüfling und an den Lagern des Prüflings zur NVH-Optimierung des Elektromotors.

4.3.1 Körperschall

Unter Körperschall versteht man Schwingungen und Wellen in Festkörpern. Die Luftschallabstrahlung in bzw. von den Festkörpern wird durch Bewegungen der Körperoberflächen hervorgerufen. Daher ist oft der Körperschall für die Entstehung des Luftschalls verantwortlich [19].

Wahrnehmbarer Körperschall hat einen Frequenzbereich von 1 Hz bis 200 Hz [20]. Der Körperschall breitet sich als Transversal-, Torsions-, Quasilongitudinal- und Rayleighwelle aus. Durch Vibrationsmessung an Maschinen können Aussagen über kritische Zustände bzw. Lagerschäden getroffen werden.

Bei einer in dieser Arbeit angewendeten Körperschallmessung wird unter anderem der Beschleunigungspegel L_a nach Formel 3 berechnet und dargestellt.

$$L_a = 10 * \log\left(\frac{a^2}{a_0^2}\right) = 20 * \log\left(\frac{a}{a_0}\right) \quad \text{Formel 3}$$

Analog zum Schalldruckpegel werden aufgenommene Beschleunigungen a mit einer Bezugsbeschleunigung ins Verhältnis gesetzt und logarithmiert. Die Bezugsbeschleunigung a_0 beträgt 10^{-6} m/s^2 [21].

4.3.2 Schwingungsmesstechnik

Um den Beschleunigungspegel zu messen, werden Beschleunigungssensoren, basierend auf dem piezoelektrischen Effekt, verwendet. Grund dafür ist die Linearität dieses Sensors über einen weiten Frequenzbereich. Der Beschleunigungssensor hat eine Masse, welche durch die Schwingungen beschleunigt wird. Die Trägheit der Masse belastet das piezoelektrische Material im Inneren des Sensors und gibt über Elektroden ein Spannungssignal ab, das ausgewertet werden kann. Wie Abbildung 7 zeigt wird je nach Bauform das piezoelektrische Material mit Normal- bzw. Scherkräften belastet [18].

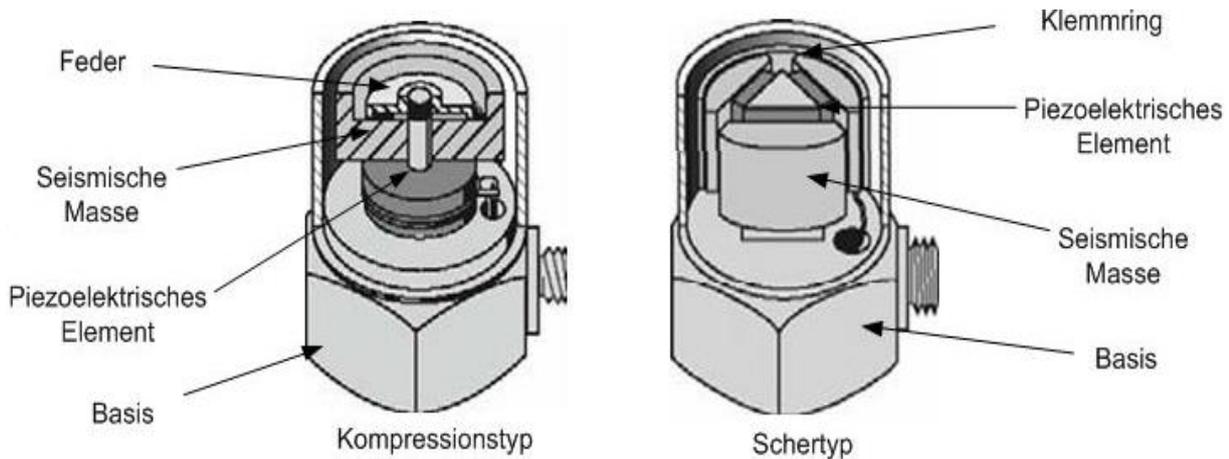


Abbildung 7: Darstellung eines Piezosensors des Kompressions- und Schertyps [18]

Aufgrund der wechselnden teils sehr hohen, teils sehr niedrigen Temperaturen während des Versuchs, werden bei der Aufnahme der Schwingungen in dieser Arbeit ausschließlich Beschleunigungssensoren des Schertyps verwendet. Ein großer Anteil der erhältlichen Piezosensoren basiert auf „Integrated circuit piezoelectric sensor“-Technik. Dabei erfolgt die Spannungsaufbereitung durch im Sensor direkt integrierte Mikroelektronik.

4.3.3 Analyse der Schwingungsaufzeichnung

Bei allen durchgeführten Messungen werden der Schwingweg, die Schwinggeschwindigkeit sowie die Schwingbeschleunigung aufgezeichnet. Dort werden unmittelbar nach der Messung alle Rohdaten durch das Messsystem aufbereitet und ein Frequenzband von 10 Hz bis 1000 Hz herausgefiltert. Anschließend werden die gemessenen Werte in einen gemittelten Schwingwert umgewandelt. Somit ergibt sich schließlich der effektive Mittelwert (RMS).

4.3.4 Campbell-Diagramm

Für die Schwingungsanalysen werden Campbell-Diagramme (Abbildung 8) verwendet. Dabei werden die gemessenen Frequenzen über den Drehzahlen aufgetragen und die auftretenden Amplituden durch eine Farbskala abgebildet. Ein Vorteil eines solchen Diagrammes ist die vereinfachte Unterscheidbarkeit zwischen drehzahlabhängigen Erregerfrequenzen und drehzahlunabhängigen Eigenfrequenzen (Corioliseffekte vernachlässigt). Die drehzahlabhängigen Erreger werden durch Ursprungsgeraden visualisiert [22]. Die erste Linie ist die erste Ordnung. Die nachfolgenden Linien enthalten höhere Ordnungen der Drehzahl als Frequenzinhalt. Dadurch ergeben sich mehrere Erregerfrequenzen der n-ten Ordnungen [23].

Eigenfrequenzen, die nicht von der Drehzahl abhängig sind, sind die Strukturresonanzen in der Maschine. Besonders große Resonanzamplituden entstehen dann, wenn während eines Hochlaufes die drehzahlabhängigen Erreger und die Eigenfrequenzen aufeinander treffen. Die Breite einer Strukturresonanz ist ein Maß für die Höhe der Modaldämpfung [24].

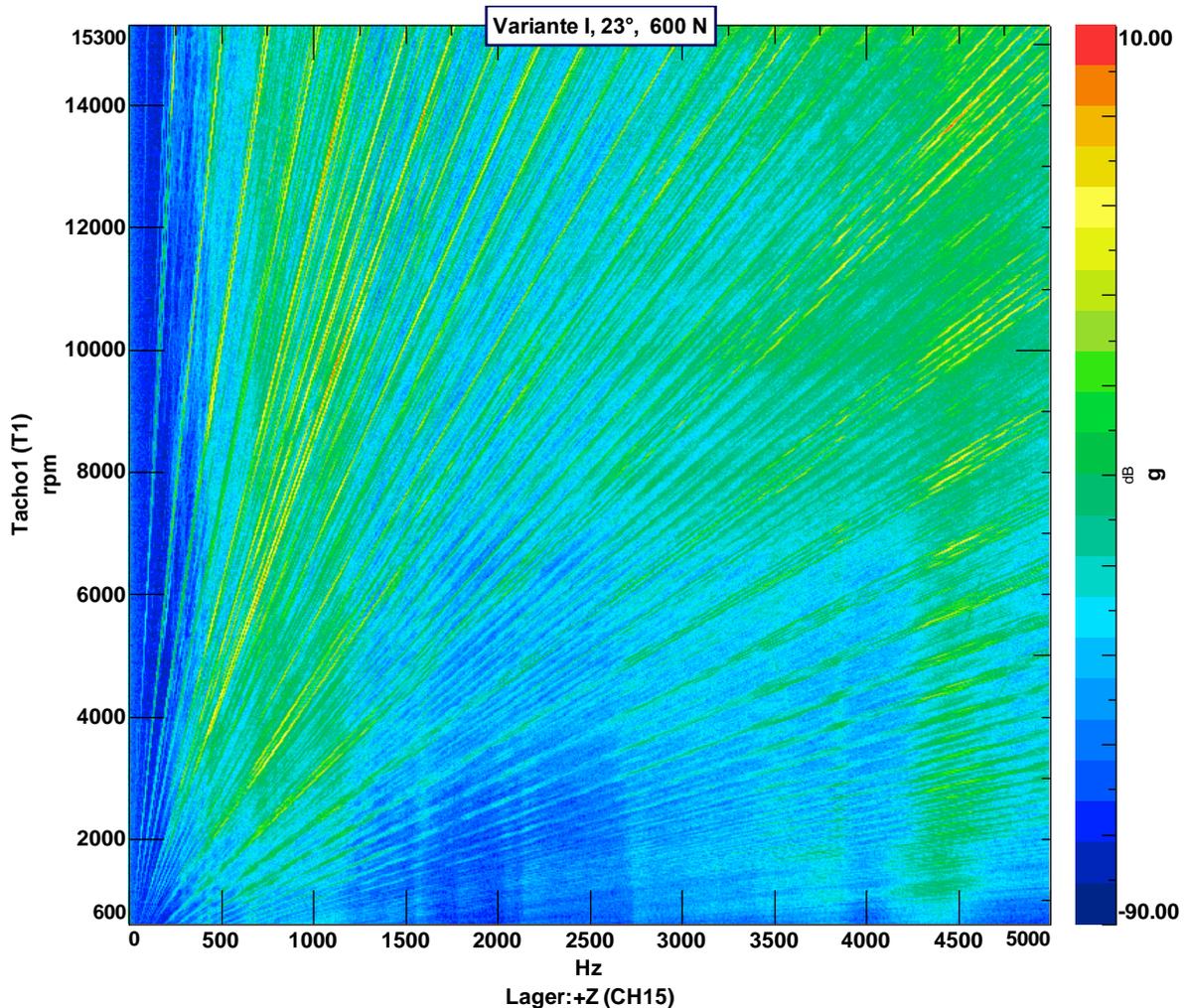


Abbildung 8: Campbell-Diagramm der gemessenen vertikalen Gehäuseschwingungen des Motors bei einem Hochlauf von 500 auf 16.000 U/min

5 Konzeption und Auslegung der Wälzlagerung

In diesem Kapitel wird die Wälzlagerung für die Hochdrehzahl-Elektromotoren konzipiert und ausgelegt. Dabei werden der Stand der Technik und die Anforderungen an die Lager vorgestellt und die Schmier- und Kühlverfahren betrachtet. Danach wird das Lagerkonzept erläutert. Abschließend wird die Gestaltung der Lagersitze untersucht.

5.1 Stand der Technik

Für die meisten E-Antriebe in Kraftfahrzeugen werden Wälzlager eingesetzt [4]. Die am meisten verwendeten Wälzlager sind Rillen-, Schrägkugellager und Zylinderrollenlager [25]. Dabei werden diese entweder als eine Fest-, Los-, schwimmende (Abbildung 9) oder angestellte Lagerung (Abbildung 10) gestaltet.

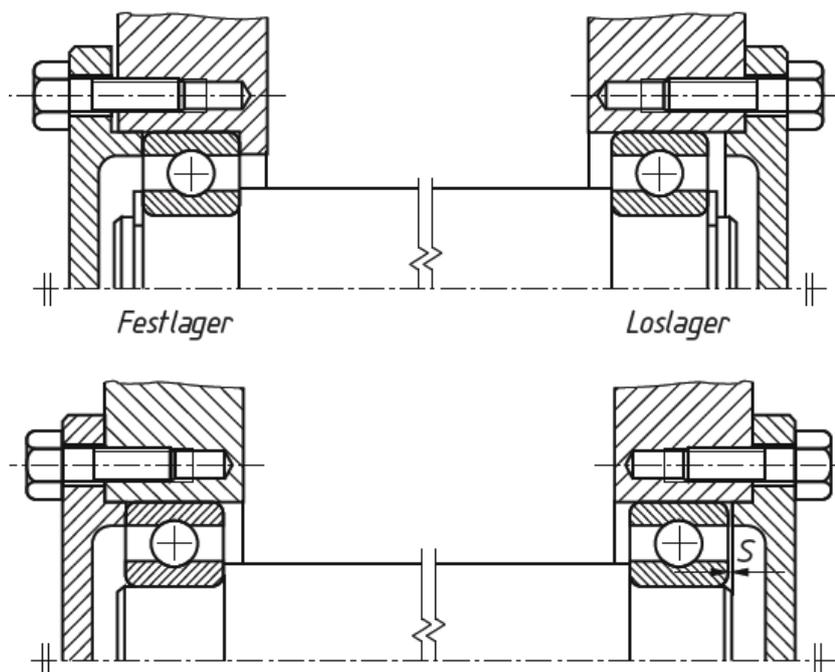


Abbildung 9: Gestaltung von Wälzlagerungen, Fest-Los-Lagerung (oben), schwimmende Lagerung (unten) [5]

Wird eine genaue Führung der Rotorwelle, der Wälzkörper in der unbelasteten Zone oder des Zahneingriffs verlangt, werden die Lager starr oder elastisch angestellt. Eine starre Anstellung wird anhand von Gehäusetoleranzen, Muttern, Passscheiben oder Abstandshülsen erreicht. Sie erfordert eine genaue Fertigung, eine Berechnung der thermischen Ausdehnung und eine präzise Montage. Häufig werden die Lager in Elektromotoren elastisch durch eine Feder angestellt. Die Federkraft wird so eingestellt, dass

eine minimale Reibung und eine maximale Steifigkeit und Laufruhe erreicht werden. Die Federkrafttrichtung wird so gewählt, dass sich entweder eine X- oder eine O-Anordnung ergibt (Abbildung 10). Bei einer O-Anordnung wirkt die Kraft am Außenring des Loslagers weg vom Festlager und ermöglicht die Aufnahme großer Kipp- und Biegemomente [13]. Hingegen wirkt bei einer X-Anordnung die Vorspannkraft am Außenring des Loslagers in Richtung des Festlagers. Dadurch ergibt sich eine kleinere Stützbasis. Die X-Anordnung eignet sich zur Aufnahme von Kipp- und Biegemomenten weniger als eine O-Anordnung.

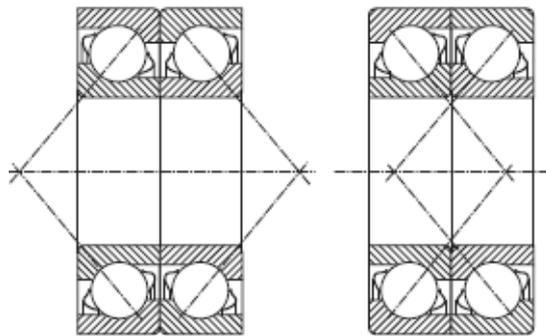


Abbildung 10: Mögliche Anordnungen von zwei angestellten Wälzlagern; O-Anordnung (li.), X-Anordnung (re.) [5]

Die erforderliche Vorspannkraft hängt stark von der Anwendung ab und lässt sich aufgrund der komplexen und inhomogenen Zustände nicht allgemeingültig berechnen. Für eine Abschätzung der erforderlichen Vorspannkraft geben Lagerhersteller empirische Formeln. Zum Beispiel lässt sich nach [13] die benötigte Vorspannkraft nach Formel 4 bestimmen [13]. K ist als Beiwert in Abhängigkeit der Konstruktion auszuwählen und liegt maximal bei $0,02 \cdot d$. Dabei ist d der Bohrungsdurchmesser des vorzuspannenden Lagers.

$$F_a = K \cdot d \quad \text{Formel 4}$$

Ein weiteres Beispiel für die Berechnung der Vorspannkraft ist Formel 5 nach [26].

$$F_a = 10 \cdot d \quad \text{Formel 5}$$

Bei der Auswahl der Vorspannung ist die Lebensdauer von wichtiger Bedeutung, da sich die Steifigkeit der Lager nur noch unwesentlich erhöht, sobald die Vorspannung einen bestimmten Wert überschreitet (Abbildung 11). Dagegen nehmen die Reibung und damit die Erwärmung zu.

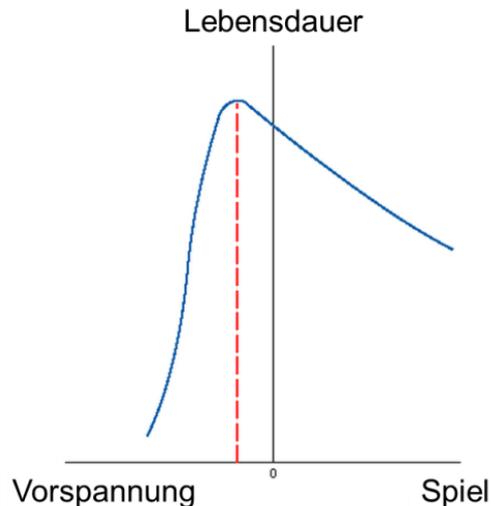


Abbildung 11: Zusammenhang zwischen Lagerlebensdauer und Lagerluft [13]

5.2 Zielkonzeption und Auslegung

Für die Ausführung der Motorwelle als Getriebeeingangswelle mit schrägverzahntem Stirnrad wurde ein Lagerkonzept entwickelt, bei dem drei Rillenkugellager (RKL) eingesetzt werden. Zwei befinden sich im Elektromotor und das dritte Lager befindet sich im Getriebe und stützt das Ende der Welle ab. Die beiden RKL im Antriebsmotor sind so gestaltet, dass eine Fest- Loslagerung entsteht. Sie sind vorgespannt, um die Wellenführungs- und die Laufruheanforderungen zu erfüllen. Die Vorspannung wird elastisch in X-Anordnung ausgeführt, so dass das dritte Lager auch bei Teillast noch einen angemessenen Lastanteil aufnimmt.

5.2.1 Anforderungen an die Lagerung

Für die Steigerung der Leistungsdichte der Elektromotoren sind hohe Drehzahlen erforderlich. Daraus entsteht die Anforderung, ein Lagerungssystem zu entwickeln, das sich für Drehzahlen über 16.000 U/min eignet. Die Motoren verfügen über hohe Drehmomente (bis zu 300 Nm), eine geforderte Lebensdauer von mindestens 3.000 Betriebsstunden und eine Schrägverzahnung als Schnittstelle zum Getriebe. Diese Verzahnung ermöglicht eine hohe Laufruhe und Zahnfestigkeit, hat aber auch hohe axiale und radiale Kräfte zur Folge. Um die geforderte Lebensdauer der Verzahnung zu garantieren, ist die Verlagerung der Rotorwelle in radialer und axialer Richtung rechnerisch zu überprüfen. Die Motoren arbeiten im Bremsbetrieb als Generator, was eine wechselnde Lagerbelastung verursacht. Die Laufruhe und das NVH-Verhalten der Motoren sind von zent-

raler Bedeutung und spielen bei der Auslegung des Lagerungssystems eine große Rolle.

Aufgrund der hohen Leistungsdichten und den hohen elektrischen Verlusten ist die thermische Belastung von Hochdrehzahl-Elektromotoren sehr hoch. Um diese Belastung zu reduzieren werden die Motoren entweder wasser- oder ölgekühlt. Bei einer Wasserkühlung sind die Lager fettgeschmiert. Um die Kosten weiter zu reduzieren, werden Elektromotor und Getriebe in jüngsten Entwicklungen ineinander integriert. Um den Konstruktionsaufwand und die Reibverluste durch die Abdichtungen zu reduzieren, teilen sich Elektromotoren und Getriebe das gleiche Öl. Deshalb ist Motorlagerung ebenfalls ölgeschmiert zu gestalten.

5.2.2 Festlager

Für die Auslegung des Festlagers wurde ein Modell des Elektromotors (Abbildung 12) mit der Software Bearinx der Fa. Schaeffler AG erstellt. In diesem Modell wurden alle Anforderungen an Temperaturen, Schmierung, Verschmutzung, Belastungen aus dem Lastkollektiv, die magnetischen Kräfte in Form eines konstanten Faktors der Rotormasse und zu erwartende Schiefstellungen berücksichtigt. Für die Abschätzung des möglichen Ausmaßes einer Schiefstellung infolge der Fertigungstoleranzen wurde eine Analyse durchgeführt.

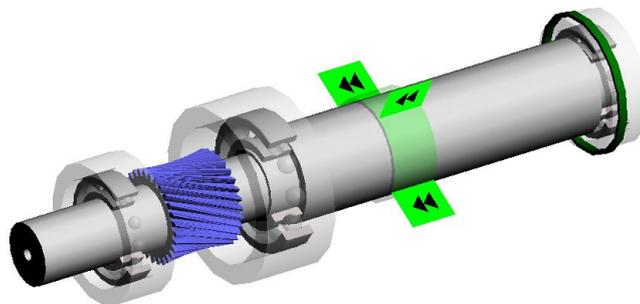


Abbildung 12: Das ausgearbeitete Lagerkonzept besteht aus drei elastisch angestellten Rillenkugellagern als Fest- und Loslager.

Aufgrund der Berechnungsergebnisse und wirtschaftlichen Betrachtungen wird ein Rillenkugellager der Größe 6209 als Festlager ausgewählt. Dieses besitzt serienmäßig einen Blechkäfig und hat eine Grenzdrehzahl von 12.000 U/min. Die Blechkäfige neigen dazu sich bei hohen Drehzahlen aufgrund der geringeren Steifigkeit zu deformieren. Das führt zum Blockieren der Kugeln in der Käfigtasche. Das Klemmen der Kugeln hat erhöhte Reibung und erhebliche Wärmeentwicklung zur Folge [27]. Um die Grenzdrehzahl zu erhöhen, wurde der Blechkäfig durch einen Sonderkäfig aus Polyamid 46 mit

einem Glasfaseranteil von 30 % ersetzt. Die Käfige aus Polyamid verfügen auch über bessere Notlaufeigenschaften bei Mangelschmierung. Wegen der hohen Flexibilität bei der Gestaltung und der Fertigung der Kunststoffkäfige lässt sich die Geometrie der Käfige optimal auf die Anforderungen anpassen. In Tabelle 1 sind die Parameter des Lagers aufgelistet. Das Festlager wird beidseitig im Gehäuse gestützt um die axialen und radialen Kräfte der Verzahnung aufzunehmen.

Tabelle 1: Lagerdaten des Lagertyps 6209

6209	
Bohrungsdurchmesser d [mm]	45
Außenringdurchmesser D [mm]	85
Breite b [mm]	19
Dynamische Tragzahl C [kN]	35,1
Statische Tragzahl C₀ [kN]	21,6
Wälzkörperdurchmesser D_{wk} [mm]	12,303
Wälzkörperanzahl Z	10

5.2.3 Loslager

Anhand des Modells in Abbildung 12 wurden für die Loslager die benötigten Tragzahlen bei einer Lebensdauer von 3.000 h berechnet. Aufgrund der Ergebnisse wurden zwei Lager mit der Bezeichnung 6008 (Tabelle 2) ausgewählt. Sie befinden sich im B-Lagerschild des Motors und im Lagerschild des Getriebes. Zur Vereinfachung wird in dieser Arbeit das Lager im Getriebe als Stützlager bezeichnet. Die Lager sind als Loslager ausgeführt um den Ausgleich der axialen Wellenausdehnung zu ermöglichen. Die Vorspannung wird am Außenring des Loslagers im B-Lagerschild mit Hilfe von Wellenfedern ausgeübt. Die Kraft wirkt in Festlagerrichtung. Dadurch entsteht wie zuvor beschrieben eine X-Anordnung. Auf die Vorspannkraft wird in Abschnitt 8.4 näher eingegangen. Das Stützlager wird nicht vorgespannt und ist lediglich durch die Verzahnungskräfte belastet.

Tabelle 2: Lagerdaten des Lagertyps 6008

6008	
Bohrungsdurchmesser d [mm]	40
Außenringdurchmesser D [mm]	68
Breite b [mm]	15
Dynamische Tragzahl C [kN]	17,8
Statische Tragzahl C₀ [kN]	11

5.2.4 Lagerluft

Aufgrund des erwarteten Temperaturunterschieds zwischen Innen- und Außenring bzw. der aufzunehmenden Axialkraft aus der Verzahnung besitzen alle drei Lager eine erhöhte Lagerluft der Klasse C3. In Tabelle 3 sind die maximalen und minimalen Radial- und Axiallagerluftwerte vor Einbau aufgelistet.

Tabelle 3: Minimale und maximale Luftwerte der Lager 6209 und 6008 in radialer und axialer Richtung vor Einbau

Lager	Radialluft G _r [µm]		Axialluft G _a [µm]	
	Minimal	Maximal	Minimal	Maximal
6209	18	36	206,2	290,6
6008	15	33	154,4	227,7

5.2.5 Dichtung und Befettung

Für die Schmierung und Kühlung der Lager im Motor wird das Getriebeöl verwendet. Das hat zur Folge, dass Gegenmaßnahmen gegen Verunreinigungen aus der Fertigung des Getriebes und aufgrund Verschleißes der Verzahnung zu implementieren sind. Eine dieser Maßnahmen ist die Filterung des Öls. Um zu hohe Druckverluste im Filter zu vermeiden, wird ein Filter mit einer Feinheit von 100 µm eingesetzt. Als ergänzende Maßnahme werden alle Lager mit beidseitigen reibungsarmen Dichtscheiben (RZ) und einer ersten Befettung versehen. Die Dichtscheiben bilden einen engen Dichtspalt mit der Mantelfläche der Innenringschulter. Dieser Spalt dient als Barriere gegen Verschmutzungen. Die ausgewählten reibungsarmen Dichtscheiben bestehen aus ölbeständigem, verschleißfestem Nitrilkautschuk (NBR) und haben eine Stahlblecharmierung. Die zulässige Betriebstemperatur der Dichtungen beträgt -40° bis +100°C [13].

Das in dieser Arbeit eingesetzte Fett ist LGHP2 der Firma SKF. In Tabelle 4 sind die technischen Daten des Fettes zusammengefasst [13].

Tabelle 4: Eigenschaften des Fettes LGHP2

Kurzzeichen	LGHP 2
NLGI-Konsistenzklasse	2–3
Seifenart	Di-Polyharnstoff
Grundöl	Mineralöl
Zulässige Betriebstemperaturen [°C]	-40 bis +150
Grundölviskosität bei +40°C [mm ² /s]	96

5.2.6 Berechnung der Lagersitzpassungen und der Lagersitzgestaltung

In diesem Abschnitt werden die Lagersitzpassungen und die Lagersitzgestaltung in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur und der Lagerlebensdauer bestimmt und untersucht.

Bei der Berechnung werden die Lagersitzpassungen für zwei Lagersitzvarianten bestimmt. Bei **Variante I** werden die Lager in Lagerschilde aus Aluminium eingebracht. Der Vorteil eines Lagerschildes aus Aluminium ist das geringere Gewicht gegenüber Stahl. Der Nachteil besteht darin, dass Al einen höheren Ausdehnungskoeffizienten, eine höhere Wärmeleitfähigkeit und eine geringere Steifigkeit besitzt als Lagerstahl (100Cr6).

Der höhere Ausdehnungskoeffizient führt je nach Lagersitzpassung im Gehäuse bei tiefen Temperaturen zu starker Pressung am Außenring des Lagers und Lagerluftverminderung und bei hohen Temperaturen zu Außenringwandern und Reibkorrosion aufgrund zu loser Passung.

Der höhere Wärmeübergangskoeffizient hat als Folge, dass die Wärme am Lageraußenring durch das Gehäuse besser abgeführt wird als am Innenring. Dadurch entsteht ein großer Temperaturunterschied zwischen Innen- und Außenring (Übertemperatur). Die Übertemperatur kann zu Verspannungen, hohen Pressungen und Lagerausfall führen.

Bei Variante II werden die Lager in Lagerbuchsen aus Stahl eingebracht. Die Lagerbuchsen werden zwischen den Lagern und den Lagerschilden eingepresst. Der Vorteil besteht darin, dass die Lagerbuchsen als Außenringsitz nahezu die gleichen thermi-

schen und mechanischen Eigenschaften besitzen wie die Lager. Nachteilig sind die Bearbeitungs- und Materialkosten sowie die erweiterte Toleranzkette und die dadurch resultierende Gefahr der Schiefstellung der Lager. Um die volle Wirkung der Lagerbuchsen zu sichern wird in [5] empfohlen, bei ungeteiltem Gehäuse Buchsen mit Mindestdicke von 1,12-mal des Lageraußendurchmessers einzusetzen.

Im Anschluss werden die Lagersitzpassungen bestimmt und der Effekt der Lagersitzgestaltung auf die Lebensdauer rechnerisch untersucht. Für die Bestimmung der Sitzpassungen werden die Anforderungen und die Grenzparameter wie folgt definiert:

Die Rotorwelle besteht aus Stahl 20MnCr5. Bei der Auswahl der Wellenpassung ist eine Zugspannung an der Oberfläche des Innenrings durch die Ausweitung beim Aufziehen auf die Rotorwelle von $\sigma_{t, \max} = 127 \text{ MPa}$ nicht zu überschreiten (Abbildung 13) [28]. Die Abhebedrehzahl des Innenrings aufgrund der Fliehkraft muss höher als 16.000 U/min liegen. Der Temperaturbereich der Lager beträgt -30°C bis $+110^\circ\text{C}$.

Zuerst wird die Innenringpassung berechnet. Dann wird die Betriebslagerluft bestimmt. Durch die Einführung eines „Belastung-Betriebslagerluft-Faktors“ wird eine Abhängigkeit zwischen Lagergröße, Betriebslagerluft und Lebensdauer erzeugt. Die Passung der Gehäusebohrung wird dann so lange variiert, bis sich eine optimale Lebensdauer bei der durch die Variation der Gehäusepassung resultierenden Betriebslagerluft ergibt.

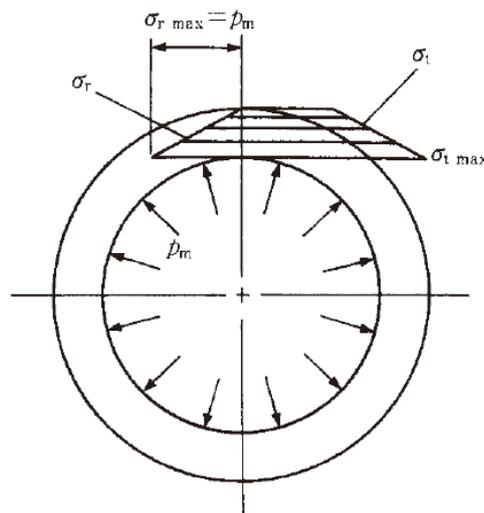


Abbildung 13: Grenzflächenspannung $\sigma_{t, \max}$ am Innenring eines Rillenkugellagers durch die Wellenpassung [28]

5.2.6.1 Berechnung der Lagersitzpassung des Innenrings

Wie in Abbildung 14 dargestellt wird die Passung der Rotorwelle als Lagersitz so ausgewählt, dass das mittlere wahrscheinliche Passungsübermaß größer ist als die Innenringaufweitung (Δd) unter Radialkraft (F_r).

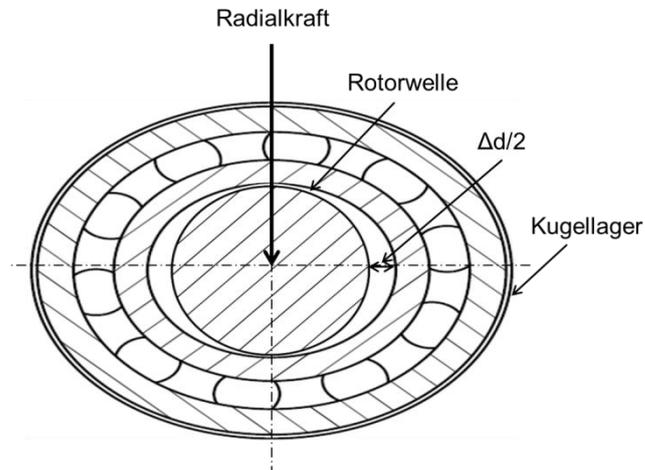


Abbildung 14: Verformung des Innenrings unter der Radiallast

Die Innenringaufweitung Δd lässt sich nach Formel 6 berechnen.

$$\Delta d \geq 0,02 \cdot \frac{F_r}{b} \cdot 10^{-3} \quad \text{Formel 6}$$

Die resultierende Radialkraft F_r wird aus der Verzahnungsgeometrie und dem maximalen Motordrehmoment berechnet. Die Axialkraft wird hierbei nicht betrachtet. Die Breite des Lagers 6209 beträgt 19 mm. Dadurch ergibt sich ein Δd von 8,3 μm . Das mittlere wahrscheinliche Passungsübermaß von k4 oder fester erfüllt diese Anforderung. Um eine Auswahl zu treffen, wird die Oberflächenspannung $\sigma_{t, \max}$ bei den beiden Passungen nach Formel 7, 8, 9 und 10 berechnet. Dadurch ergibt sich eine Passung von m5. Sie ermöglicht die höchste Sicherheit gegen Abheben des Innenrings bei hohen Drehzahlen mit $\sigma_{t, \max}$ unterhalb von 127 MPa.

$$\sigma_{t, \max} = p_m \frac{1 + r^2}{1 - r^2} \quad \text{Formel 7}$$

$$p_m = \frac{\Delta d_i}{d} \frac{1}{\left[\frac{m_s - 1}{m_s E_s} - \frac{m_i - 1}{m_i E_i} \right] + 2 \left[\frac{r_0^2}{E_s (1 - r_0^2)} + \frac{1}{E_i (1 - r)} \right]} \quad \text{Formel 8}$$

$$r = d/D_i \quad \text{Formel 9}$$

$$r_0 = d_0/d$$

Formel 10

5.2.6.2 Berechnung der Lagersitzpassung des Außenrings

Für die Bestimmung der Lagersitzpassung des Außenrings wird die Differenz der Gehäuse- und der Lageraußenringausdehnung ΔD_T zwischen den maximalen und minimalen Temperaturen einbezogen (Abbildung 15).

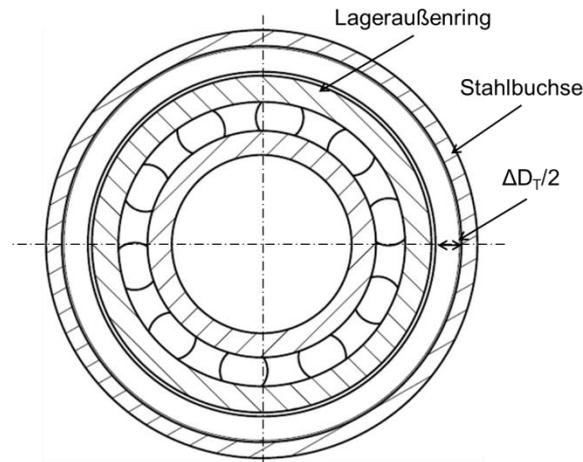


Abbildung 15: Ausdehnungsdifferenz zwischen Lageraußenring und Gehäusebohrung durch Variation der Umgebungstemperatur

Die Gehäusepassung wird so ausgewählt, dass bei der Temperatur mit der kleinsten Ausdehnungsdifferenz eine leichte Vorspannung vorliegt. Die Berechnung der Ausdehnungsdifferenz erfolgt nach Formel 11.

$$\Delta D_T = (\alpha_1 - \alpha_2) \cdot \Delta T \cdot D$$

Formel 11

Der Ausdehnungskoeffizient von Aluminium α_1 liegt bei $23,7 \times 10^{-6} \text{ 1/K}$. Bei Lagerstahl (100Cr6) beträgt dieser $\alpha_2 = 12,5 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$. Die maximale Temperaturdifferenz ΔT ist 140 K (Temperaturbereich -30° bis $+110^\circ\text{C}$). Das Festlager hat einen Außenringdurchmesser D von 85 mm.

Mit einem Aluminiumgehäuse liegt die Ausdehnungsdifferenz zwischen Außenring und Gehäusebohrung ($\Delta D_{T, \text{Aluminium}}$) bei ca. 133 μm . Das bedeutet, dass sich der Bohrungsdurchmesser des Gehäuses mit zunehmender Temperatur entsprechend stärker ausdehnt als der Außenring des Lagers. Nach Abbildung 16 ist die Gehäusepassung so auszuwählen, dass bei der tiefsten Einsatztemperatur eine leichte Vorspannung im optimierten und noch sicheren Bereich (blauer Punkt in der Abbildung) vorliegt. Mit Zunahme der Temperatur bewegt sich die Lagerluft Richtung Spiel (roter Punkt). Dadurch

werden eine Verspannung und ein rapider Lebensdauerabfall (links von der gestrichelten Linie) vermieden.

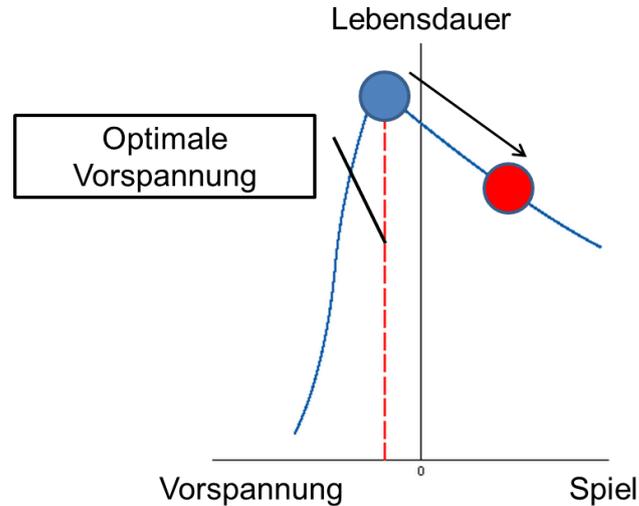


Abbildung 16: Lebensdauer der Lager in Abhängigkeit der Lagerluft bei einem Lagersitz aus Aluminium [13]

Da die Anforderungen für einen optimalen Betrieb nur selten bei -30°C gestellt werden, eignet sich Aluminium als Lagersitz bei Anwendungen mit großem Temperaturbereich nur bedingt.

Eine mögliche Lösung ist einen Werkstoff für die Lagersitze einzusetzen, der einen ähnlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten hat wie Lagerstahl. In dieser Arbeit wird der Stahl 20MnCr5 verwendet. Er hat einen Ausdehnungskoeffizienten α_3 von $11,1 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$ im Vergleich zu α_2 von $12,5 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$.

Die Gehäuse- und die Lageraußenringausdehnung $\Delta D_{T, \text{Stahl}}$ wird für eine Temperaturspanne von 140 K bestimmt. Daraus ergibt sich eine $\Delta D_{T, \text{Stahl}}$ von ca. $-17 \mu\text{m}$. Das bedeutet, dass sich die Stahlbuchse bei einer Temperaturerhöhung von -30° auf $+110^{\circ}\text{C}$ um ca. $17 \mu\text{m}$ weniger ausdehnt als der Lageraußenring.

Nach Abbildung 17 ist die Lagersitzpassung im Gehäuse so auszuwählen, dass sich bei 110°C eine leichte Vorspannung (roter Punkt in der Abbildung) einstellt. Bei -30°C bewegt sich die Lagerluft in Richtung Spiel (blauer Punkt). Folglich liegen die optimalen Bedingungen bei der Betriebstemperatur (110°C) vor.

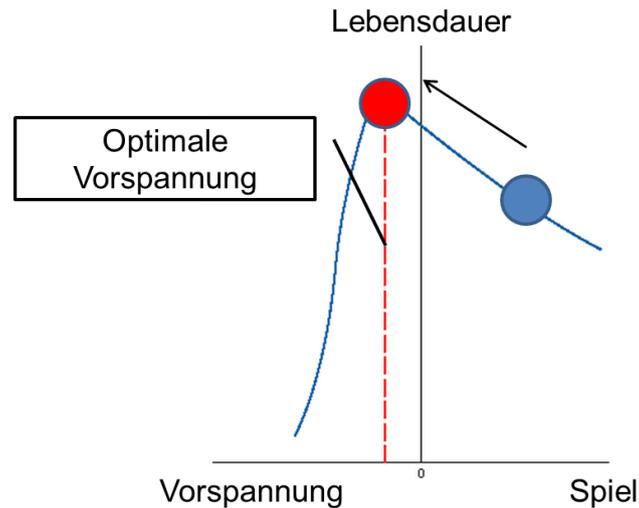


Abbildung 17: Lebensdauer der Lager in Abhängigkeit von der Lagerluft bei einem Lagersitz aus Stahl [13]

Um den Effekt der Temperatur und der Lagersitzpassung auf die Lebensdauer zu untersuchen wird ein sogenannter Belastung-Betriebslagerluft-Faktor $f(\varepsilon)$ eingeführt [28]. $f(\varepsilon)$ lässt sich, wie in Formel 12 dargestellt, berechnen. Dieser beinhaltet die Betriebslagerluft, Wälzkörpergröße und -anzahl und die Radialkraft.

$$f(\varepsilon) = \frac{\Delta_r \cdot D w k^{1/3}}{0,00044 \cdot \left(\frac{F_r}{Z}\right)^{2/3}} \quad \text{Formel 12}$$

Die Lebensdauerberechnung wird für das Festlager 6209 durchgeführt (Tabelle 1). F_r ist die Lagerbelastung in radialer Richtung. Die radiale Betriebslagerluft Δ_r lässt sich nach Formel 13 berechnen.

$$\Delta_r = \Delta_0 - (\delta_t + \delta_f) \quad \text{Formel 13}$$

Die theoretische Lagerluft ist nach Formel 14 zu bestimmen.

$$\Delta_0 = \Delta_1 + \delta_{F0} \quad \text{Formel 14}$$

Die Minderung der Lagerluft aufgrund der Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Außenring wird nach Formel 15 berechnet.

$$\delta_t = \alpha \cdot \Delta_t \cdot \frac{4D + d}{5} \quad \text{Formel 15}$$

Die Minderung der Lagerluft aufgrund der Lagersitzpassung wird nach Formel 16, 17 und 18 berechnet.

$$\delta_f = R_d + R_D \quad \text{Formel 16}$$

$$R_d = \frac{0,9 \cdot U \cdot d}{D_i} \quad \text{Formel 17}$$

$$R_D = \frac{0,8 \cdot U \cdot D_a}{D} \quad \text{Formel 18}$$

Mit Hilfe des Belastung-Betriebslagerluft-Faktors $f(\epsilon)$ lässt sich nun der Lebensdauerbeiwert $\left(\frac{L_\epsilon}{L}\right)$ anhand Tabelle 5 aus [28] bestimmen. Der Lebensdauerbeiwert ermöglicht eine Aussage über die Lebensdauer in Abhängigkeit der Betriebslagerluft. L ist die nominelle Lebensdauer nach DIN ISO 281:1993. $L(\epsilon)$ ist die Lebensdauer in Abhängigkeit der Lagerluft.

Tabelle 5: Lebensdauerbeiwert $\left(\frac{L_\epsilon}{L}\right)$ in Abhängigkeit des Belastung-Betriebslagerluft-Faktors $f(\epsilon)$ [28]

$f(\epsilon)$	$\left(\frac{L_\epsilon}{L}\right)$	$f(\epsilon)$	$\left(\frac{L_\epsilon}{L}\right)$
33,713	0,294	-3,207	0,605
10,221	0,546	-3,877	0,371
4,054	0,737	-4,283	0,276
1,408	0,889	-4,596	0,221
0	1	-5,052	0,159
-0,859	1,069	-6,114	0,078
-1,438	1,098	-7,092	0,043
-1,862	1,094	-8,874	0,017
-2,195	1,041	-10,489	0,008
-2,489	0,948	-17,148	0,001

Lagersitzpassung: Aluminium

Der Belastung-Betriebslagerluft-Faktor wird in Abhängigkeit verschiedener Passungen berechnet und der Lebensdauerbeiwert $\left(\frac{L_\epsilon}{L}\right)$ bestimmt. Die Passung wird solange variiert bis ein akzeptabler Lebensdauerbeiwert erreicht wird. Aus der Berechnung wird eine Gehäusepassung von J6 ausgewählt. Bei dieser Passung, einer Gehäusetemperatur

von +100°C und einer Rotorwellentemperatur von +110°C liegt $\left(\frac{L_\varepsilon}{L}\right)$ bei 0,94. Bei -30°C für die beiden Bauteile liegt $\left(\frac{L_\varepsilon}{L}\right)$ bei 0,25.

Lagersitzpassung: Stahl

Der Lebensdauerbeiwert $\left(\frac{L_\varepsilon}{L}\right)$ wird für den Lagersitz aus Stahl mit einer Gehäusepassung von J6 berechnet. Bei einer Passung von J6, einer Gehäusetemperatur von +100°C und einer Rotorwellentemperatur von +110°C liegt $\left(\frac{L_\varepsilon}{L}\right)$ bei 0,94. Bei -30°C liegt $\left(\frac{L_\varepsilon}{L}\right)$ bei 0,78.

5.2.6.3 Zusammenfassung

Anhand der Berechnungen werden die Gehäusepassung J6 und eine Wellenpassung von m5 ausgewählt. Die optimalen Laufbedingungen liegen mit einem Lagersitz aus Stahl und den obengenannten Passungen im Bereich der Betriebstemperaturen. Im Gegensatz dazu liegen die optimalen Laufbedingungen mit einem Lagersitz aus Aluminium bei Temperaturen unter 0°C. In Abschnitt 8.4.5 und 8.4.6 werden die beiden Varianten auf ihre Eigenschaften bezüglich Lagertemperatur und Schwingungsverhalten untersucht.

6 Konzeption und Aufbau eines E-Drive Prüfstandes

Als Teil dieser Arbeit wurde ein neuartiger E-Drive Prüfstand konzipiert. Er ermöglicht erstmalig sowohl Komponenten- als auch Systemuntersuchungen. Er dient der Verifizierung von Berechnungen und von Simulationen. Die Untersuchung neuer geometrischer und konstruktiver Lösungen bezüglich Lager und Lagerumgebung werden dadurch ermöglicht. In diesem Kapitel werden die Anforderungen an den E-Drive Prüfstand zusammengefasst. Im Anschluss werden die Konzeption und der Aufbau des Prüfstandes erläutert.

6.1 Anforderungen an den Prüfstand

Die Konzepterstellung des E-Drive Prüfstandes basiert auf folgenden Anforderungen, die fortan als Prämissen verwendet werden:

- Ein Hochdrehzahl-Dummy Elektromotor ist als Prüfling zu konstruieren. Er ist flexibel zu gestalten und soll über wenige Schnittstellen verfügen.
- Da der Entwicklungstrend bei Elektromotoren in Richtung hohe Drehzahlen und Leistungsdichten geht, sind Antriebsdrehzahlen bis 20.000 U/min gefordert. Die Drehzahl ist stufenlos und zeitlich schnell zu variieren.
- Eine Einstellung der Prüflingstemperatur zwischen -30° und $+130^{\circ}\text{C}$ muss möglich sein.
- Für die Integration mit dem Getriebe und für die Reduzierung der thermischen Belastungen der Elektromotoren sind diese ölgeschmiert und haben einen gemeinsamen Ölkreislauf mit dem Getriebe. Deshalb ist eine entsprechende Ölkonditioniereinheit zu entwickeln. Mit dieser Einheit sind die Temperierung und das Pumpen des Öls zu ermöglichen.
- Der stabile Dauerbetrieb aller Komponenten ist sicherzustellen.
- Um Schwingungsoptimierungen am Prüfling durchzuführen, muss der E-Drive Prüfstand schwingungsoptimiert und -isoliert sein.
- Die verschiedenen Messparameter sollen anhand geeigneter Sensoren erfasst und ausgewertet werden.

6.2 Konzeption und Auslegung

Um die Anforderungen an den Prüfstand zu erfüllen wurde das Gesamtsystem modularisiert. Die Komponenten bzw. Subkomponenten wurden konzipiert, gefertigt und in Betrieb genommen. Die Module sind:

- Prüfling
- Antriebsstrang
- Umgebungstemperierung
- Ölkonditionierung
- Schwingungsoptimierung und -isolierung, Fundament und Luftfederung
- Mess-, Steuer- und Regelungstechnik

Bevor die einzelnen Module ausführlich erläutert werden, wird der Aufbau des E-Drive Prüfstandes in Folgenden zunächst im Überblick dargestellt.

Ein stufenlos geregelter Asynchronmotor mit einer maximalen Leistung von 32 kW treibt einen Prüfling an. Die Drehzahl wird stufenlos eingestellt und von einem Frequenzumrichter angesteuert. Der Prüfling ist ein ölgeschmiertes mechanisches Ersatzmodell eines Elektromotors. Er wird so konstruiert, dass realitätsnahe Komponenten- und Systemuntersuchungen möglich sind. Zwischen dem Antriebsmotor und dem Prüfling befindet sich eine Drehmomentmesswelle mit integrierter Drehzahlerfassung. Die Drehmomentübertragung vom Antriebsmotor zur Drehmomentmesswelle und von der Drehmomentmesswelle zum Prüfling erfolgt über Sicherheitskupplungen bzw. Metallbalgkupplungen. Der Prüfling befindet sich in einer Temperierkammer. Die Luft wird in einem Kälte-Wärme-Prüfschrank temperiert und mit einem Gebläse durch die Kammer geleitet. Die Regelung der Lufttemperatur erfolgt mit Hilfe der Steuer- und Regeleinheit des Prüfschranks. Dazu dient ein in unmittelbarer Nähe des Prüflings angebrachtes Widerstandsthermometer. Für die Schmierung und Kühlung des Prüflings kommt Öl zum Einsatz. Für die Versorgung des Prüflings mit Öl sorgt eine eigens entwickelte Ölkonditioniereinheit. Zur Aufnahme der Signale der Sensoren werden Messverstärker und A/D-Wandler des Typs MGCplus der Firma HBM verwendet. Dieser verfügt über Messkarten, die auf die verwendeten Sensoren abgestimmt sind.

6.2.1 Prüfling

Um die geplanten Untersuchungen und Optimierungen durchzuführen wird, wie in Abbildung 18 dargestellt, ein Prüfling als Ersatzmodell eines Elektromotors aufgebaut. Dabei steht die Flexibilität im Vordergrund. Beim Prüfling sind die aktiven Bauteile wie Kurzschlussringe, Wickelköpfe oder Rotor eines Elektromotors masse- und trägheitsidentisch durch Stahl- oder Aluminiumteile substituiert. Diese Bauteile lassen sich mit geringem Aufwand austauschen. Das hat den Vorteil, dass die Einzelkomponenten wie insbesondere das Lager realitätsnah untersucht werden können. Zudem ist es möglich die thermischen und mechanischen Randbedingungen der Lager innerhalb kürzester Zeit zu verändern. Dadurch entfallen die Schnittstellen zu den Elektrik-, Regelungs- und Steuerungskomponenten. Eine Kombination zwischen einem Komponenten- und einem Systemprüfstand ist damit realisiert.

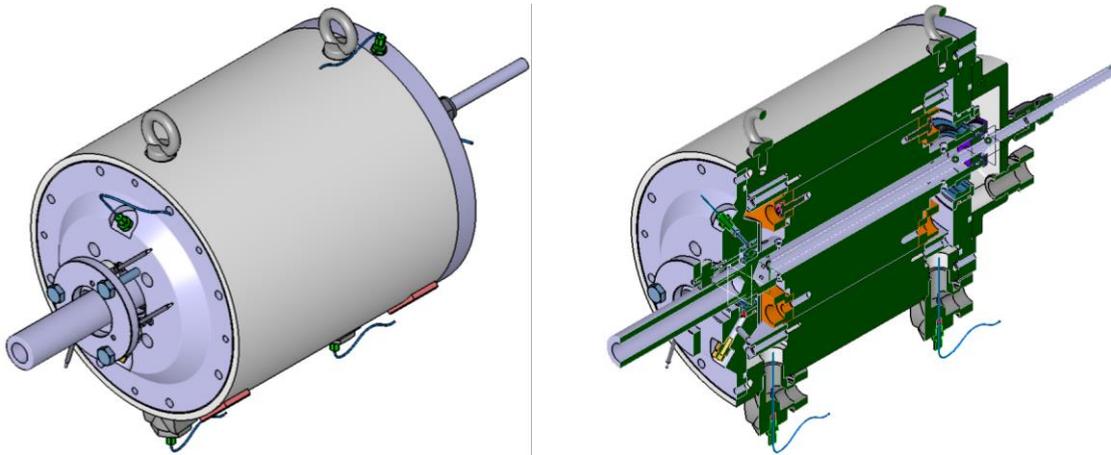


Abbildung 18: Darstellung des Dummy-Elektromotors, der als Prüfling dient.

Die Rotorwelle wird durch zwei Rillenkugellager (Abschnitt 5.2) im Motorgehäuse gelagert. Wie in Abbildung 19 dargestellt sind die beiden Lager in X-Anordnung elastisch anhand von Wellenfedern vorgespannt. Die Vorspannkraft kann beliebig variiert werden (siehe Abschnitt 8.4.1).

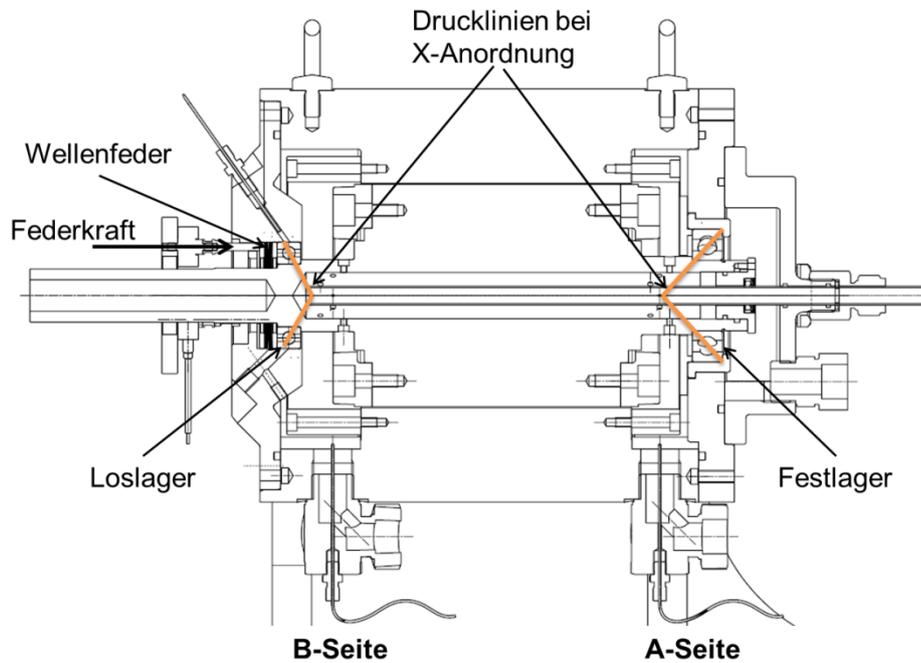


Abbildung 19: Rotorlagerung besteht aus zwei angestellten Lagern in X-Anordnung

In Abbildung 20 ist das Schmierprinzip beim Prüfling veranschaulicht. Durch das Injektorrohr wird das Schmieröl in die Rotorwelle eingepumpt. Das Öl kann aus radialen Bohrungen austreten, die in drei Ebenen auf die Festlagerseite (A-Seite) und drei Ebenen auf die Loslagerseite (B-Seite) verteilt sind. Der Durchmesser der Bohrungen und die Anzahl der offenen Bohrungen lassen sich mit Düsen variieren. Dadurch ist eine Variation der Ölverteilung und der austretenden Ölmenge aus der Rotorwelle möglich. Am offenen Ende der Rotorwelle (A-Seite) befindet sich ein Welleneinsatz. Dieser dient als Dichtungssitz und ist austauschbar. Die Dichtung dreht mit der Rotorwelle und dichtet zwischen Injektorrohr und Rotorwelle. Beim montierten Welleneinsatz ist die Rotorwelle ein geschlossenes System und damit ist der Aufbau eines Öldrucks in der Rotorwelle möglich.

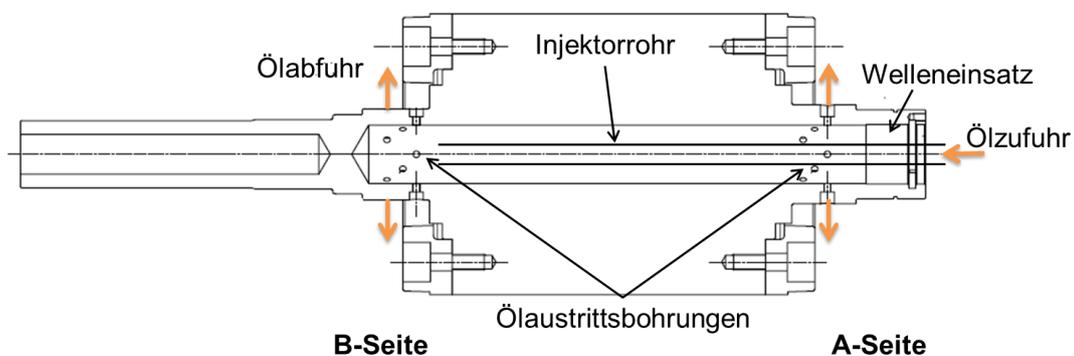


Abbildung 20: Veranschaulichung des Schmierverfahrens im Prüfling
(Modell-Elektromotor)

Der Prüfling ist zudem so ausgelegt, dass die Messung und Einstellung folgenden Parameter möglich ist.

- Erfassung des axialen Ölflusses durch das Loslager.
- Kontinuierliche Messung und Einstellung der axialen Vorspannung der Lager.
- Messung der Lagertemperaturen am Außenring und der Ölverteilung im Motor.
- Einstellung der Injektorrohrtiefe. Damit ist eine Änderung der Ölverteilung zwischen der A- und B-Seite möglich.
- Änderung des Werkstoffs und der Gestaltung der Lagersitze
- Austausch der Lagerschilde.
- Adaption verschiedener Dichtungsarten und -größen.

Wie in Abbildung 21 zu sehen ist, bestehen der Rotor und die Rotorwelle aus Stahl (20MnCr5) und bilden eine Einheit. Daher braucht hier die Pressverbandproblematik zwischen dem Rotor und der Rotorwelle nicht behandelt zu werden. Die Kurzschlussringe bestehen aus 20MnCr5 und sind austauschbar. Die Rotorwelle, der Rotor und die zwei Kurzschlussringe werden mit G1,5 bei 20.000 U/min ausgewuchtet.

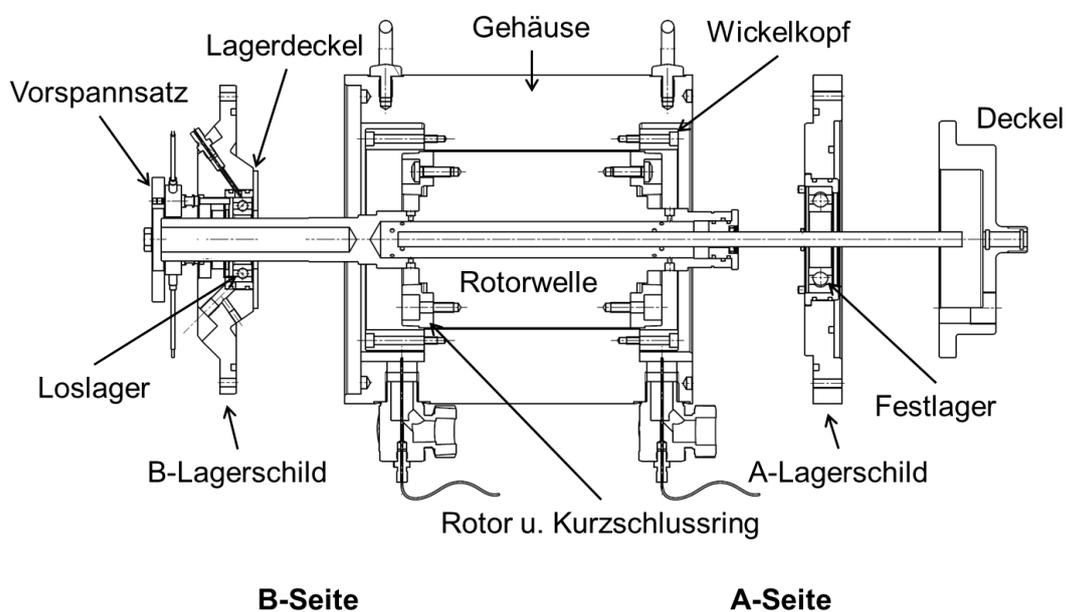


Abbildung 21: Aufbau und Bauteile des Prüflings

Das Gehäuse und der Stator bestehen aus einem einzigen Aluminiumteil (AlMg4,5Mn) (Abbildung 21), welches in dieser Arbeit als „Gehäuse“ bezeichnet wird. Damit erübrigt sich die Pressverbandthematik zwischen diesen beiden Teilen. An der unteren Seite

des Gehäuses befinden sich an der A- und B-Seite zwei Ölauslässe für das Abfließen des Öls. Die getrennte Ölabfuhr ermöglicht die Messung der Ölverteilung zwischen den A- und B-Seiten. Da der ausgeschleuderte Ölstrahl von den Wickelköpfen des Stators reflektiert wird, spielt die Form dieser Ringe eine wichtige Rolle bei der Verteilung des Öls. Um die Verteilung beliebig einzustellen, sind die Wickelköpfe austauschbar konstruiert. Rechts vom Festlager in Abbildung 21 befindet sich ein Deckel. Mit diesem wird das Injektorrohr befestigt und die Variation der Eintauchtiefe des Rohrs in der Rotorwelle ermöglicht. Das Gehäuse verfügt über zwei Passflächen für die genaue Positionierung der Lagerschilde.

Die **Lagerschilde und -sitze** wurden in zwei Varianten gefertigt. Variante I besteht aus Aluminium (AlMg4,5Mn) mit einem Bohrungsdurchmesser im Lagerschild entsprechend dem Lageraußendurchmesser (Abbildung 22 li.). Variante II besteht aus AlMg4,5Mn mit einem Bohrungsdurchmesser, der dem 1,12-fachen des Lageraußendurchmessers entspricht (Abbildung 22 re.). Zur axialen Festlegung dient ein Sicherungsring bei Variante I und die hakenförmige Lagerbuchse bei Variante II. Um die Schiefstellungen im Lager zu minimieren, werden die Lagersitzbohrungen in den Lagerschilden in montiertem Zustand mit dem Gehäuse in einem Bearbeitungsschritt auf das Endmaß gebracht. Dadurch wurden Abweichungen durch die Überlagerung von Form- und Lagertoleranzen vermieden. Durch Zentrierflächen und -stifte wird die genaue Fluchtung nach einem Montagevorgang festgehalten.

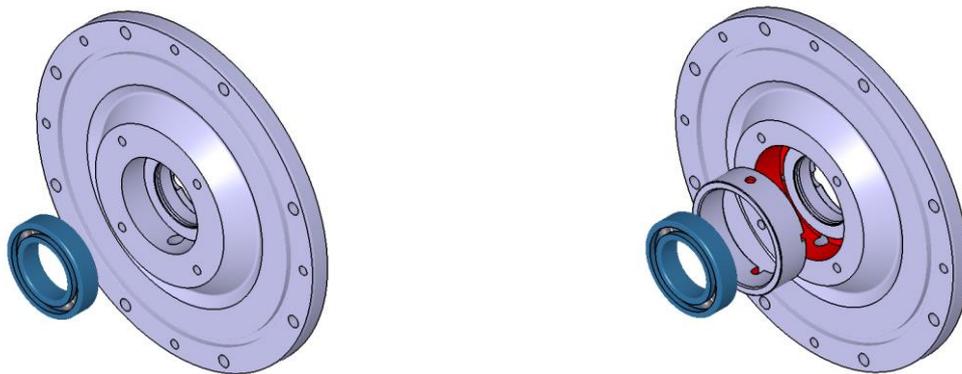


Abbildung 22: Lagersitzvariante I (li.), Lagersitzvariante II (re.)

Zur Begrenzung und Variation der Ölmenge, die die Lager schmiert und kühlt, kommen zwei Lagerdeckel aus Aluminium zum Einsatz (Abbildung 21). Der Bohrungsdurchmesser (Innendurchmesser) der Lagerdeckel kann variiert werden. Eine schräg eingebrachte Bohrung im B-Lagerschild ermöglicht den Abfluss des axialen Ölflusses durch das

Loslager. Dieser wird in einem Behälter gesammelt und mit einer DMS-Waage kontinuierlich gemessen. Zwei Aussparungen für die Einbringung von zwei Dichtungen mit unterschiedlichen Geometrien sind in dem B-Lagerschild vorgesehen. Als Dichtungen kann entweder ein Simmerring der Größe 35 x 47 x 08 oder der Größe 35 x 62 x 08 eingesetzt werden. Die in dieser Arbeit eingesetzten Dichtlippen bestehen aus PTFE, die Verwendung anderer Werkstoffe ist ebenfalls möglich. Die PTFE-Dichtungen sind für Umfangsgeschwindigkeiten bis 35 m/s und Temperaturen zwischen -80° und $+200^{\circ}\text{C}$ ausgelegt. Beide Varianten der Lagerschilde verfügen über die benötigten Schnittstellen für die Integration des Vorspannsatzes (Abschnitt 8.4.1).

Für die Befestigung des Prüflings wurde eine Befestigungskonsole aus Stahl mit Vier-Punkt-Lagerung konstruiert (Abbildung 23). Diese ermöglicht eine große Dehnungsfreiheit in axialer und radialer Richtung des Prüflings. Zwischen dem Prüfling und der Befestigungskonsole befinden sich vier Distanzscheiben. Diese bestehen aus Messing und sind speziell nach den Abmessungen der jeweiligen Anlagefläche vom Mittelpunkt des Gehäuses gefertigt. Dadurch ist kein neues Ausrichten der Wellen nach jedem Montagevorgang notwendig. Für die Optimierung der Konsolengeometrie hinsichtlich Schwingungen wird eine simulative Modalanalyse durchgeführt. Die Befestigungskonsole wird mit einer Stahlplatte befestigt. Diese steht auf sechs Säulen aus gehärtetem Stahl und wird mit dem Fundament verschraubt. Dadurch sind der Prüfling und die Temperierkammer voneinander abgekoppelt.

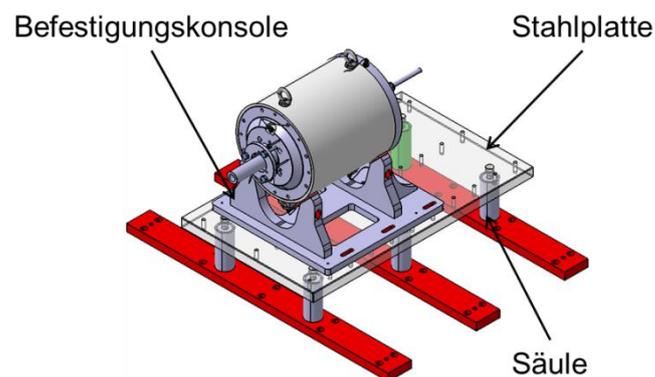


Abbildung 23: Befestigungsaufbau des Prüflings

6.2.2 Antriebsstrang

Als Antrieb wird eine über Frequenzumrichter angesteuerte Asynchronmaschine der Firma Siemens mit Maximaldrehzahl 20.000 U/min, Maximaldrehmoment 65 Nm und Leistung 32 kW eingesetzt. Zwischen Antriebsmotor und Prüfling befinden sich eine

Sicherheitskupplung mit einem eingestellten Ausrückmoment von 20 Nm, eine Drehmomentmesswelle und eine stahlgeschweißte Balgkupplung. Die Regelung und Steuerung des Antriebsmotors mit einer Bremsenheit für die schnelle Variation der Drehzahl sind in dem Schaltschrank integriert. Alle Komponenten des Antriebsstrangs sind für Drehzahlen bis 20.000 U/min ausgewuchtet und werden mittels eines Lasers ausgerichtet. Für die Befestigung des Motors wurde eine Antriebskonsole (Abbildung 24) konstruiert. Diese besteht aus Stahl und wurde anhand einer simulativen Modalanalyse hinsichtlich ihres Schwingungsverhaltens überprüft.

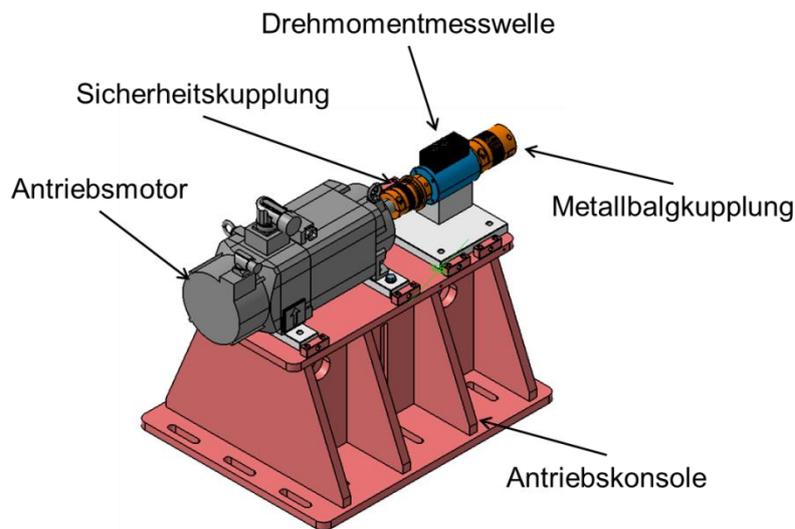


Abbildung 24: Darstellung der Antriebsstrangkomponenten

6.2.3 Umgebungstemperierung

Für die Temperierung des Prüflings und der Prüflingsumgebung wurde eine Temperierkammer konstruiert und gefertigt. Über isolierte Schläuche ist diese mit einem Temperiergerät gekoppelt (Abbildung 25). In die Schläuche wird Luft mit definierten Temperaturen geleitet. Dadurch sind Umgebungstemperaturen zwischen -50° und $+150^{\circ}\text{C}$ einstellbar. Die Kühlleistung des Temperiergeräts reicht für konstante -50°C aus, solange die Verlustleistung des Prüflings unter max. 3 kW bleibt. Um die Bildung von Wasserkondensat bei niedrigen Temperaturen oder beim Auftauen zu verhindern, ist ein Lufttrockner integriert. Der Prüfling befindet sich vollständig in dieser Temperierkammer. Durch eine spezielle Konstruktion ist der Prüfling von der Kammer mechanisch und thermisch abgekoppelt (Abschnitt 6.2.1). Die Anforderungen für Schwingungsanalysen sind damit erfüllt. Die Steuerung übernimmt eine im Temperiergerät eingebaute Einheit. Für die Regelung der Temperatur wird ein Thermoelement in unmittelbarer Nähe des Prüflings angebracht.

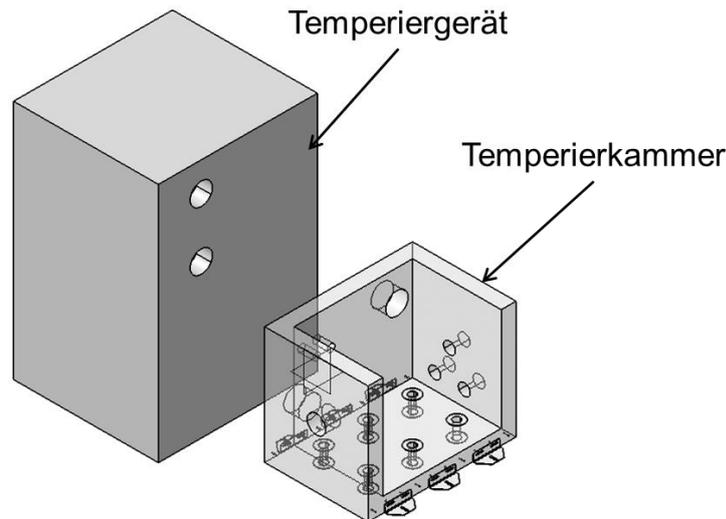


Abbildung 25: Aufbau der Umgebungstemperierung-Baugruppe

6.2.4 Ölkonditionierung

Hochdrehzahl-Elektromotoren sind ölgeschmiert. Um die Ölschmierung am E-Drive Prüfstand zu realisieren, wurde von einer Ölkonditioniereinheit mit bis zu 65 l/min Pumpleistung entwickelt (Abbildung 26 oben). Um eine Alterung des Schmieröls beim Aufheizen zu vermeiden, verfügt die Konditioniereinheit über zwei Kreisläufe. Ein Kreislauf enthält Wärmeträger. Dieses Öl wird über einen Wärmetauscher mit Wasser gekühlt und mit Heizstäben geheizt. Mit Hilfe eines zweiten Wärmetauschers wird dann das Schmieröl vom Wärmeträger auf Temperaturen zwischen +20° und +120°C gekühlt bzw. geheizt. Mit einer sekundären Mess- und Regeleinheit (Abbildung 26 unten) wird die eingestellte Öltemperatur, -menge und -druck gemessen und bedarfsgerecht nachgeregelt. Die Ölmenge wird entweder über Druck [bar] oder Menge [l/min] geregelt. Die sekundäre Einheit steigert aufgrund ihrer Nähe zum Prüfling die Regelungs- und Messgenauigkeit. Sie verfügt über einen Öltank, einen Füllstandsensoren, ein Thermoelement Typ k, einen Drucksensor, einen Spindel- und einen Coriolis-Durchflussmesser. Da das Regulieren der Pumpe über den Frequenzumrichter einen maximalen Durchgriff von ca. 50 % auf den Volumenstrom hat, ergänzt ein Druckregelventil die Anlage. Die Kombination aus der Ansteuerung der Förderpumpe über den Frequenzumrichter und den abgeleiteten Volumenstrom durch den Bypasskanal mit Hilfe des Druckregelventils ermöglicht ein genaues Steuern des Öldrucks und der Durchflussmenge für das Prüfaggregat.

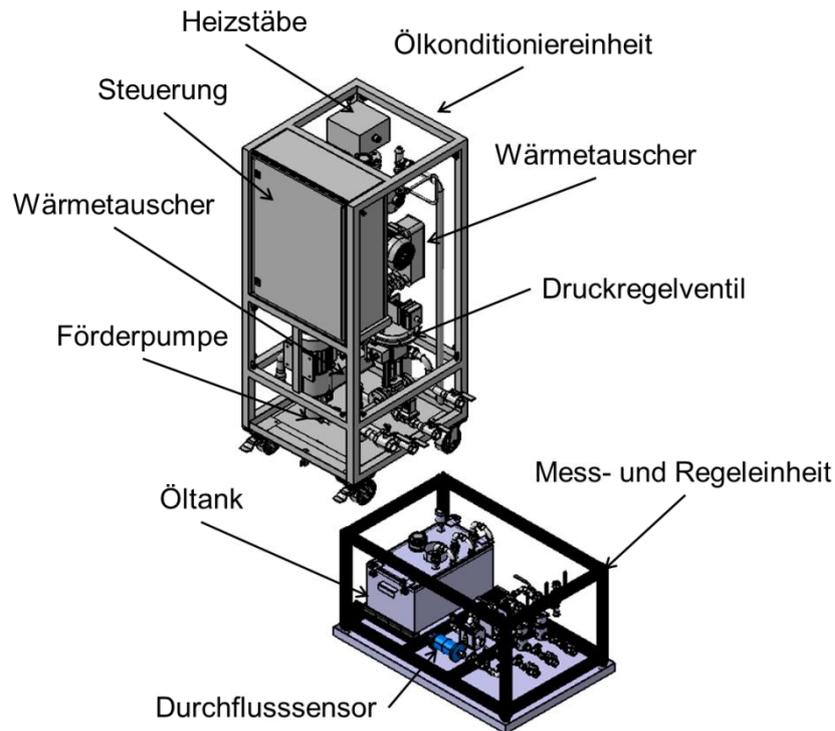


Abbildung 26: Ölkonditioniereinheit (oben), Mess- und Regeleinheit (unten)

In Tabelle 6 sind die gesamten Parameter der Ölkonditioniereinheit aufgelistet. Im Anhang ist die Funktionsweise der Ölkonditioniereinheit und des Thermalölkreises zu finden.

Tabelle 6: Parameter der Ölkonditioniereinheit

Primär-/Ölkreislauf	
Kühl-, Heizleistung Wärmetauscher [kW]	80
Max. Öldruck [bar]	10
Öltemperatur [°C]	+20 bis +120
Max. Pumpendruck [bar]	10
Max. Saugdruck der Ölpumpe [bar]	-0,5
Max. Fördermenge (bei 5 cSt) [l/min]	65
Motor Pumpe	1,5 kW, 1500 U/min

Thermalölkreislauf	
Max. Systemdruck [bar]	5
Öltemperatur [°C]	+20 bis +120

Kühlleistung Wärmetauscher [kW]	86
Heizleistung Flanschheizkörper [kW]	15
Max. Fördermenge [l/min]	70 l/min bei Förderdruck von 1,8bar
Motor Pumpe	1,5 kW, 2900 U/min

6.2.5 Schwingungsoptimierung und -isolierung

Um den Prüfling über den gesamten Drehzahlbereich mit möglichst geringen Schwingamplituden zu betreiben, sind alle Bauteile des E-Drive Prüfstandes schwingungsoptimiert ausgeführt. Dazu wurden alle Bauteile bereits in der frühen Konstruktionsphase einer simulativen Modalanalyse unterzogen, um die Geometrie und die Steifigkeit der Bauteile zu optimieren.

In Abbildung 27 ist das Fundament dargestellt. Das Fundament besteht aus einer T-Nutenplatte aus Stahl nach DIN 650-18H12 in verrippter Konstruktion. Die Konstruktion ist mit Beton gefüllt. Dies stellt sicher, dass sie eine hohe Steifigkeit besitzt. Das Gesamtgewicht des Fundaments liegt bei 4.000 kg. Das Fundament ist schwingungsisoliert auf einer Luftmembranfederung mit erster Eigenfrequenz von 5 Hz gelagert. Die Vorteile einer solchen Lagerung sind die höhere horizontale Federsteifigkeit und die durch eine Drossel einstellbare Luftdämpfung [29]. Diese Anordnung eignet sich daher für die Messung und Optimierung des Schwingverhaltens des Prüflings.

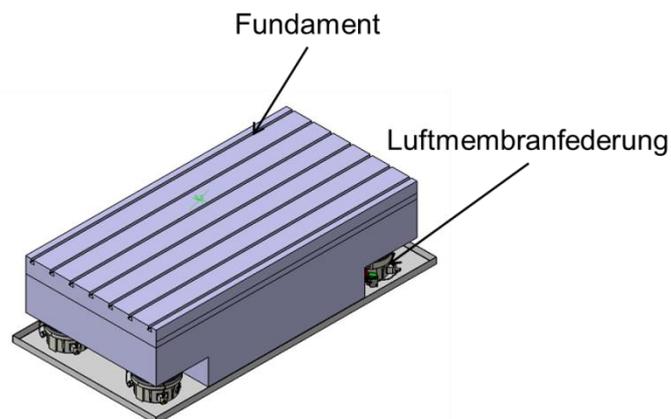


Abbildung 27: Fundament und Luftmembranfederung

6.2.6 Mess-, Steuer- und Regelungstechnik

Die vielfältigen Anforderungen haben eine entsprechend komplexe Messtechnik zur Folge, die die gleichzeitige Messung verschiedenster Parameter ermöglicht. Als Messverstärker wird das Gerät „MGCplus“ der Fa. HBM (Abbildung 28) verwendet. Für die

Messung der unterschiedlichen Parameter kommt eine Vielzahl von Sensoren etwa für Temperatur, Druck, Durchfluss (Coriolis, Schraubspindel), sowie triaxiale Schwingungssensoren, DMS basierte Kraftmessdosen, Drehmoment und Drehzahl zum Einsatz.



Abbildung 28: MGCplus als A/D Wandler und Messverstärker

Die Steuerung des Antriebsmotors übernimmt eine Regeleinheit Simatic der Fa. Siemens. Eine Kommunikation zwischen SPS und MGCplus ermöglicht die Überwachung und die Steuerung weiterer Einheiten des Prüfstandes. Mehrere digitale PID-Regler sind für die Regelung der Menge und der Temperatur des Öls integriert.

Abbildung 29 und Abbildung 30 veranschaulichen den E-Drive Prüfstand in der Konzept- bzw. in der Inbetriebnahme-Phase.

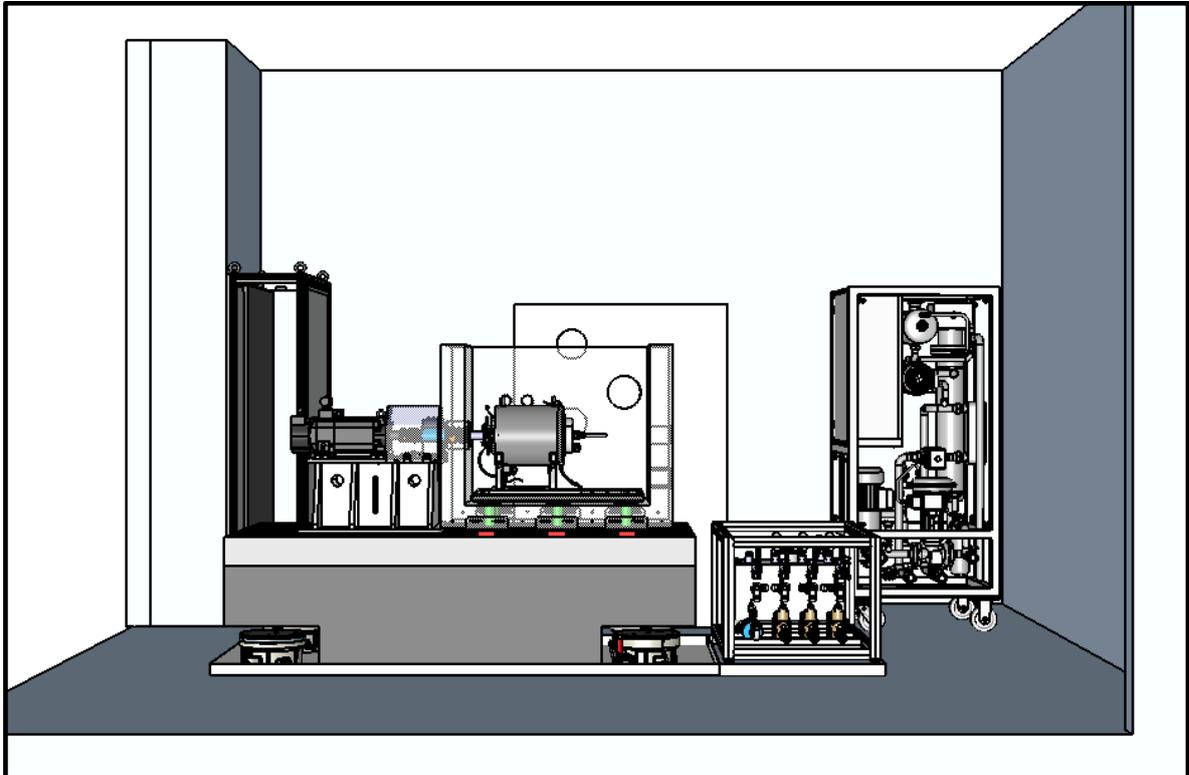


Abbildung 29: E-Drive Prüfstand mit allen Komponenten und Subkomponenten Ende der Konzeptphase

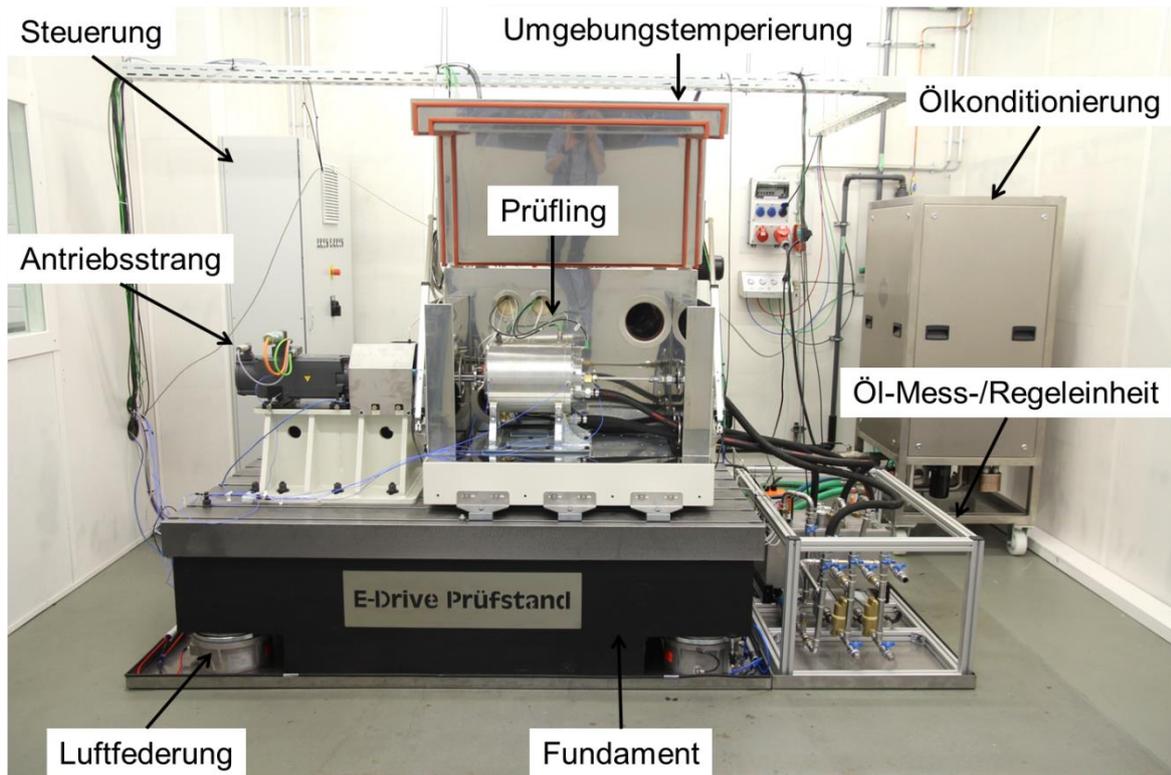


Abbildung 30: E-Drive Prüfstand mit allen Komponenten und Subkomponenten bei der Inbetriebnahme

In Tabelle 7 sind die wichtigen Kenndaten des Prüfstandes aufgelistet.

Tabelle 7: Kenndaten E-Drive Prüfstand

Antriebsmotor	
Maximale Drehzahl [U/min]	20.000
Maximales Drehmoment [Nm]	65
Maximale Leistung [kW]	32
Ölkonditioniereinheit	
Öltemperierung [°C]	+20 bis +120
Maximale Ölmenge [l/min]	65
Maximaler Öldruck [bar]	10
Umgebungstemperierung	
Temperierung [°C]	-50 bis +150

7 Untersuchungen zur Schmierung

Für die Absicherung des Lagerungs- und Schmierungssystems im Prüfling (Abschnitt 6.2.1) werden in diesem Abschnitt folgende simulative und experimentelle Untersuchungen zur Schmierung durchgeführt:

- CFD-Simulation zur Untersuchung der Lagerschmierung
- Ölzulaufdruck und Ölzulaufmenge unter Variation der Drehzahl
- Reibmoment und Temperatur der Rillenkugellager in Abhängigkeit der Ölzufuhrmenge
- Ölverteilung zwischen der A- und B-Seite in Abhängigkeit der Drehzahl und der Injektorrohrtiefe
- Axialer Ölfluss durch das Loslager

Alle Versuche werden mit der Lagersitzvariante I (Abbildung 22) durchgeführt.

7.1 CFD-Simulation

7.1.1 Stand der Technik

Bei hohen Drehzahlen ist eine gezielte Einspritzung des Öls in die Wälzlager erforderlich, um die entstandenen Luftströme in den Lagern und ihrer Umgebung zu überwinden [17]. In [30] wird eine seitliche direkte Öleinspritzung in das Lager mit einer Mindestölstrahlgeschwindigkeit von 15 m/s empfohlen.

Die erste numerische strömungsmechanische Betrachtung der Interaktion eines Öl-Luft-Gemisches und des Axialflusses durch ein Wälzlager wurde von Seebode [31] durchgeführt. Dabei wurde der axiale Öldurchfluss an verschiedenen Wälzlagergrößen und -typen in Abhängigkeit der Drehzahl, der Ölviskosität, der Überlaufhöhe und der Schrägstellung simulativ bestimmt und experimentell verifiziert. Weiterhin förderte die zweiphasige Strömungssimulation das Verständnis der Ölströmungen durch das Lager. Aufgrund der hohen geforderten Rechenleistung und des hohen zeitlichen Aufwands wurde ein vereinfachtes mathematisches Modell erarbeitet und erfolgreich verifiziert. Weiterhin wurden die maximalen erreichbaren Drehzahlen der Lager in Abhängigkeit der Ölmen-

ge untersucht. Eine starke Abhängigkeit der Leistungsdichte von der Ölmenge und von der Drehzahl wurde festgestellt. Die maximalen Drehzahlen lagen bei 10.000 U/min.

Da bei Hochdrehzahl-Elektromotoren die Drehzahlen höher sind und sich die Förderungsart des Öls von der in [31] unterscheidet, wird in dieser Arbeit eine CFD-Simulation für die Absicherung und Bestimmung der Ölmenge für Drehzahlen von bis zu 19.000 U/min erstellt. Die Schmierung der Lager in der Simulation erfolgt nach Abschnitt 6.2.1. Dabei wird das Öl in die Rotorwelle eingepumpt und tritt aus radialen Bohrungen aus.

Die CFD-Simulation hat folgende Ziele:

Sie ermöglicht das Verständnis der Ausprägung und der Geschwindigkeit der Ströme in den Lagern und ihrer Umgebung unter Berücksichtigung einer Phaseninteraktion zwischen Öl und Luft. Anhand der Simulation ist eine Aussage über die aufgefangene Ölmenge des Lagers zu treffen, die die Schmierung und Kühlung des Lagers sicherstellt. Weiterhin soll die maximale zulässige Drehzahl der Lager aus diesem Modell abgeleitet werden.

7.1.2 Modellaufbau

In Abbildung 31 ist der gesamte Aufbau des Modells in ANSYS Fluent dargestellt. Dies besteht aus einem Lager mit der Bezeichnung 6209 und einer Welle. Die Geometrie der Kugeln und der Innen- und Außenringe des Lagers werden den frei verfügbaren Daten der Lagerhersteller entnommen. Das Lager und die Welle rotieren mit bestimmten vorgegebenen Drehzahlen.

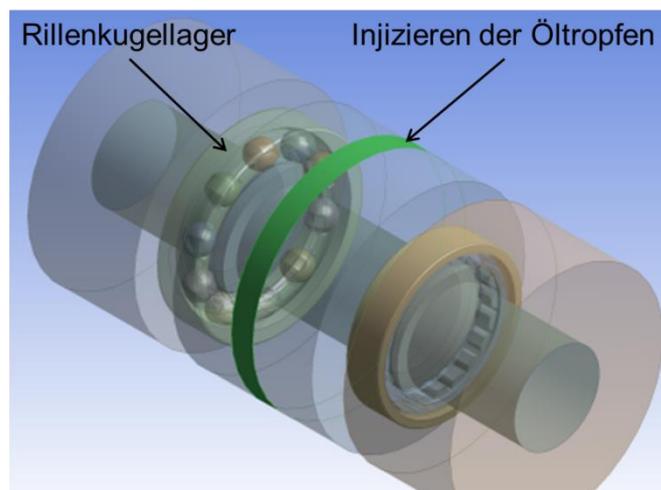


Abbildung 31: Gesamtaufbau des Modells für die CFD-Simulation; bei der grün markierten Fläche erfolgt das Injizieren der Öltropfen

Die Luftströme in den Lagern und ihrer Umgebung werden mit und ohne Interaktion mit den Ölpartikeln simuliert. Die Untersuchung ohne Interaktion dient der reinen Betrachtung des Luftstroms. Die Simulation mit Phaseninteraktion ermöglicht eine Aussage über die Ölmenge, die von den Lagerflächen gefangen. Das Öl wird als endliche Anzahl von Tropfen bei der grün markierten Fläche injiziert (Abbildung 31). Eine weitere Kollision oder Vernebelung der Partikel findet nicht statt. Eine Öldichte von 800 kg/m^3 wird angenommen. Für die Bestimmung der Verteilung der Ölpartikelgrößen wird die „Rosin-Rammler Verteilung“ verwendet. Der Massenanteil Y_D pro Partikelgröße wird nach Formel 19 berechnet [32].

$$Y_D = e^{-(d/d')^n} \quad \text{Formel 19}$$

Dabei betragen der minimale Tropfendurchmesser d_{\min} $5 \mu\text{m}$, der maximale Durchmesser d_{\max} $15 \mu\text{m}$ und der mittlere Durchmesser d' $10 \mu\text{m}$. Die Anzahl der Durchmesser D ist 10 und die Gleichmäßigkeitszahl n ist 3,5. Die Startgeschwindigkeit der Partikel in der Umfangsrichtung liegt bei 25 m/s . Die Volumenströme des Öls werden variiert. Da die Strömungen turbulent sind, wird das Modell „RNG k- ϵ (2 eqn), Enhanced Wall Treatment [33]“ gewählt.

Der Käfig wird aufgrund der nicht existierenden geometrischen Daten in Abhängigkeit der Kugelanzahl möglichst ähnlich dem Original nachgebildet. Da das Fluidvolumen im Raum zwischen Wälzkörpern und Innen- bzw. Außenring gegen Null läuft, sind die Wälzkörper jeweils um $0,2 \text{ mm}$ beschnitten und der entstandene Spalt mit Fluid gefüllt (Abbildung 32).

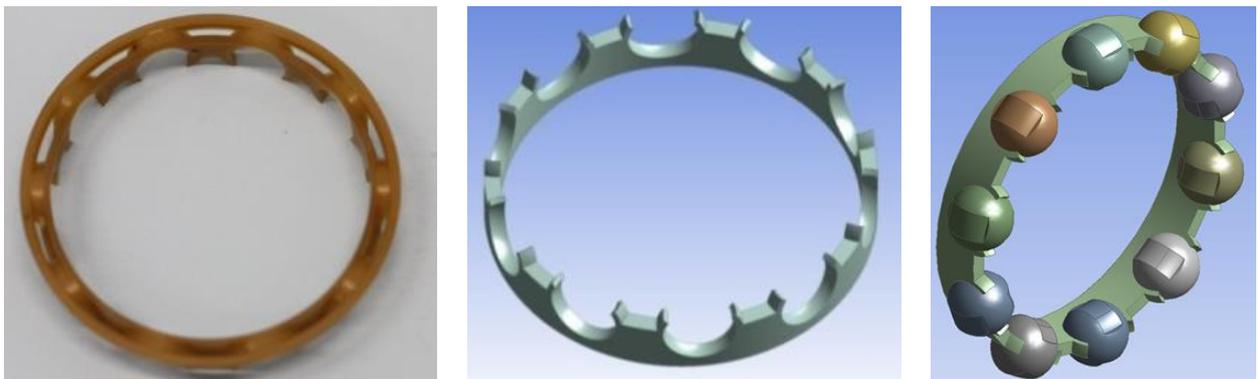


Abbildung 32: Modellaufbau: Käfig original (li.), Käfigmodell (Mitte), modellierter Käfig mit Wälzkörpern und Fluidspalt (re.)

In Abbildung 33 sind die Drehbewegungen von Innenring, Käfig und Wälzkörpern, die in der Simulation berücksichtigt werden, dargestellt.

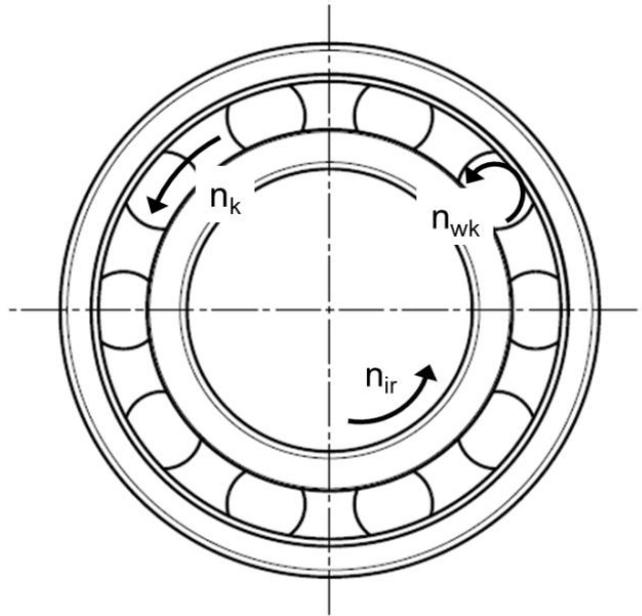


Abbildung 33: Darstellung der im Modell definierten Rotationsbewegungen

Die Drehzahl des Käfigs n_k wird entsprechend Formel 20 bestimmt [4]. In die Formel fließen die Wellendrehzahl n_{ir} , die Druckwinkel α_0 , der Teilkreis- D_{pw} und der Wälzkörperdurchmesser D_{wk} ein.

$$n_k = \left(1 \mp \frac{D_{wk} \cdot \cos \alpha_0}{D_{pw}} \right) \cdot \frac{n_{ir}}{2} \quad \text{Formel 20}$$

Die Eigenrotation der Wälzkörper um die eigene Achse n_{wk} wird in der Simulation ebenfalls berücksichtigt. Diese wird bei rotierendem Innenring und stehendem Außenring entsprechend Formel 21 berechnet [4]:

$$n_{wk} = \mp \frac{n_{ir}}{2} \cdot \left(\frac{D_{pw}}{D_{wk}} - \frac{D_{wk} \cdot \cos^2 \alpha_0}{D_{pw}} \right) \quad \text{Formel 21}$$

Bei dem Simulationsmodell werden alle Wandflächen so definiert, dass darauf auftretende Tröpfchen als „gefangen“ markiert (Abbildung 34) und aus der weiteren Berechnung ausgeschlossen werden. Die Berechnung läuft weiter bis alle Tröpfchen entweder auf dem Lager oder auf der Welle gefangen sind. Die Tröpfchen, die am Lager haften, werden für die Bestimmung der Lagerölmenge einbezogen.

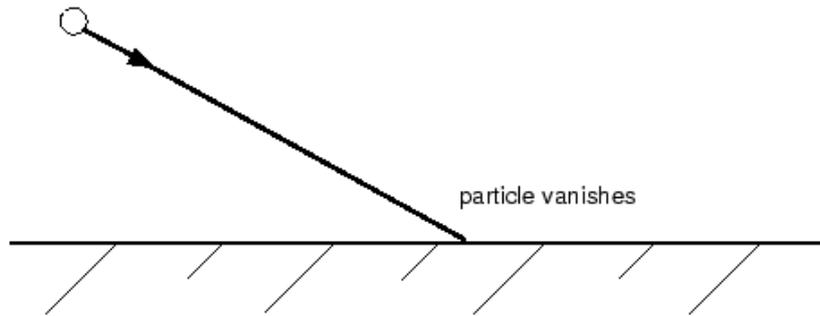


Abbildung 34: Tröpfchen, die die Lager- oder Wellenoberfläche treffen, gelten als gefangen und werden aus der weiteren Berechnung ausgeschlossen [34]

In Abbildung 35 wird die Vernetzung des Modells veranschaulicht. Die Detaillierung des Netzes wird aus Rechenzeitgründen mit örtlich unterschiedlichen Feinheiten ausgefüllt.

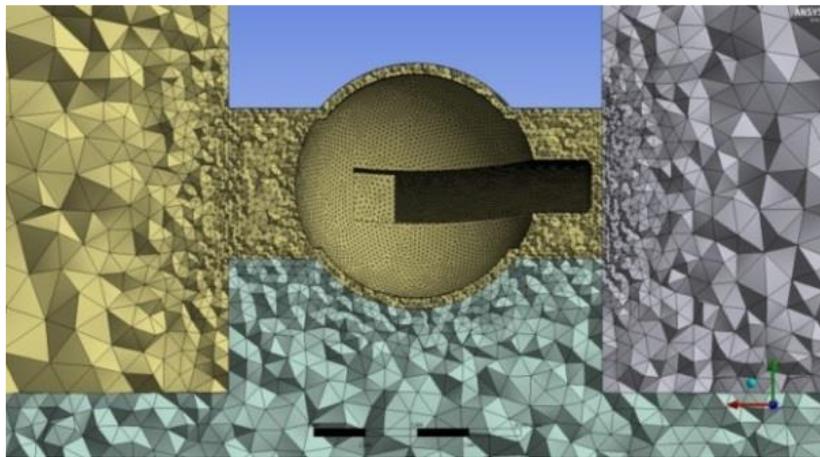


Abbildung 35: Darstellung der Feinheit des Netzes; Netzgröße ca. 1,5 Mio. Knoten und 7,5 Mio. Elemente

7.1.3 Ergebnisse

Abbildung 36 veranschaulicht die Luftströmungen im Lager ohne Phaseninteraktion bei Drehzahlen von 5.000 und 15.000 U/min. Aus der Abbildung geht hervor, dass die Luftströmungen stark durch die Rotation und die Rotationsgeschwindigkeit der Wälzkörper um ihre eigene Achse und um die Achse des Lagers beeinflusst werden. Die Luftströmungsgeschwindigkeit nimmt mit Zunahme des Abstands vom Innenring in Richtung Außenring zu.

Wie erwartet steigt die Strömungsgeschwindigkeit mit der Drehzahl von maximal 37 m/s bei 5.000 U/min auf maximal 56 m/s bei 15.000 U/min.

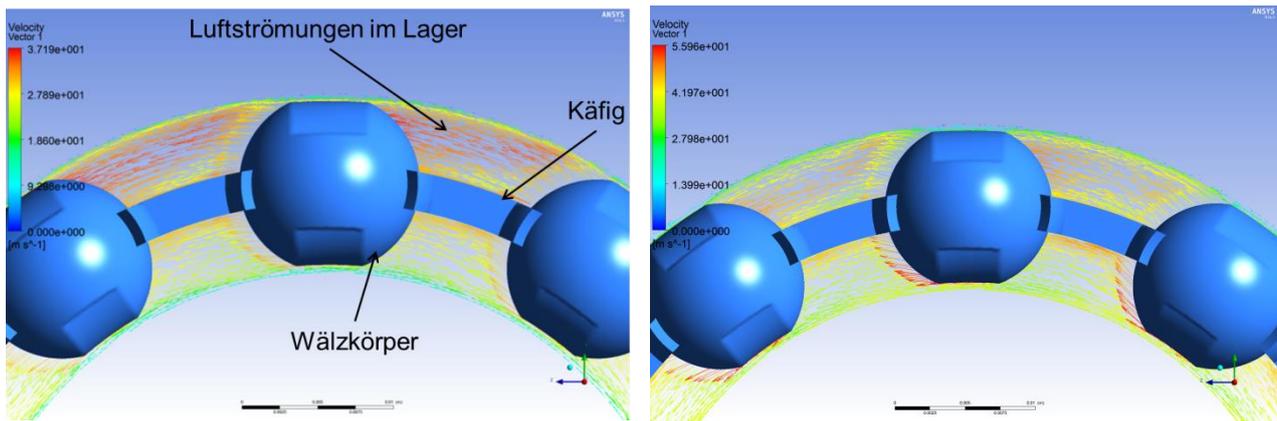


Abbildung 36: Gegenüberstellung der Luftströmungen im Lager bei 5.000 U/min (li.) und 15.000 U/min (re.)

Abbildung 37 zeigt die Geschwindigkeit des Luftstroms um das Lager ohne Phaseninteraktion zwischen Luft und Öl. Hier steigt ebenfalls die Strömungsgeschwindigkeit mit der Drehzahl.

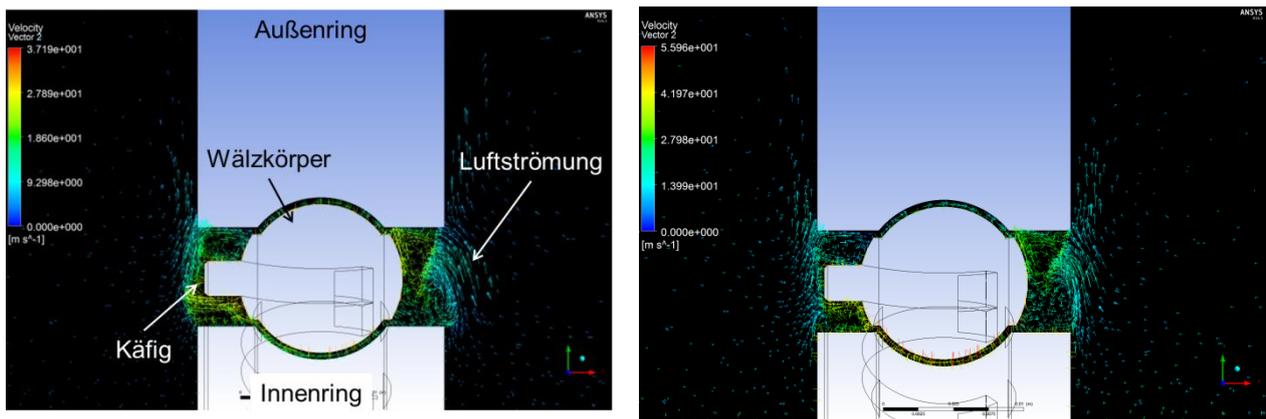


Abbildung 37: Gegenüberstellung der Luftströmungen im Lager bei 5.000 U/min (li.) und 15.000 U/min (re.)

In Abbildung 37 werden die Luftbarrieren visualisiert, die durch die Luftströmungen entstehen. Diese schirmen die Lager ab und verringern die Ölmenge, die das Lager kühlt und schmiert. Aus dem Vergleich beider Lagerseiten ist eine Abhängigkeit vom Käfigaufbau festzustellen. An der offenen Seite des Käfigs (links vom Lager) entsteht eine andere Luftwirbelform als bei der geschlossenen Seite (rechts vom Lager). Bei der offenen Seite des Käfigs im Innenringbereich ist eine günstige Stelle für eine gezielte Öleinspritzung. Weiterhin zeigt Abbildung 37 eine kreisförmige Luftbewegung in Uhrzeigerichtung um die Wälzkörper. Um diese Bewegung und Bewegungsrichtung zu erklären wird die Druckverteilung in den Lagern und ihrer Umgebung berechnet und in Abbildung 38 dargestellt. Aus der Abbildung lässt sich erkennen, dass im oberen linken Bereich des

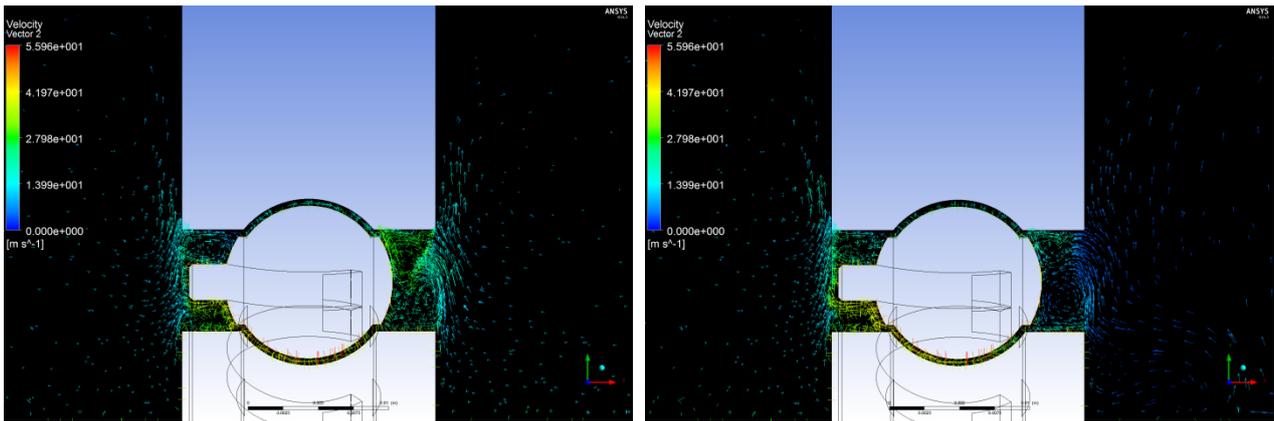


Abbildung 39: Gegenüberstellung der Luftströme ohne Öl-Luft Interaktion (li.) und mit Öl-Luft Interaktion (re.) bei einer Drehzahl von 15.000 U/min

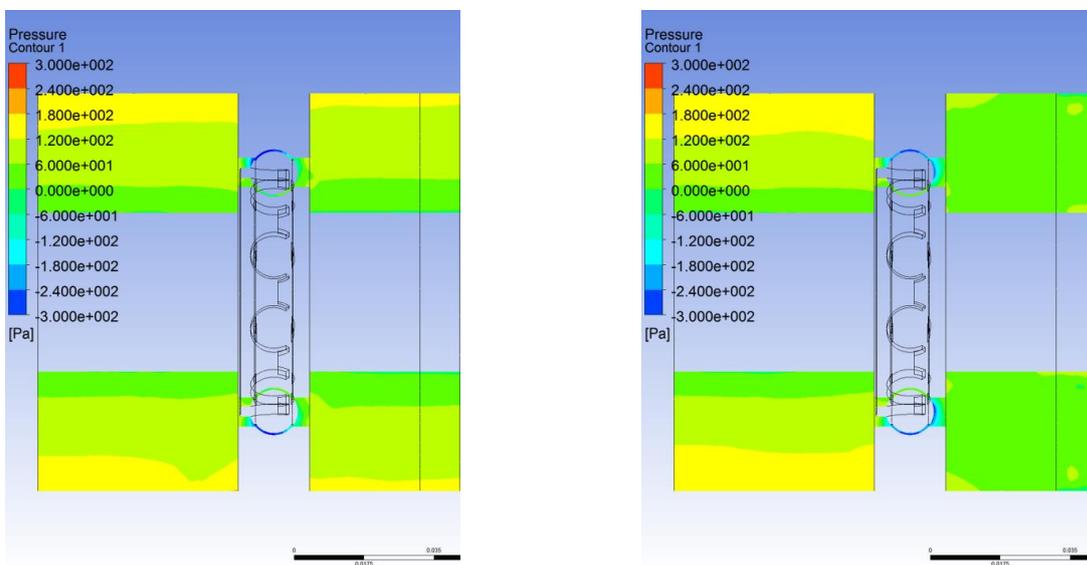


Abbildung 40: Gegenüberstellung der Druckverteilung ohne Öl-Luft Interaktion (li.) und mit Öl-Luft Interaktion (re.) bei einer Drehzahl von 15.000 U/min

Abbildung 41 veranschaulicht die prozentuale gefangene Partikelmenge für ein Rillenkugellager der Größe 6209 in Abhängigkeit der Drehzahl und der injizierten Ölmenge. Aus den Ergebnissen ist zu erkennen, dass die eingefangene Ölmenge mit der Drehzahl abnimmt. Dies ist durch die höhere Luftstromgeschwindigkeit und die entstehenden Luftbarrieren um das Lager begründet. Der Vergleich zwischen 10.000 U/min und 15.000 U/min bei einer injizierten Ölmenge von einem Liter zeigt beispielweise diese Abnahme der eingefangenen Ölmenge. Eine absolute Betrachtung der Ölvolumenströme zeigt, dass eine größere injizierte Ölmenge zu einer größeren eingefangenen Ölmenge führt. Die Zunahme ist jedoch degressiv. Weiterhin zeigen die Ergebnisse, dass der maximale nutzbare Anteil des injizierten Öls je nach Betriebsbedingung maximal bei 10 % liegt.

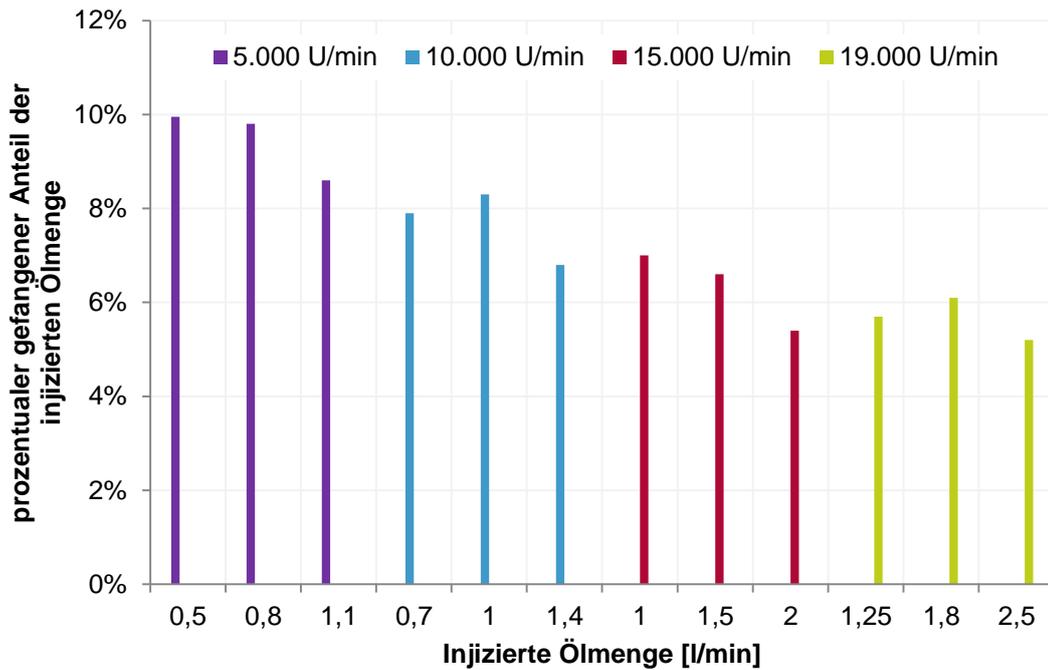


Abbildung 41: Eingefangene Öpartikel in Abhängigkeit von der Drehzahl und der injizierten Ölmenge

7.2 Versuchsplanung

Alle experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit wurden nach zwei Versuchsplänen durchgeführt. Beim Versuchsplan A (Tabelle 8) werden Drehzahlen zwischen 500 und 16.000 U/min in Stufen gefahren. Die Beharrungszeit pro Stufe beträgt 300 Sekunden.

Tabelle 8: Versuchsplan A

Temperatur [°C]	Vorspannung [N]	Drehzahl [U/min]	Abstufung der Drehzahl		
			500 bis 1000 [U/min]	1000 bis 2000 [U/min]	2000 und 16000 [U/min]
23	150	500 – 16.000	500	1.000	2.000
23	300	500 – 16.000	500	1.000	2.000
23	600	500 – 16.000	500	1.000	2.000
60	150	500 – 16.000	500	1.000	2.000
60	300	500 – 16.000	500	1.000	2.000
60	600	500 – 16.000	500	1.000	2.000

Beim Versuchsplan B (Tabelle 9) wird der Prüfling von 500 auf 16.000 U/min konstant mit 50 U/min^2 beschleunigt. Die Versuche werden in der ersten Linie für die Erstellung von Campbell- und Ordnungsanalysen verwendet.

Tabelle 9: Versuchsplan B

Temperatur [°C]	Vorspannung [N]	Drehzahlbereich [U/min]	Beschleunigung [U/min ²]
23	150, 300 und 600	500 – 16.000	50
60	150, 300 oder 600	500 – 16.000	50

7.3 Ölzulaufdruck und Ölzulaufmenge in Abhängigkeit von der Drehzahl

Wie in Abschnitt 6.2.1 beschrieben, sind die Hochdrehzahl-Elektromotoren in diesem Projekt ölgeschmiert. Die Menge des ausgeschleuderten Öls aus der Rotorwelle hängt stark von der Drehzahl und der dadurch resultierenden Fliehkraft ab. Bei Erhöhung der Drehzahl steigt durch die Fliehkraft die ausgeschleuderte Ölmenge und dadurch sinkt der Ölzufuhrdruck. In der Rotorwelle entsteht ein Saugzustand.

In diesem Abschnitt werden zwei Untersuchungen durchgeführt, um diese Zusammenhang experimentell zu untersuchen. Bei der ersten Untersuchung wird eine Ölmenge von 5 l/min angestrebt. Dafür wird der Ölzufuhrdruck so variiert, dass die Ölmenge konstant bleibt. Bei der zweiten wird ein konstanter Druck eingestellt und die Ölmenge in Abhängigkeit der Drehzahl gemessen.

Für die Erfassung des Drucks wird ein Piezodrucksensor am Eingang des Injektorrohrs verwendet. Die Ölmenge wird mit einem Schraubspindel-Durchflussmesser gemessen. Das Messprogramm entspricht Versuchsplan A in Tabelle 8.

Untersuchung I: konstante Ölmenge

Der benötigte Ölzulaufdruck ist in Abbildung 42 für eine konstante Ölmenge von 5 l/min bei einer Öltemperatur von +23°C aufgezeigt. Aus der Abbildung geht hervor, dass der Ölvorlaufdruck ab einer Drehzahl von 2.000 U/min stark abnimmt. Dies ist mit der steigenden Fliehkraft und die dadurch resultierenden hohen Saugkräfte zu begründen. Ab einer Drehzahl von 6.000 U/min bleibt der benötigte Ölzulaufdruck annähernd konstant. Dies ist auf das Erreichen der maximalen Fördermenge der radialen Bohrungen der Welle zurückzuführen.

Bei Erhöhung der Öltemperatur von +23° auf +60°C wird ein geringerer Ölzufuhrdruck für 5 l/min benötigt, was auf die niedrigere Viskosität und die höhere Fließgeschwindigkeit des Öls zurückzuführen ist.

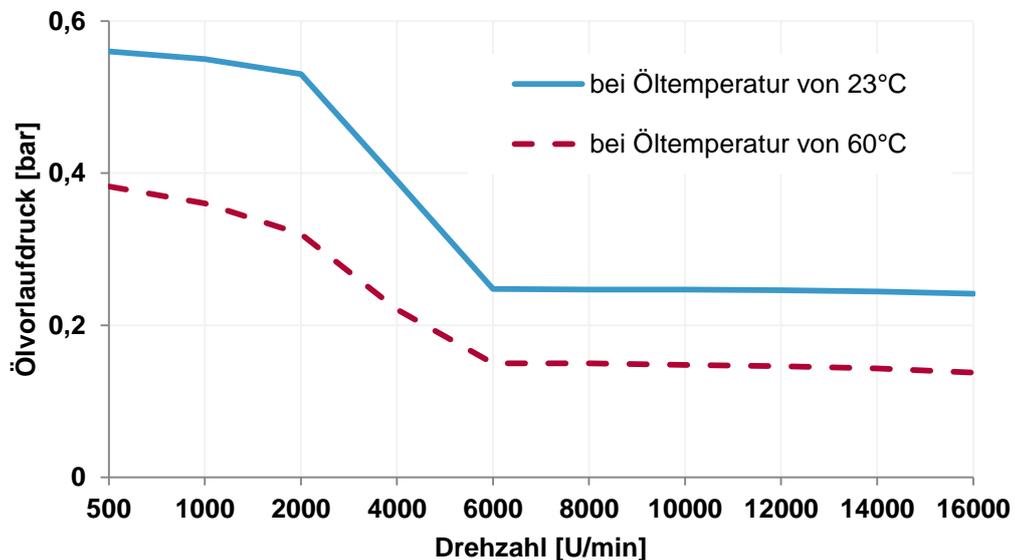


Abbildung 42: Benötigter Ölzulaufdruck für eine konstante Ölmenge von 5 l/min in Abhängigkeit der Drehzahl

Untersuchung II: konstanter Ölzufuhrdruck

In Abbildung 43 wird die Messung der Ölzufuhrmenge gezeigt, die sich bei einem konstanten Druck von 0,3 bar unter Variation der Drehzahl ergibt. Bei +23°C nimmt die Ölmenge bis einer Drehzahl von 4.000 U/min stark zu. Ab 4.000 U/min steigt diese nur geringfügig weiter. Das stimmt mit den Ergebnissen in Abbildung 42 überein.

Außerdem wurde eine Messung mit einer Öltemperatur von +60°C durchgeführt. Im Vergleich zu einer Öltemperatur von +23°C erreichen die Düsen bei einer Öltemperatur von 60°C ihren maximalen Volumenstrom von 9 l/min erst bei 10.000 U/min. Dies ist wieder auf die bessere Öfließfähigkeit bei höheren Öltemperaturen zurückzuführen. Diese Messungen zeigen dem dringenden Bedarf eine dynamische Regelung der Pumpe für eine konstante Ölversorgung der Hochdrehzahl-Elektromotoren.

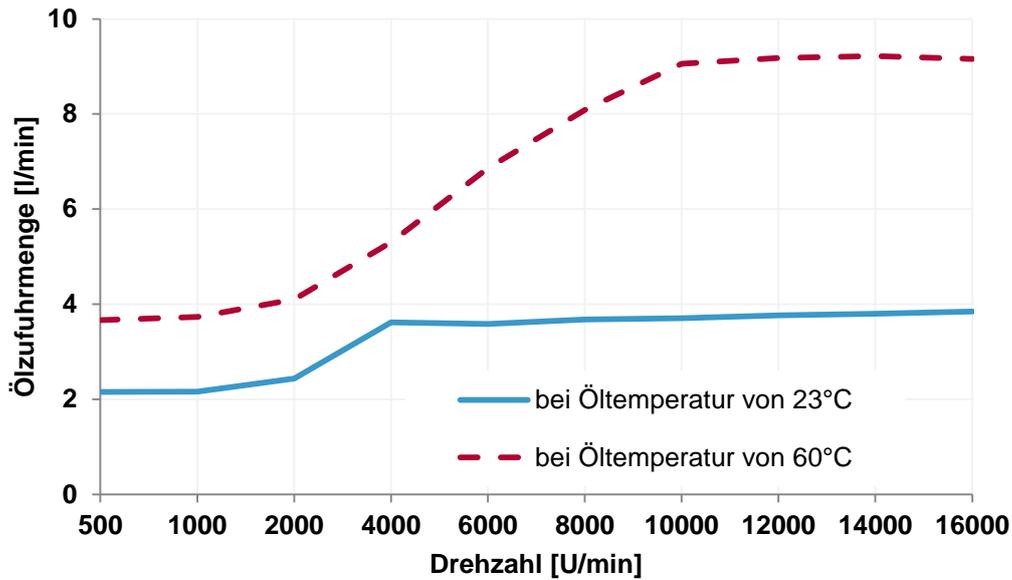


Abbildung 43: Benötigte Özufuhrmenge für einen konstanten Druck von 0,3 bar in Abhängigkeit der Drehzahl

7.4 Reibmoment und Temperatur der Kugellager in Abhängigkeit der Ölmenge

In diesem Abschnitt wird die Auswirkung der Variation der Özufuhrmenge auf das Reibmoment und die Temperatur der Lager untersucht.

In Abbildung 44 sind die Reibmoment-Verläufe in Abhängigkeit der Zufuhrmengen über die Drehzahl dargestellt. Wie erwartet steigt das gemessene Reibmoment mit Erhöhung der Ölmenge. Dies ist auf die hohen Planschverluste der Lager zurückzuführen. Das minimale Reibmoment ergibt sich erst bei höheren Drehzahlen. Dies ist durch das Eintreten des Ölsperrverhaltens des Lagers begründet (Abschnitt 7.1).

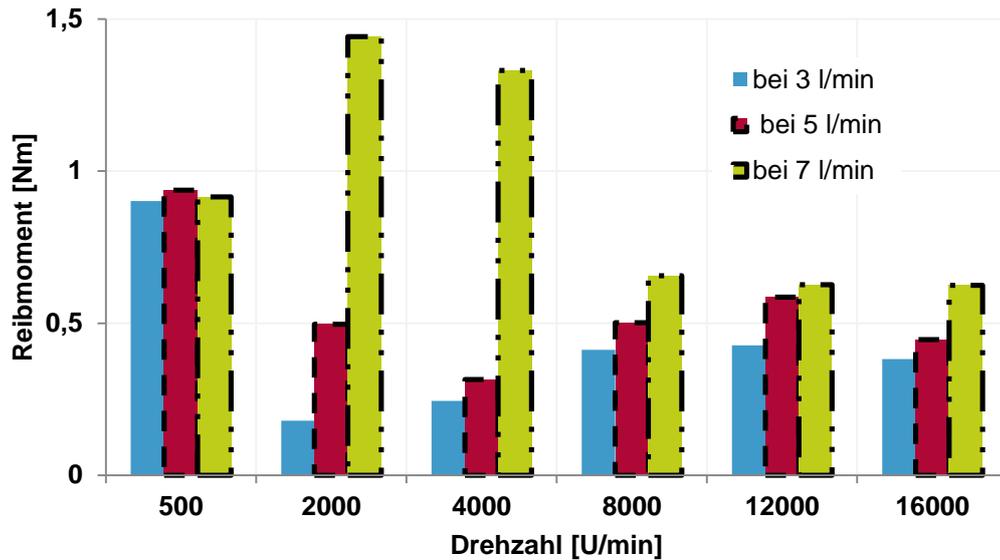


Abbildung 44: Reibmoment-Verläufe beider Lager in Abhängigkeit der Ölzufuhrmenge.

Die Vorspannung liegt bei 300 N. Die Öl- und Umgebungstemperatur liegt bei +23°C.

In Abbildung 45 und Abbildung 46 sind die Temperatur-Verläufe des Außenrings der Festlager bzw. Loslager eingetragen. Erwartungsgemäß steigt die Lagertemperatur mit Erhöhung der Zufuhrmenge aufgrund der Planschverluste. Aus der Abbildung 46 ist zu erkennen, dass das Loslager aufgrund seiner offenen Ausführung (keine Dichtscheiben) einen stärkeren Einfluss der Zufuhrmenge unterliegt als das Festlager.

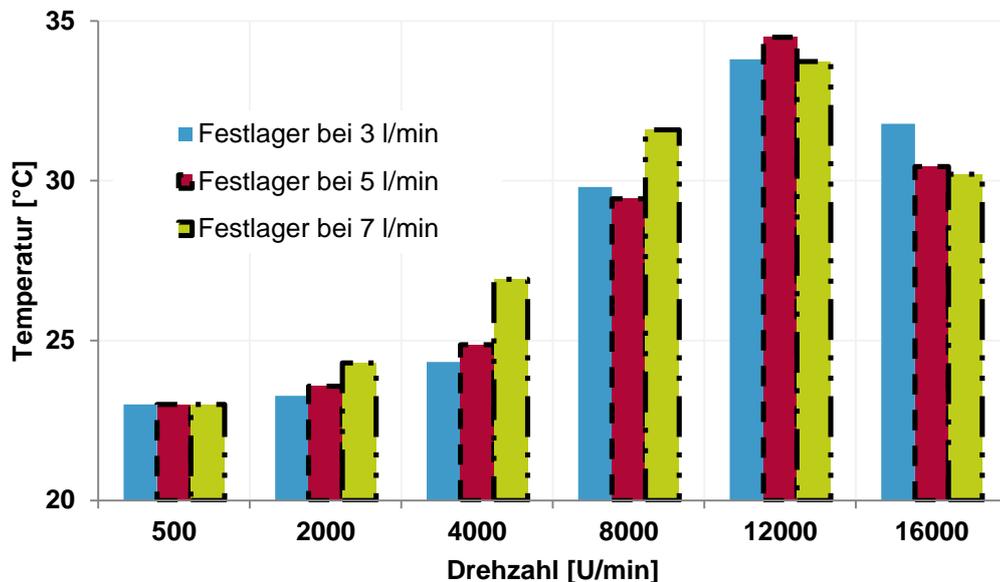


Abbildung 45: Festlagertemperatur am Außenring in Abhängigkeit der Ölzufuhrmenge.

Die Vorspannung liegt bei 300 N. Die Öl- und Umgebungstemperatur beträgt +23°C.

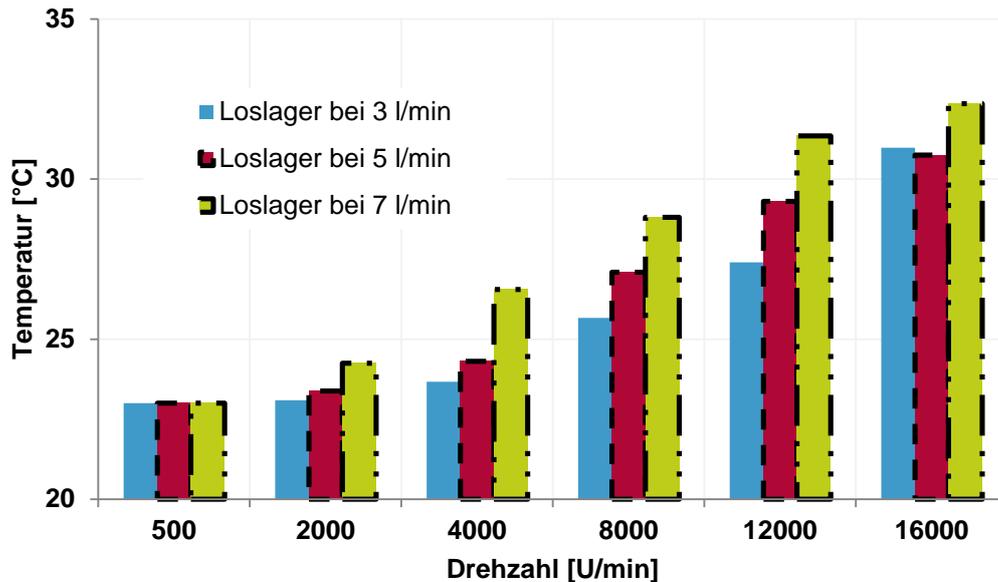


Abbildung 46: Loslagertemperatur am Außenring in Abhängigkeit der Ölzufuhrmenge. Die Vorspannung liegt bei 300 N. Die Öl- und Umgebungstemperatur beträgt +23°C.

7.5 Ölverteilung im Motor in Abhängigkeit der Drehzahl und der Injektorrohreintauchtiefe

Das zugeführte Öl tritt an zwei Stellen aus der Rotorwelle heraus. Die Seite des Festlagers wird mit A-Seite und die des Loslagers mit B-Seite bezeichnet. Die Verteilung der Ölmenge zwischen den beiden Seiten hängt von der Drehzahl, dem Düsendurchmesser $d_{\text{Düsen}}$ und der Tiefe des Injektorrohrs (a_{Rohr}) (Abschnitt 6.2.1) ab. Da eine ausgewogene Verteilung für eine gleichmäßige Wärmeabfuhr an beide Seiten des Motors sorgt, wird in diesem Abschnitt die Ölverteilung in Abhängigkeit der Injektorrohrtiefe unter Variation der Drehzahl experimentell bestimmt.

Über zwei Gehäusebohrungen fließt das Öl an der A- und B-Seite ab. Die Messung dieser Ölmenge stellt eine große Herausforderung dar. Zum einen fließt das Öl drucklos aus, was ein Messsystem mit besonders geringem Druckverlust erfordert. Zum anderen enthält das Öl bedingt durch das Schmierverfahren große Mengen an Luftblasen, die die Messung stark beeinträchtigen. Aus diesen Gründen werden ein Coriolis-Durchflussmesser mit geringerem Druckverlust und ein davor montierter Entlüftungsbehälter für die Messung der A-seitigen Ölmenge eingesetzt. Die Ölzufuhrmenge wird durch einen Schraubspindel-Durchflussmesser erfasst. Die B-seitige Ölmenge wird aus der Differenz der Zufuhrmenge und der Ölmenge der A-Seite berechnet. In Abbildung

47 ist das verwendete Maß a_{Rohr} für die Eintauchtiefe des Injektorrohrs dargestellt. Die Rohrtiefe wird in drei Stufen (143, 253 und 363 mm) variiert. Das Versuchsprogramm ist in Abschnitt 7.2 unter Versuchsplan A zu finden.

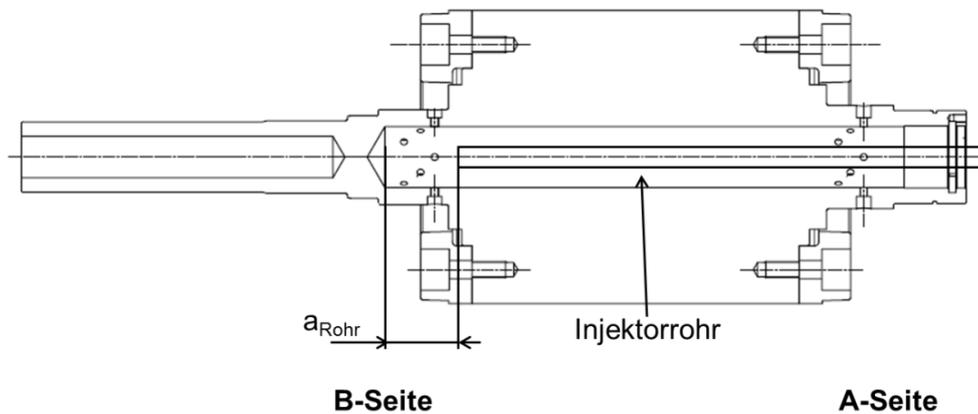


Abbildung 47: Darstellung des Parameters (a_{Rohr}) als Maß für die Tiefe des Injektorrohrs

In Abbildung 48 ist die Ölverteilung eingetragen. Bis zu einer Drehzahl von 4.000 U/min zeigt sich die Verteilung von der Tiefe und der Drehzahl wenig abhängig. Ab 4.000 U/min ist eine Abhängigkeit von der Drehzahl sichtbar. Aufgrund der hohen Fliehkräfte entsteht einen Saugbetrieb in der Rotorwelle. Dadurch fällt der Druck und es entsteht eine ungleichmäßige Ölverteilung zwischen der A- und B-Seite. Ab 8.000 U/min wird die Abhängigkeit von der Eintauchtiefe sichtbar. Während sich bei einer Tiefe von 363 mm eine stark ungleichmäßige Verteilung einstellt, ergibt die Rohrtiefe von 143 mm eine ausgewogene Verteilung.

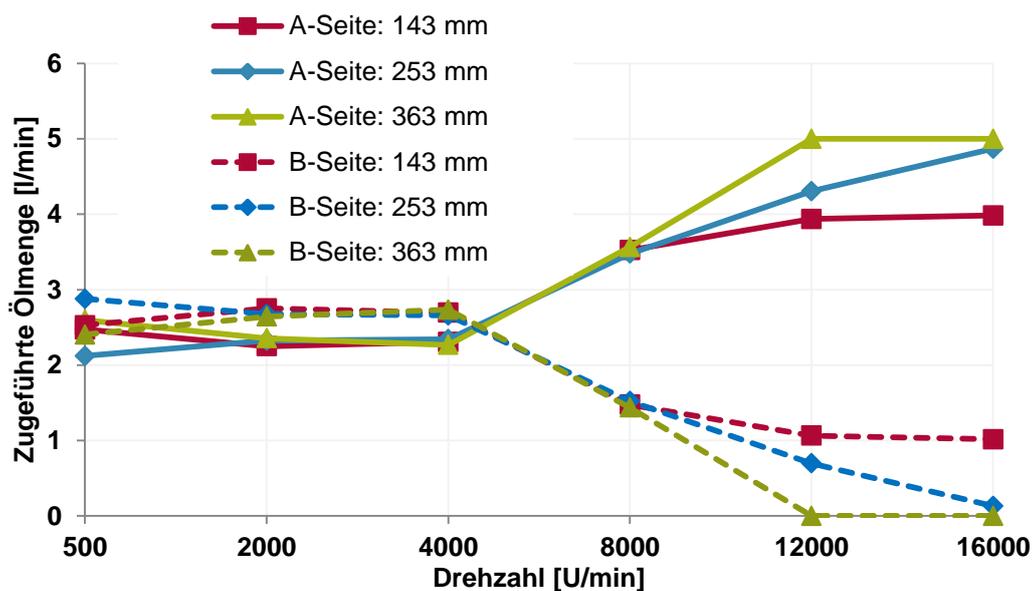


Abbildung 48: Ölverteilung in Abhängigkeit der Drehzahl und der Injektorrohrtiefe a_{Rohr} bei einem Düsendurchmesser von 0,3 mm und vier offenen Düsen je Seite

Abbildung 49 zeigt die Ölverteilung in Abhängigkeit von der Öltemperatur bei einer Injektorrohrtiefe von 253 mm. Bei einer Öltemperatur von +60°C verbessert sich die Ölverteilung insbesondere bei hohen Drehzahlen.

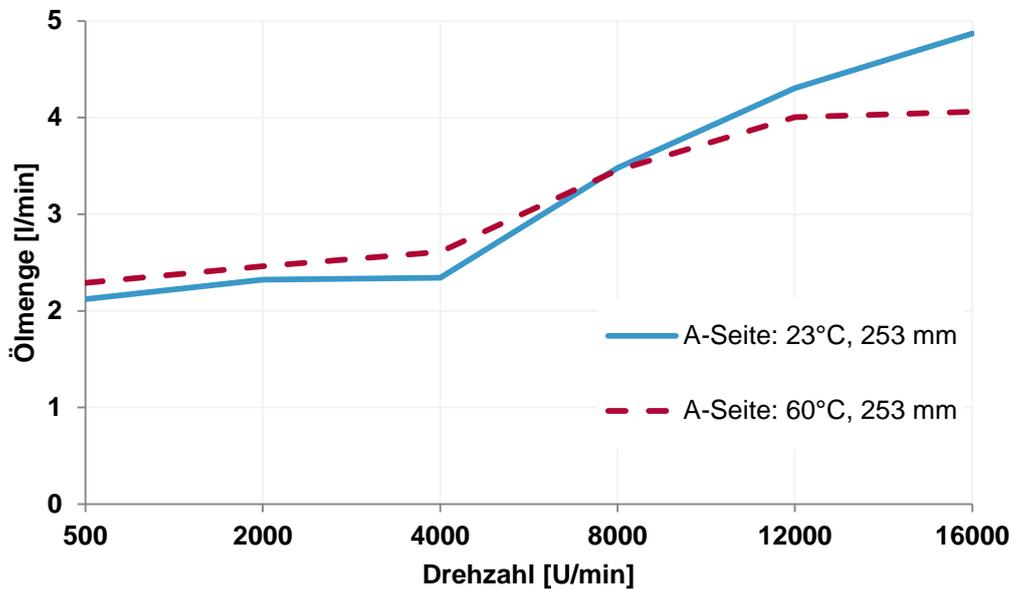


Abbildung 49: A-seitige Ölmenge in Abhängigkeit der Öltemperatur

7.6 Axialer Ölfluss durch das Loslager

In Abschnitt 7.1 wird eine CFD-Simulation beschrieben. Sie dient zum einen dem Simulieren des Entstehungsprozesses der Form und der Geschwindigkeit des Luftwirbels. Zum anderen wird die am Lager anhaftende Ölmenge bestimmt, die für die Kühlung und Schmierung des Lagers bei Drehzahlen von bis zu 19.000 U/min zur Verfügung steht. Um den Anteil des injizierten Öls, das durch das Lager axial durchfließt, zu bestimmen werden in diesem Abschnitt experimentelle Untersuchungen bei Drehzahlen von 500 bis 16.000 U/min nach dem Versuchsplan A in Abschnitt 7.2 durchgeführt. Der Ölfluss durch das Lager wird über einen Kanal im B-Lagerschild aus dem Prüfling ausgeleitet. Das Öl fließt drucklos in einen Fangbehälter auf einer Waage. Die Signale der DMS-Streifen der Waage werden kontinuierlich ausgewertet. Das Loslager wird so eingebaut, dass die offene Käfigseite zum Innenraum des Motors zeigt.

In Abbildung 50 ist der axiale Ölfluss durch das Loslager bei einer Ölzufuhrmenge von 5 l/min und Drehzahlen von 500 bis 16.000 U/min eingetragen. Aus der Abbildung geht hervor, dass die Ölflussmenge durch das Lager bei Drehzahlen von 500 bis 4.000 U/min abnimmt. Dies ist auf das Absperrverhalten der Wälzkörper zurückzuführen. Von 4.000 bis 12.000 U/min steigt die Durchflussmenge des Loslagers kontinuierlich an.

Dies wird, wie in Abschnitt 7.1 dargestellt, durch die in Uhrzeigerrichtung entstehende Strömung im Lager (Förderwirkung) und die Entstehung eines Ölrings in Umfangsrichtung des Lagers aufgrund der Käfigrotation verursacht. Der Entstehungsprozess eines Ölrings ist in [31] ausführlich beschrieben. Ab einer Drehzahl von 12.000 U/min sinkt die axiale Ölflussmenge durch das Loslager. Dies ist auf die ungleichmäßige Ölverteilung zurückzuführen (siehe Abbildung 48).

Während der maximal nutzbare Anteil des injizierten Öls für die Schmierung des Lagers höchstens bei 10 % liegt (siehe CFD-Simulation - Abschnitt 7.1), liegt der Anteil des injizierten Öls, die das Lager axial durchfließt, maximal bei 0,4%.

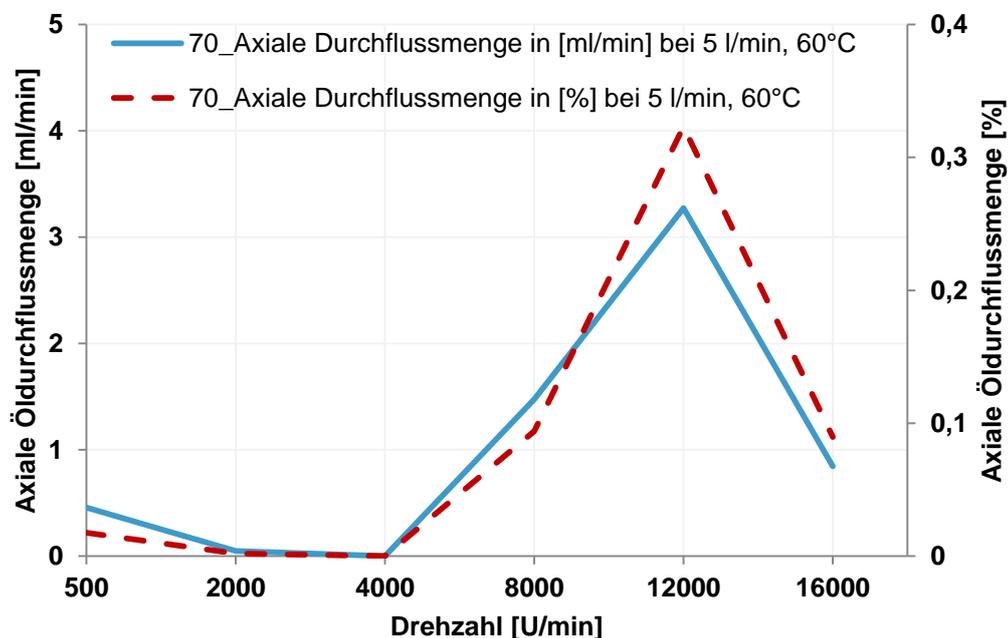


Abbildung 50: Axialer Ölfluss durch das Loslager in [l/min] und bezogen auf die Gesamtölmenge auf die B-Seite in [%]. Die Vorspannung beträgt 300 N.

Die Öl- und Umgebungstemperatur beträgt +60°C.

Die in diesem Abschnitt gemessenen axialen Ölmenge reichen aus, um wie in Abbildung 45 und Abbildung 46 dargestellt, die Lagertemperaturen am Außenring in einen Beharrungszustand zu bringen. Somit stellt die Schmierung keine Leistungsbegrenzung für die Lager dar. Eine Fremderwärmung aufgrund Strom- oder Magnetverlusten könnte eine unerwünschte Lagererwärmung im realen Elektromotor hervorrufen und ist mit geeigneten Gegenmaßnahmen zu vermeiden.

8 Untersuchungen zum Schwingungsverhalten und zur Lagerreibung

In diesem Kapitel werden das Schwingungsverhalten des Prüflings (Abschnitt 6.2.1), die Lagerreibung und -temperatur untersucht und anhand verschiedener Ansätze optimiert. Zuerst wird eine Messung durchgeführt, um den Ausgangspunkt der Schwingungsanregung zu ermitteln. Die Messung wurde bei einem Hochlauf von 500 auf 16.000 U/min, bei einer Öl- und Umgebungstemperatur von +23°C und bei einer Lagervorspannung von 600 N durchgeführt. Der Körperschall wird durch mehrere triaxiale piezobasierte Schwingungssensoren gemessen (Abschnitt 4.3.2). Zwei Sensoren werden am Gehäuse in 12- und 09-Uhr-Position befestigt. Zwei andere Sensoren werden in Lagernähe in 12- und 06-Uhr-Position angebracht. Als Frontend kommt das System LMS Testing Solutions der Fa. Siemens zum Einsatz (Abbildung 51).



Abbildung 51: LMS Testing Solutions der Fa. Siemens

Das Schwingverhalten wird in Abbildung 52 anhand eines Campbell-Diagrammes (Abschnitt 4.3.4) dargestellt. In der Abbildung zeichnet sich ab, dass eine Vielzahl der Erregerfrequenzen als Ordnungslinien der Drehzahl vorkommt. Dies weist darauf hin, dass die Lager und die Rotorwelle die dominierenden Erreger des Systems sind. Diese Beobachtung stimmt mit den Messungen an selbstgetriebenen Elektromotoren überein.

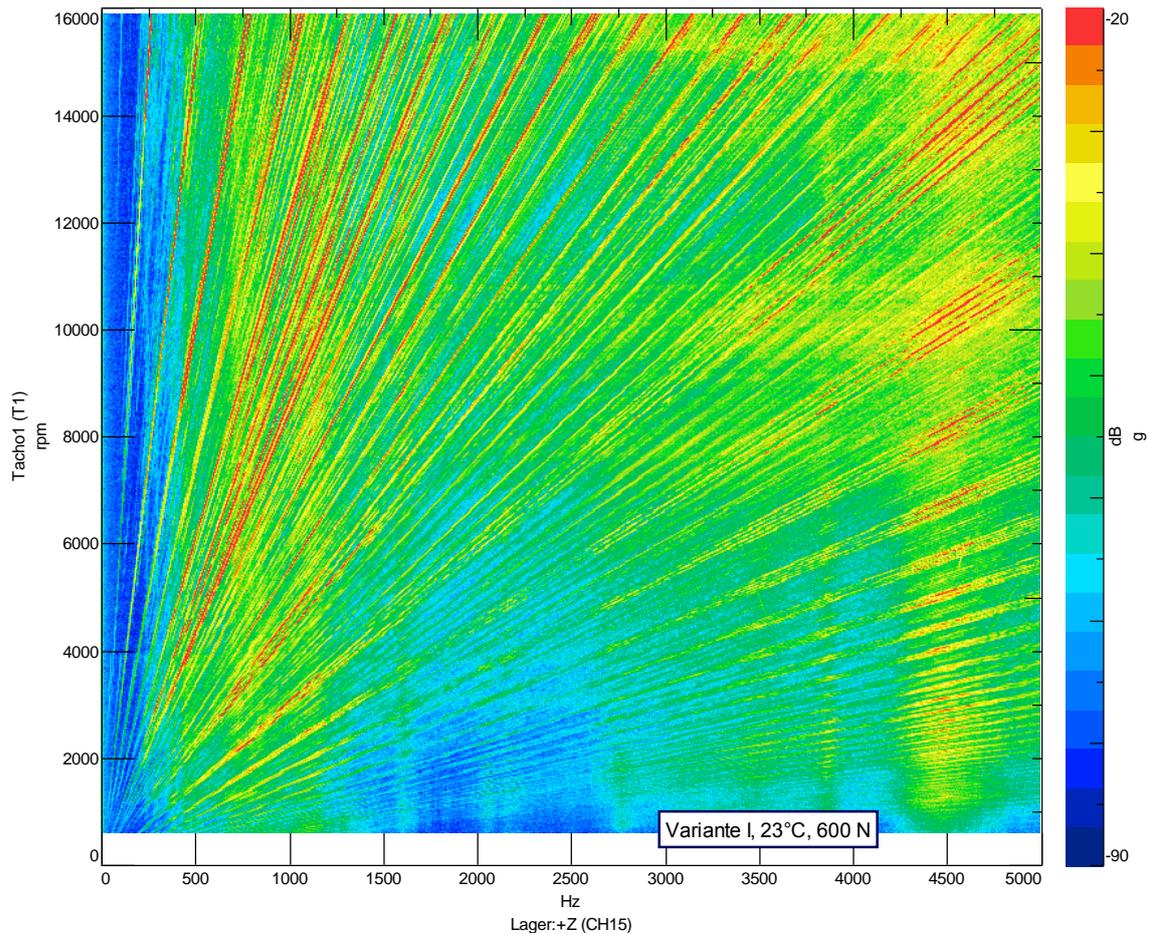


Abbildung 52: Campbell Diagramm der am Gehäuse gemessenen vertikalen Schwingungen des Prüflings. Die Vorspannung liegt bei 600 N. Die Öl- und Umgebungstemperatur liegt bei +23°C.

Eine Verbesserung des Schwingungsverhaltens soll sich deshalb auf die Reduzierung der Schwingungen der Lager und der Rotorwelle konzentrieren. Um dieses Ziel zu erreichen wird in diesem Kapitel, Abschnitt 8.1 und 8.2 eine simulative Modalanalyse vorgestellt und experimentell verifiziert. Die Arten der Erregungen bei Kugellagern und bei der Rotorwelle werden erläutert. Im Anschluss werden die möglichen Gegenmaßnahmen dargestellt (Abschnitt 8.3). Die Ergebnisse der Schwingungen, Lagerreibung und -temperatur werden in Abhängigkeit der verschiedenen Maßnahmen vorgestellt (Abschnitt 8.4). Ein Beitrag zur Entkopplung der Rotorwelle vom Gehäuse anhand konstruktiver viskoelastischer Elemente wird vorgestellt (Abschnitt 8.5). Das Ziel ist es die gemessenen Schwingungen am Gehäuse zu reduzieren und dadurch den akustischen Fahrkomfort für die Insassen zu erhöhen. Weitere Erreger, wie die tangentialen, radialen oder axialen elektromagnetischen Kräfte, werden in dieser Arbeit nicht betrachtet. Abschließend wird das Schwingverhalten des Prüflings bei tiefen Temperaturen untersucht und diskutiert (Abschnitt 8.6).

8.1 Simulative Modalanalyse

Eine Modalanalyse umfasst eine numerische und eine experimentelle Charakterisierung des dynamischen Strukturverhaltens eines schwingfähigen mechanischen Systems [35]. Mit ihr werden die Eigenfrequenzen und die dazugehörigen Schwingungsmoden des ungedämpften Prüflings bestimmt. Da das dynamische Verhalten des Prüflings von der Lagervorspannung und der dadurch resultierenden Lagersteifigkeit abhängen, wird die numerische Modalanalyse bei unterschiedlichen Vorspannungen durchgeführt. Auf Grunde dessen, dass die Lagersteifigkeiten in keinem linearen Zusammenhang mit den Vorspannkräften stehen [13], werden diese berechnet und in das Modell der Modalanalyse eingespeist. Dies erfolgt für die Lager 6209 und 6008 bei einer Lagervorspannung von 0, 300 und 600 N und unter Berücksichtigung des Rotorgewichts mittels Bearinx. In Abbildung 53 ist das Modell dargestellt. Dies basiert auf dem Rechenmodell in Abbildung 12. Die Verzahnung und das Loslager im Getriebegehäuse werden hierbei nicht berücksichtigt, da der Prüfling in Abschnitt 6.2.1 über diese nicht verfügt.

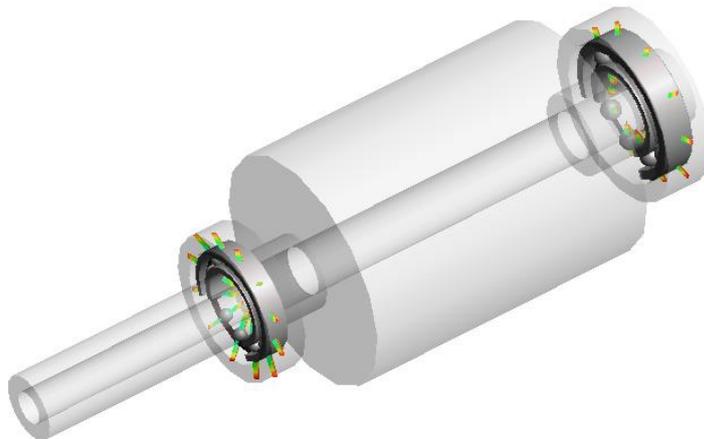


Abbildung 53: Bearinx-Modell für die Berechnung der Lagersteifigkeit (basiert auf das Modell in Abbildung 12)

Die Ergebnisse der Lagersteifigkeiten sind in Tabelle 10 für das Loslager und in Tabelle 11 für das Festlager aufgelistet.

Tabelle 10: Berechnete axiale und radiale Steifigkeit des Loslagers 6008 in Abhängigkeit von der Vorspannkraft

Lagerbezeichnung 6008			
Radialkraft [N]	Axialkraft [N]	Axiale Steifigkeit [N/mm]	Radiale Steifigkeit [N/mm]
125	0	334	58.405
125	300	19.222	179.540
125	600	29.676	214.496

Tabelle 11: Berechnete axiale und radiale Steifigkeit des Festlagers 6209 in Abhängigkeit von der Vorspannkraft

Lagerbezeichnung 6209			
Radialkraft [N]	Axialkraft [N]	Axiale Steifigkeit [N/mm]	Radiale Steifigkeit [N/mm]
125	0	225	61.760
125	300	17.092	188.896
125	600	25.788	227.953

8.1.1 Modellaufbau

In Abbildung 54 ist der gesamte Aufbau des Modells der Modalanalyse dargestellt. Rechts sind die Rotorwelle und die Kugellager abgebildet. Die Wälzkörper im Lager werden durch axiale und radiale Federn mit den Steifigkeiten aus Tabelle 10 und Tabelle 11 ersetzt. Für die Berechnung werden die Bauteile ihren Werkstoffen zugeordnet.

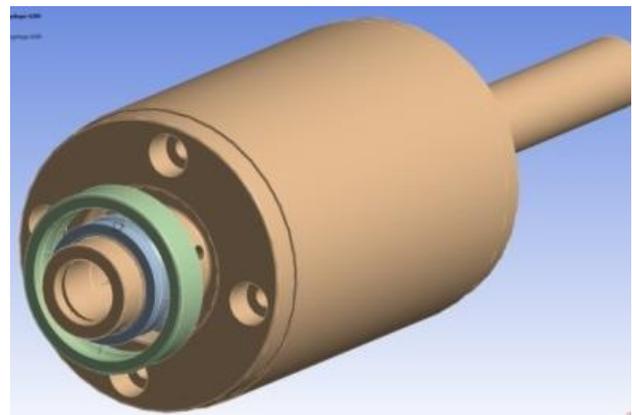
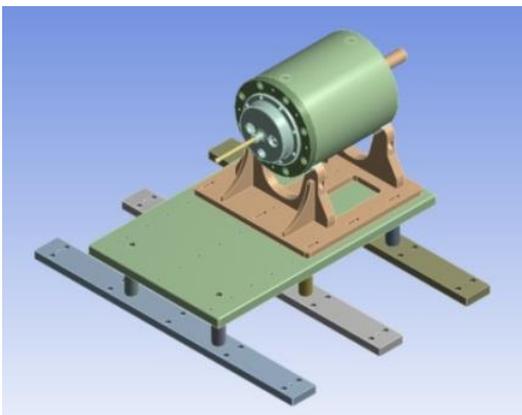


Abbildung 54: Aufbau des Modells (li.), die Lager der Rotorwelle werden durch Federn ersetzt (re.)

In Abbildung 55 (li.) ist das Modell an den blauen Kontaktflächen im Raum fixiert dargestellt. Abbildung 55 (re.) veranschaulicht die Netzgröße. Diese besteht aus 3,2 Millionen Knoten und 2 Millionen Elementen.

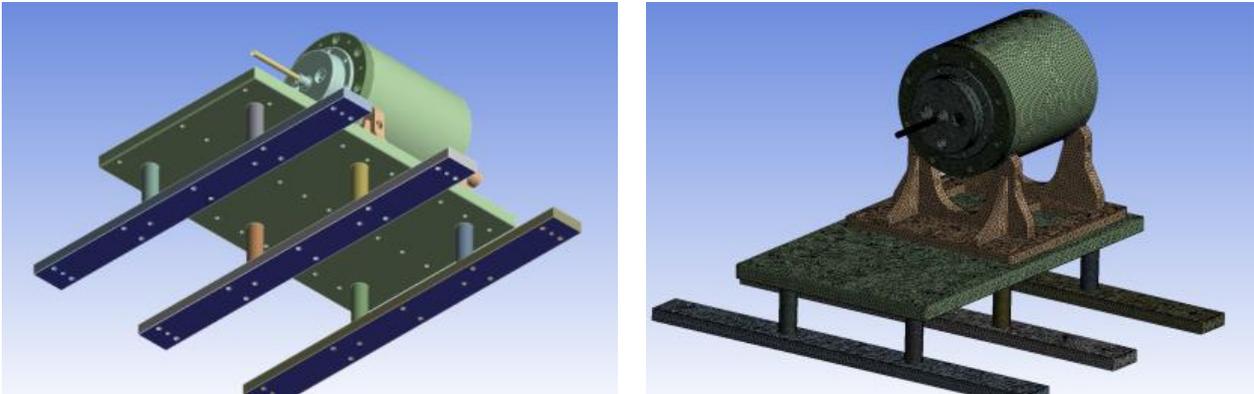
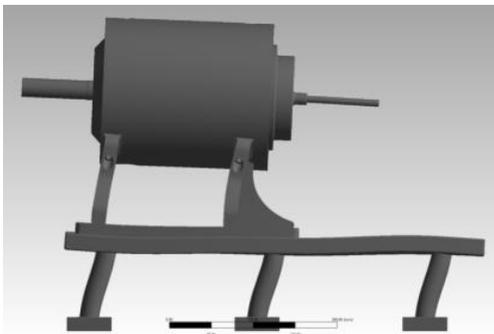


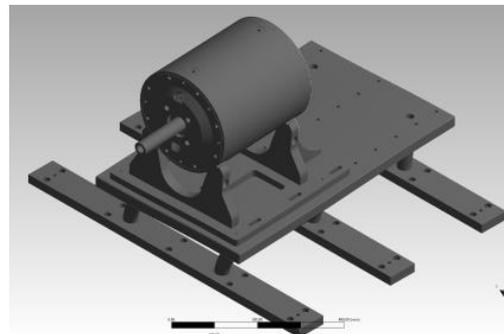
Abbildung 55: Darstellung der Kontaktflächen zum Raum (li.) und des Elementgitters

8.1.2 Ergebnisse - Gehäuse und Fundament

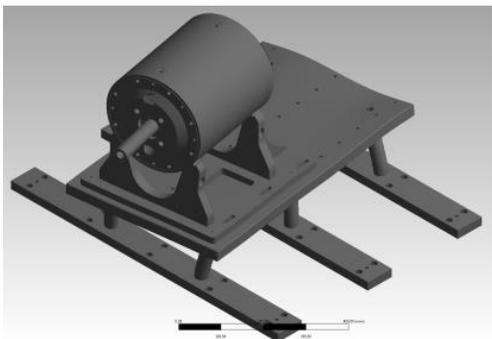
Das Eigenschwingverhalten des Fundaments mit dem kompletten Aufbau wird separat mit ideal steif modellierten Lagern berechnet. So werden Feder/Masse-Einflüsse herausgefiltert, die aus Schwingungen der Rotorwelle resultieren. In Abbildung 56 sind beispielhaft fünf Eigenmoden dargestellt.



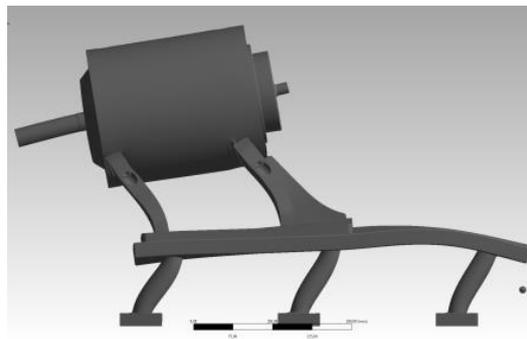
1) Axial



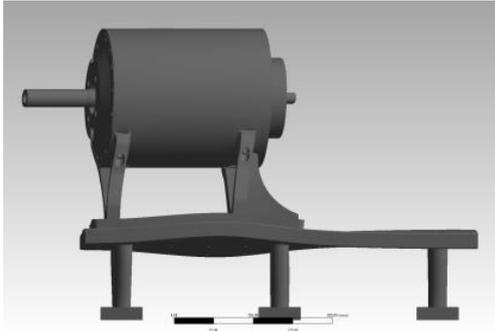
2) Horizontal



3) Twist Fundament



4) Axiales Kippen



5) Horizontaler Twist

Abbildung 56: Darstellung der Eigenmoden des Prüflings inklusiv Fundament

8.1.3 Ergebnisse - Rotorwelle

In Tabelle 12 sind die ersten fünf Eigenfrequenzen der Rotorwelle aufgelistet. Aus dem Vergleich der Werte geht hervor, dass die Eigenfrequenzen der Rotorwelle von den Lagervorspannungen abhängen. Mit Erhöhung der Lagervorspannung und somit der Lagersteifigkeit steigen die Eigenfrequenzen. Besonders betroffen ist die axiale Schwingform. Sie erhöht sich um ca. 150 Hz bei Erhöhung der Vorspannung von 0 auf 300 N und um ca. 14 Hz bei einer Erhöhung von 300 auf 600 N. Dies ist auf den degressiven Anstieg der Lagersteifigkeit zurückzuführen. Diese Beobachtung stimmt mit [13] überein.

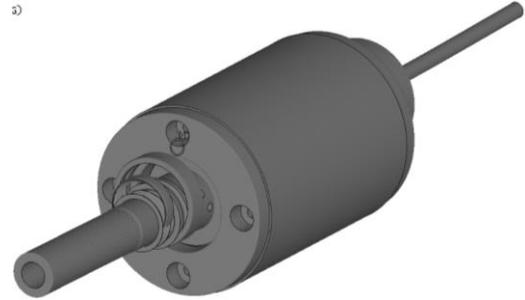
Tabelle 12: Eigenfrequenzen der Rotorwelle

Nr.	Mode	Frequenz [Hz] bei 0 N	Frequenz [Hz] bei 300 N	Frequenz [Hz] bei 600 N
1	Axial	14	167	181
2	Vertikal	313	369	377
3	Horizontal	399	445	452
4	Kippen Horizontal	460	478	486
5	Kippen Vertikal	519	564	571

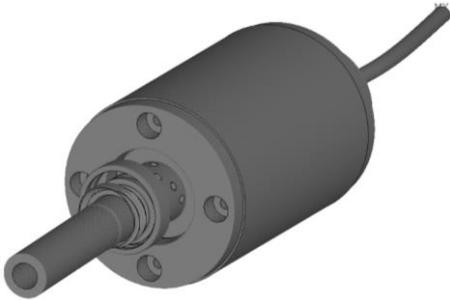
In Abbildung 57 sind die Eigenmoden der ersten fünf Eigenfrequenzen dargestellt. Da sie unabhängig von der Vorspannung identisch aussehen, folgt die Darstellung beispielhaft für die Variante mit der Vorspannung von 300 N.



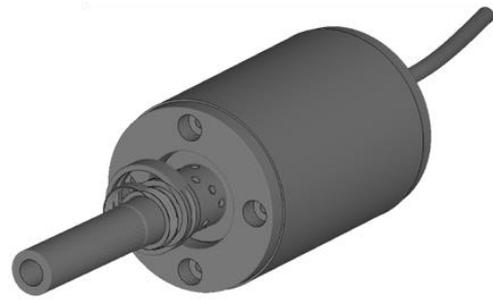
1) Axial



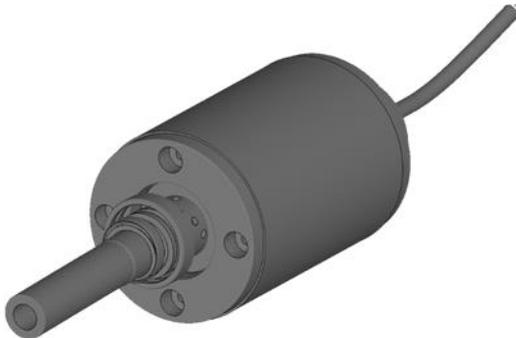
2) Vertikal



3) Horizontal



4) Kippen Horizontal



5) Kippen Vertikal

Abbildung 57: Darstellung der Eigenmoden der Rotorwelle

Ungenauigkeiten bei der Berechnung liegen im Bereich der Schlauchanschlüsse. Diese werden im Berechnungsmodell nicht berücksichtigt, da die Beschreibung aufgrund der Durchströmung mit Öl kaum möglich ist. Dadurch können jedoch geringfügige Frequenzverschiebungen auftreten.

8.2 Experimentelle Modalanalyse

Um die simulative Modalanalyse zu verifizieren wird eine experimentelle Modalanalyse durchgeführt. Sie ermöglicht die Bestimmung der Eigenfrequenzen des Prüflings bis zu einer Frequenz von 5 kHz. Zur Durchführung der Modalanalyse wurden vier triaxiale Schwingungssensoren für die Messung der Schwingungen verwendet. Zwei sind am Gehäuse in 09-Uhr-Position und zwei sind an der Lagerbuchse in 06- und 12-Uhr-Position angebracht. Durch einen Hammer wurde das System zum Schwingen ange-regt. In Tabelle 13 sind die gemessenen und simulierten Eigenfrequenzen gegenüber-gestellt. Der Vergleich zeigt eine gute Übereinstimmung der experimentellen mit der simulativen Modalanalyse. Die maximale Abweichung liegt bei 13 %. Dies kann auf ge-ringe Abweichungen bei der Berechnung der Steifigkeiten der Lagerung in axialer und radialer Richtung und auf die nicht berücksichtigten Luftschläuche zurückzuführen.

Tabelle 13: Gegenüberstellung von einigen gemessenen und simulierten Eigenfrequenzen

Bauteil	Experimentell [Hz]	FEM [Hz]	Differenz [%]
Rotor	168	181,03	7,75
Rotor	375	377,28	0,6
Rotor	497	486,44	-2,12
Rotor	660	593	-10,15
Rotor	826	846,6	2,5
Rotor	3.790	3.750,76	-1,03
Rotor	4.453	4.460,1	0,16
Gehäuse	350	338,37	-3,32
Gehäuse	1.380	1.315	-4,71
A-Lagerdeckel	4.575	4.493,8	-1,77
A-Lagerdeckel	4.780	4.787,9	0,17
Grundplatte	1.785	1.743	-2,35
Grundplatte	4.350	4.340	-0,23

8.3 Stand der Technik zur Lager- und Rotorschwingung

8.3.1 Rillenkugellager als Schwingungserreger

Die ersten systematischen Untersuchungen wurden von Perret [36] und Meldau [37] bereits vor über 50 Jahren durchgeführt, um den Einfluss von Wälzlagern auf das Schwingverhalten einer Struktur zu analysieren. Dabei wird unter anderem die parametrische Erregung durch ein Wälzlagers behandelt. Als parametrische Erregung wird eine kinematische Anregung der Struktur aufgrund einer zeitlich veränderten Steifigkeitsverteilung entlang des Lagerumfangs bei einer relativen Drehung von Innen- zu Außenring bezeichnet [38]. In Abbildung 58 ist die elastische Biege- und Streckdeformation des Außenrings aufgrund einer rein axialen Kraft bei einem Rillenkugellager mit acht Wälzkörpern dargestellt. Drehen sich nun der Wälzkörpersatz und der Käfig mit einer Drehfrequenz von Ω_k , entstehen parametrische Anregungen, die durch den Außenring zum Gehäuse weitergeleitet werden. Bei rein radialen Kräften können die Wälzkörper in der unbelasteten Zone den Kontakt zu den Laufbahnen verlieren. Dies kann zu starken parametrischen Anregungen und Käfigbelastungen aufgrund der unterschiedlichen Drehfrequenzen der Wälzkörper führen [24].

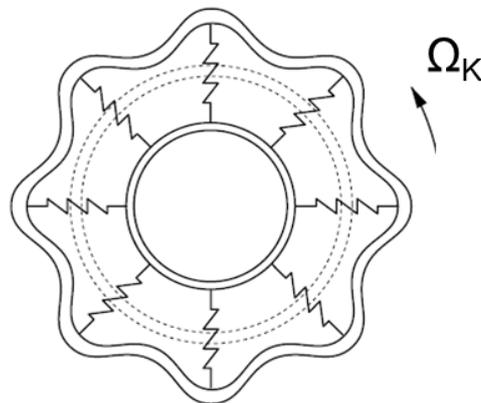


Abbildung 58: Biege- und Streckdeformation des Außenrings eines Rillenkugellagers mit acht Wälzkörpern unter reiner Axialkraft [24]

Die hervorgerufenen parametrischen Schwingungen lassen sich nach Formel 22 bestimmen. Dabei ist Z die Wälzkörperanzahl und Ω_k die Käfigkreisfrequenz. Im Allgemeinen sind diese Schwingungen nicht harmonisch, beinhalten allerdings die harmonischen und subharmonischen Komponenten der Überrollfrequenz des Außenrings q [24].

$$f_p = q \cdot Z \cdot \Omega_k$$

Formel 22

Diese Art der Erregungen lässt sich durch drei Maßnahmen beeinflussen. **Maßnahme I** beruht auf der Einführung einer Vorspannkraft. Durch die Vorspannung befinden sich mehr Wälzkörper in der Belastungszone. Das hat zur Folge, dass die Steifigkeitsänderung zwischen Scheitel- und Symmetriestellung der Wälzkörper (Abbildung 59) geringer ausfällt und sich die Amplituden der Schwingungen reduzieren [39].

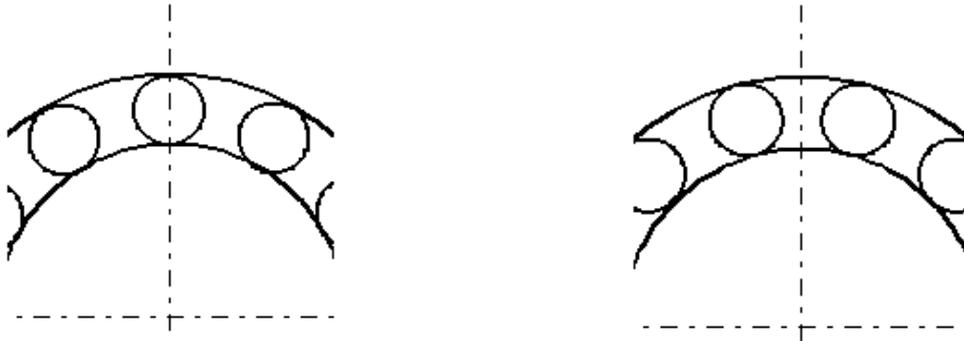


Abbildung 59: Stellung der Reihe eines Rillenkugellagers; Scheitelstellung (li.), Symmetriestellung (re.) [14]

In **Maßnahme II** werden die Amplituden der Steifigkeitsänderungen, die durch die elastischen Verformungen des Außenrings und des Gehäuses hervorgerufen werden, durch Lagersitze mit höherer Steifigkeit reduziert.

Maßnahme III besteht darin, dass die Lager eine kleinere Lagerluftklasse besitzen. Eine geringere Lagerluft hat eine ähnliche Wirkung wie die Einführung einer Vorspannkraft. Ein entscheidender Nachteil dieser Maßnahme ist die Gefahr einer Verspannung bei hohem Temperaturunterschied zwischen Innen- und Außenring. Da dieses Risiko in den zu untersuchenden Elektromotoren nicht zu ausschließen ist, wird diese Maßnahme nicht als zielführend erachtet.

Weitere Schwingungserreger im Lager sind die geometrischen Ungenauigkeiten bei der Fertigung von Wälzlagern. Typische geometrische Abweichungen sind Welligkeiten der Ringe und der Wälzkörper oder ein variabler Wälzkörperdurchmesser [40] [41]. Wie in Abbildung 60 dargestellt, besitzen die Welligkeiten einen sinusförmigen Charakter und sind deutlich größer als die Hertz'sche Kontaktfläche. Wenn das Lager dreht, verursachen die Welligkeiten der Lagerkomponente eine zeitliche Variation der Belastung und der Schwingungen. Die Amplitude der Schwingungen ist sowohl von der Steifigkeit im Kontakt als auch von dem Ausmaß der Welligkeit abhängig. In Abhängigkeit der Wel-

lenzahl k und Anzahl der Wälzkörper Z entstehen entweder Dehn-, Biege- oder Starrkörper-Schwingmoden, die unterschiedlichen Frequenzen besitzen [24].

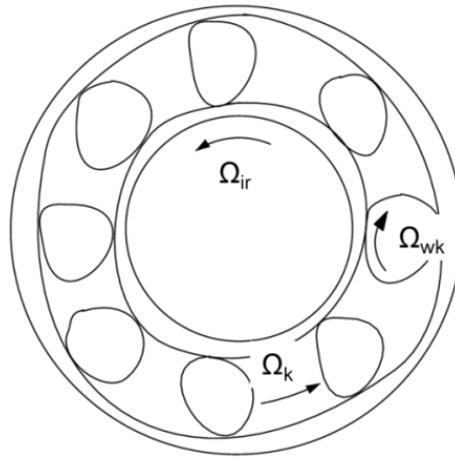


Abbildung 60: Welligkeit eines Rillenkugellagers [24]

Die Erregerfrequenzen eines Wälzlagers aufgrund der Welligkeit werden in [42], [43] beschreiben und lassen sich in Abhängigkeit der Drehfrequenz der Rotorwelle wie folgt berechnen.

Die Erregerfrequenz aufgrund der Welligkeit des Innenrings wird nach Formel 23 berechnet.

$$f_{ir} = qZ(\Omega_{ir} - \Omega_k) \pm k\Omega_{ir} \quad \text{Formel 23}$$

Die Erregerfrequenz aufgrund einer Welligkeit des Außenrings wird nach Formel 24 bestimmt.

$$f_{ar} = qZ\Omega_k \quad \text{Formel 24}$$

Die Erregerfrequenz aufgrund der Welligkeit der Wälzkörper wird nach Formel 25 berechnet.

$$f_{wk} = 2q\Omega_{wk} \pm k\Omega_k \quad \text{Formel 25}$$

Dabei entsprechen Ω_k der Käfig-, Ω_{ir} der Innenring- und Ω_{wk} der Wälzkörperdrehfrequenz. Z steht für die Anzahl der Wälzkörper, q ist die harmonische Überrollfrequenz am Außenring, k ist ganzzahlig und entspricht der Wellenzahl der Welligkeit.

Die Frequenz bei einem variablen Wälzkörperdurchmesser lässt sich aus Formel 25 berechnen indem q gleich null eingesetzt wird.

Ein weiterer Schwingungserreger im Wälzlager ist das radiale Wandern des Käfigs (Abbildung 61). Es entsteht aufgrund Ungenauigkeiten bei der Fertigung der Käfigta-

schen oder aufgrund des Verschleißes der Taschen bei ungünstigen Schmierbedingungen. Das Käfigwandern verursacht eine ungleichmäßige Verteilung der Wälzkörper in Umfangsrichtung. Dies hat Schwingungen zur Folge.

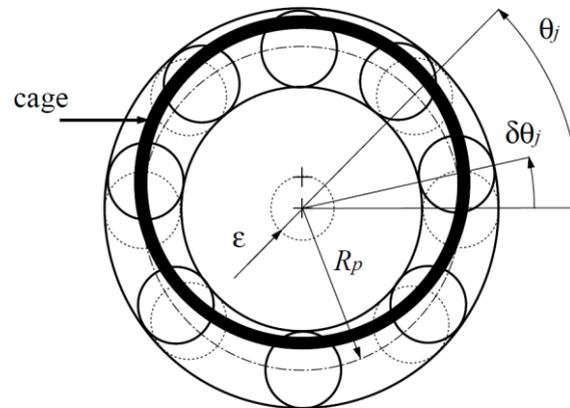


Abbildung 61: ungleichmäßige Verteilung der Wälzkörper durch radiales Käfigwandern [24]

Die Erregerfrequenz aufgrund eines radialen Käfigwanderns lässt sich nach Formel 26 [42] bestimmen.

$$f_k = qZ\Omega_k \pm k\Omega_k$$

Formel 26

Da sich die Genauigkeit der Fertigung der Wälzlager und des Käfigs schwer beeinflussen lassen, werden in dieser Arbeit lediglich Maßnahmen zur Reduzierung der parametrischen Erregungen untersucht.

8.3.2 Rotorwelle als Schwingungserreger

Hauptsächlich werden Rotorwellen von Unwucht (Abbildung 62) und Torsions- und Biegeschwingungen erregt. Die Erregerfrequenz entspricht der Drehfrequenz und ihren höheren Ordnungen. Wenn die Eigenfrequenzen der Rotorwelle mit diesen Frequenzen übereinstimmen, entstehen Resonanzen.



Statische Unwucht

Dynamische Unwucht

Momentenunwucht

Abbildung 62: Unwuchtarten einer Rotorwelle [44]

8.4 Reduktion der Lagerschwingung durch Maßnahme I und II

In diesem Abschnitt werden die zwei in Abschnitt 8.3 genannten **Maßnahmen I und II** zur Reduktion der parametrischen Erregungen der Lager untersucht. Um die Vorspannung nach Maßnahme I zu variieren und zu messen, wurden für diese Untersuchung ein Vorspannsatz und spezielle Messtechnik gebaut (Abschnitt 8.4.1 und 8.4.2). In Abschnitt 8.4.3 bis 8.4.6 werden die Messungen der Reibung, der Lagertemperatur und der Schwingungen bei Maßnahme I und II diskutiert.

8.4.1 Vorspannsatz

Um die axiale Vorspannung der Lager mit möglichst wenig Aufwand zu messen und zu variieren, wurde, wie in Abbildung 63 dargestellt, ein Vorspannsatz ausgelegt und aufgebaut. Dieser verfügt über drei Kraftmessdosen, drei Druckbolzen, Halterring und drei Feinschrauben. Über die Feinschrauben wird die Vorspannkraft variiert und von den Kraftmessdosen gemessen. Die Kraftübertragung von dem Vorspannsatz auf die Wellenfedern erfolgt über einen gehärteten Stahlring. Dieser garantiert eine gleichmäßige Verteilung der Druckbolzenkraft auf den gesamten Umfang der Wellenfeder (siehe Abbildung 19).

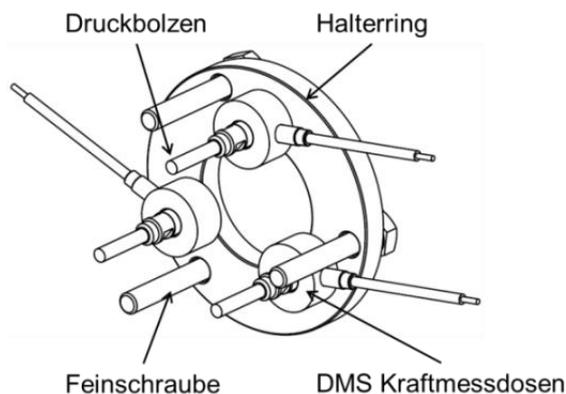


Abbildung 63: Vorspannsatz für die Einstellung und Messung der Lagervorspannkraft

8.4.2 Messtechnik

Für die Messung der Vorspannkraft werden drei DMS-Kraftmesssensoren eingesetzt. Jeder Kraftmesssensor verfügt über vier DMS, die in vier Leiter-Vollbrücken angeordnet sind. Diese besitzen einen maximalen Messbereich von 500 N. Anhand eines Messverstärkers wird ihr Signal in Spannung umgewandelt und in der MGCplus-Einheit ausgewertet.

Das Reibmoment und die Drehzahl werden mit einer Drehmomentmesswelle der Fa. Kistler mit einem Messbereich von bis zu 50 Nm erfasst. Die Abweichung der Genauigkeit bei der Messung liegt bei maximal 0,1 % des Endwertes. Die Lageraußenringtemperaturen werden mit Thermoelementen des Typs k gemessen.

8.4.3 Maßnahme I: Variation Vorspannkraft – Lagerreibung und -temperatur

Bevor auf das Schwingverhalten des Prüflings in Abhängigkeit der Vorspannung eingegangen wird, werden in diesem Abschnitt sowohl der Einfluss der Vorspannung auf das Reibmoment und auf die Lagertemperatur als auch der Einfluss der Drehzahl auf die Vorspannung aufgezeigt. Für alle Versuche des Abschnitts 8.4.3 und 8.4.4 wird die Lagersitzvariante I verwendet (Abbildung 22). Das Reibmoment, die Lagertemperatur und die Schwingungen des Prüflings werden in Abhängigkeit von drei axialen Vorspannungen 150, 300 und 600 N, zwei Umgebungs- und Öltemperaturen von +23° und +60°C und bei Drehzahlstufen von 500 bis 16.000 U/min untersucht. Für jede Drehzahlstufe wurde eine Beharrungszeit von 300 Sekunden vorgesehen. Nach dieser Zeit erfolgt die Messung und die nächste Drehzahlstufe wird angefahren. Das vollständige Versuchsprogramm ist in Tabelle 8: Versuchsplan A in Abschnitt 7.2 zu finden. Das Loslager wird in offener Ausführung ohne Dichtungen montiert. Das Festlager wird mit zwei reibungsarmen Dichtscheiben (RZ) ausgerüstet (Abschnitt 5.2.5).

Um den Einfluss der Lagervorspannung auf das Reibmoment zu untersuchen, wird die Vorspannkraft von 150 auf 300 und 600 N erhöht. In Abbildung 64 werden die Ergebnisse ab Drehzahl 4.000 U/min aufgezeigt. Unter 4.000 U/min sind die Reibmomente der Lager sehr stark von Planschverlusten geprägt. Sie werden in Abbildung 66 dargestellt. Aus Abbildung 64 geht hervor, dass die Reibmomente aller drei Vorspannungen mit der Drehzahl (Überrollfrequenz) und dem damit steigenden Anteil der Bohrreibung steigen [45]. Weiterhin ist zu erkennen, dass die Erhöhung der Vorspannung eine geringfügige Zunahme des Reibmomentes im niedrigen Drehzahlbereich bewirkt. Dies ist auf die höhere Kontaktkräfte zurückzuführen. Bei einer Drehzahl von 12.000 U/min gleicht das gemessene Reibmoment bei 600 N dem gemessenen Reibmoment bei 150 N. Dies ist dadurch begründet, dass der Anteil der Bohrreibung mit Erhöhung der Vorspannung bei hohen Drehzahlen sinkt [26] [46]. Das Berechnungs-Modell in Abbildung 53 wird für die Berechnung des Bohranteils verwendet und zeigt ein ähnliches Bild. In Abbildung 65 liegt das berechnete Bohr-Rollverhältnis am Innenring bei niedrigen Drehzahlen und einer Vorspannung von 150 und 600 N gleich hoch. Bei Drehzahlen ab

14.000 U/min und 600 N ist das Bohr-Rollverhältnis am Innenring niedriger als bei 150 N. Dadurch ist das gemessene Reibmoment bei 600 N geringer als bei 150 N. Ab einer Drehzahl von 14.000 U/min sinkt das gemessene Reibmoment bei allen drei Vorspannungen. Dies ist dadurch begründet, dass sich bei 14.000 U/min die Ölverteilung im Elektromotor ändert (siehe Abschnitt 7.5). Die Ölmenge steigt an der A-Seite und sinkt an der B-Seite. Dadurch nehmen die Planschverluste des Loslagers (offene Ausführung) ab. Eine Zunahme des Reibmoments des Festlagers durch die höhere Ölmenge ist aufgrund der Lagerdichtungen ausgeschlossen.

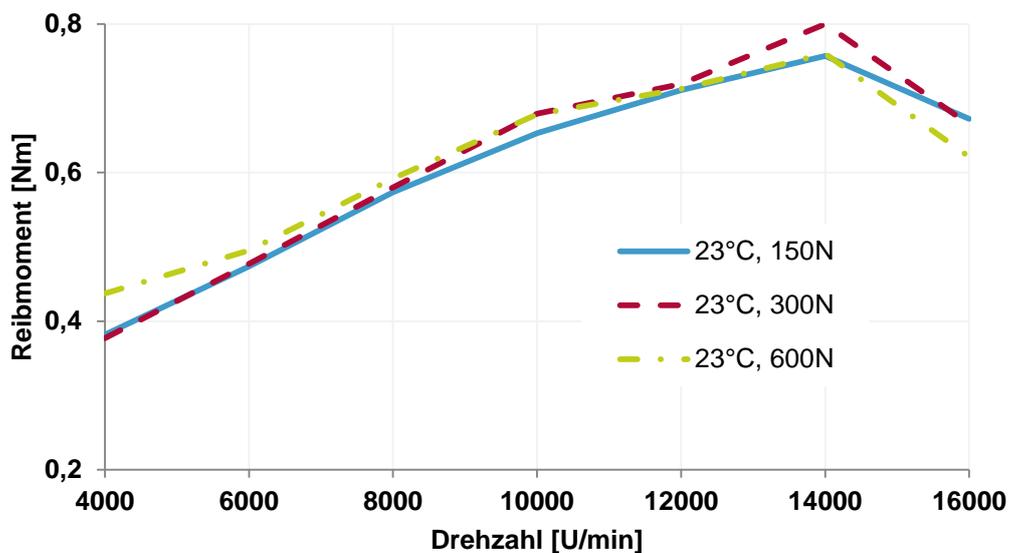


Abbildung 64: Reibmoment-Verläufe beider Lager in Abhängigkeit der axialen Vorspannung und der Drehzahl

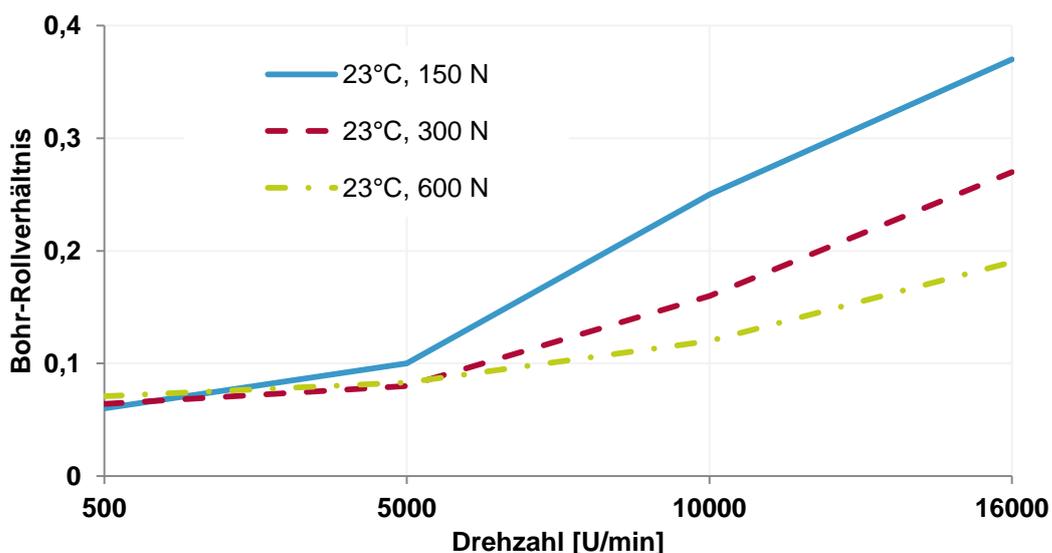


Abbildung 65: Berechnetes Bohr-Rollverhältnis des Festlagers in Abhängigkeit von Drehzahl und Vorspannung

In Abbildung 66 ist das Reibmoment der beiden Lager bei Öl- und Umgebungstemperaturen von +23° und +60°C eingetragen. Aus der Abbildung lässt sich erkennen, dass die höhere Öltemperatur und die dadurch resultierende niedrige Ölviskosität für das Reibmoment der Lager eine zentrale Rolle spielt. Die Abnahme der Ölviskosität bewirkt eine kleinere Flüssigkeitsreibung und dadurch niedrigere gemessene Reibmomente.

Der Reibmomentpeak bei 1.000 U/min ist auf die Planschverluste des Loslagers zurückzuführen. Die Verluste nehmen mit der Drehzahl wieder ab. Dies ist eine Folge der Drehbewegung der Wälzkörper und des Luftwirbels um das Lager (Abschnitt 7.1).

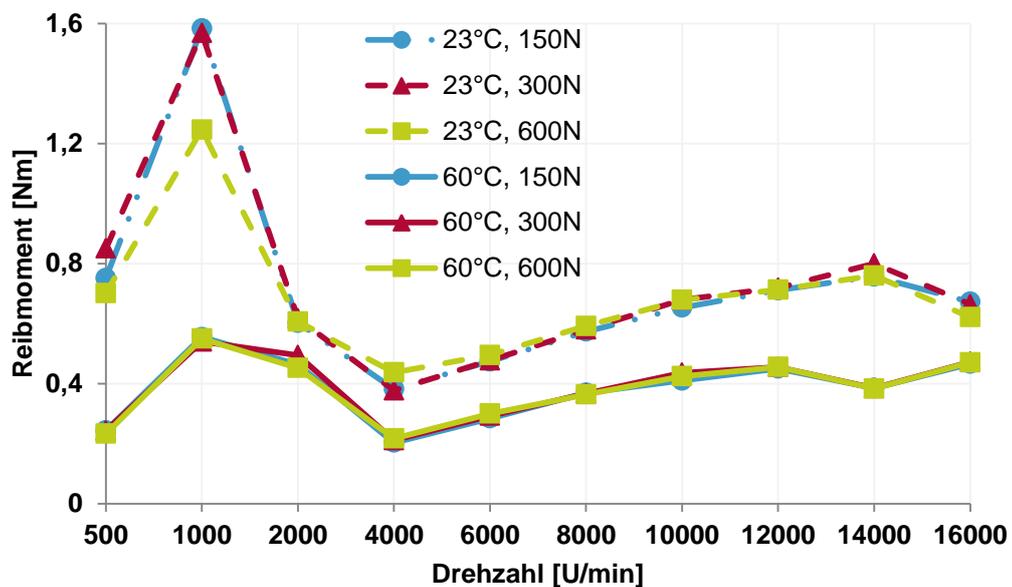


Abbildung 66: Reibmoment-Verläufe beider Lager in Abhängigkeit der axialen Vorspannung, der Öl- und Umgebungstemperatur und der Drehzahl

In Abbildung 67 ist der Effekt der Vorspannung auf die Außenringtemperatur des Festlagers dargestellt. Wie bei den Reibmomenten spielt die Bohrreibung eine Hauptrolle. Bei 300 N und 600 N liegen die Bohrreibung und die Außenringtemperatur niedriger als bei 150 N. Die höhere Temperatur bei 600 N im Vergleich zu 300 N ist durch die höheren Kontaktkräfte zu begründen. Aus der Abbildung lässt sich weiter beobachten, dass die Temperatur des Festlagers bei Drehzahlen über 12.000 U/min stark abnimmt. Dies lässt sich auf die Veränderung der Ölverteilung zwischen der A- und der B-Seite zurückführen (Abschnitt 7.5).

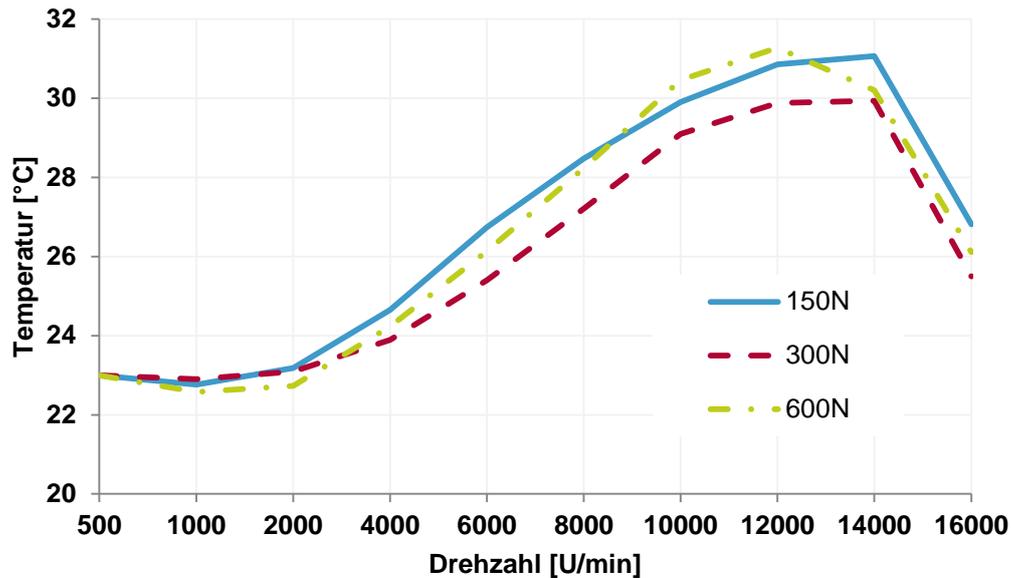


Abbildung 67: Festlagertemperatur am Außenring in Abhängigkeit der Vorspannung und der Drehzahl bei Öl und einer Umgebungstemperatur von +23°C

Die Vorspannung wurde bei allen Untersuchungen bei einer Umgebungstemperatur von +23°C eingestellt. Sie nimmt bei Erhöhung der Umgebungstemperatur aufgrund des höheren Ausdehnungskoeffizienten des Aluminium-Gehäuses im Vergleich zur Stahl-Rotorwelle ab. In Abbildung 68 ist die Änderung der Vorspannkraft mit Erhöhung der Umgebungstemperatur dargestellt. Aus der Abbildung lässt sich erkennen, dass je höher die Vorspannkraft eingestellt ist, desto höher deren Differenz zwischen +23° und +60°C wird. Sie liegt bei ca. 91 N bei 600 N, 50 N bei 300 N und 44 N bei 150 N. Diese Nicht-Linearität ist auf das Federkraftverhalten, wie in Abbildung 69 dargestellt, zurückzuführen. Der starke Unterschied zwischen 600 und 300 N deutet darauf hin, dass bei 600 N die Federn im stark progressiven Bereich ihrer Kennlinie arbeiten [47].

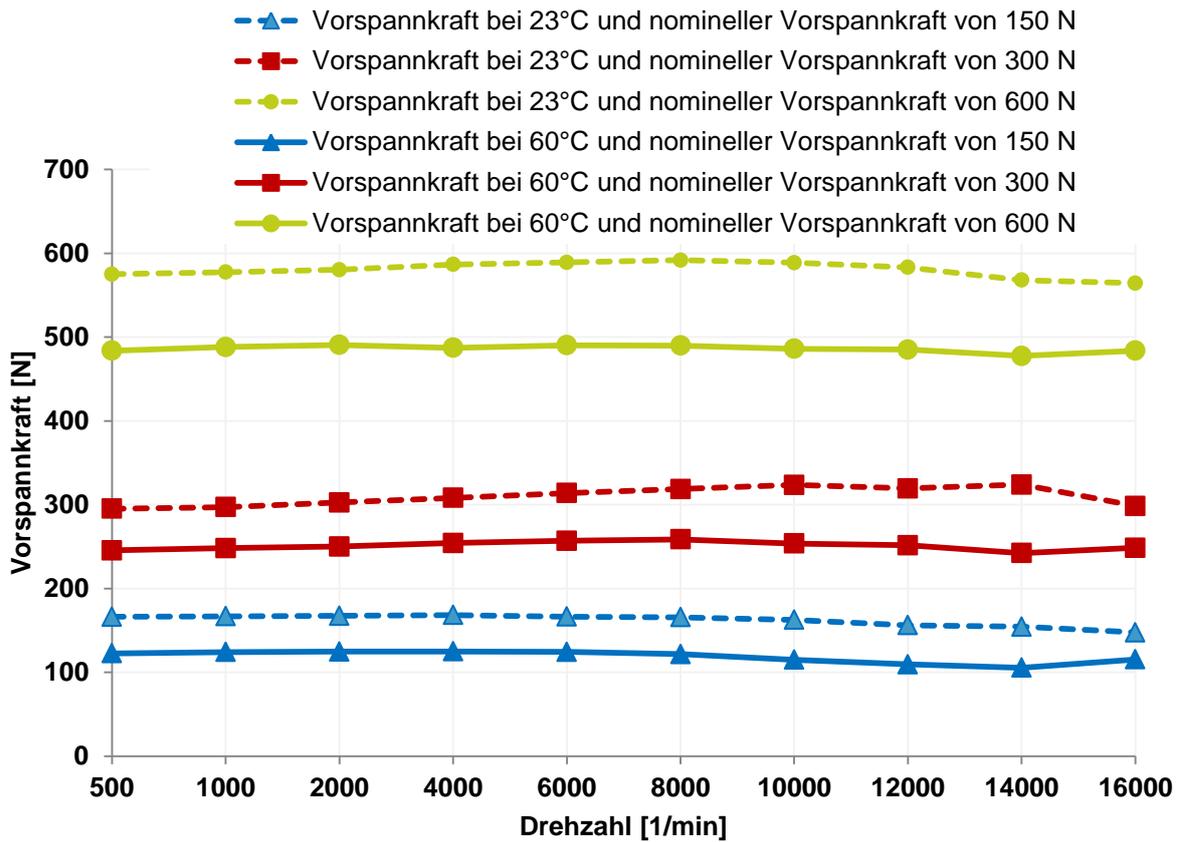


Abbildung 68: Lagervorspannung in Abhängigkeit der Drehzahl und der Öl- und Umgebungstemperatur

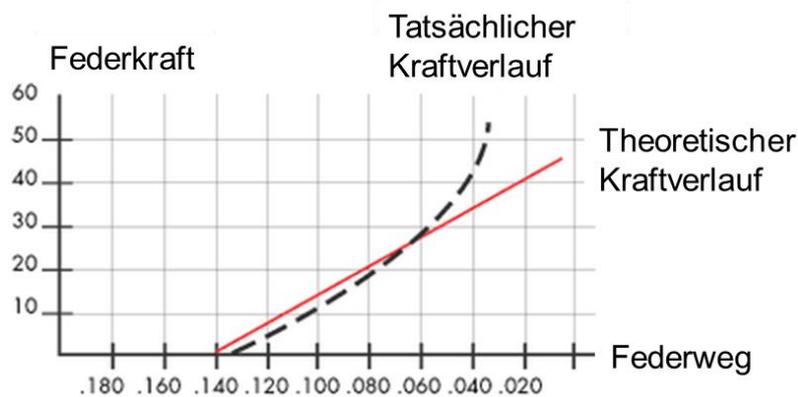


Abbildung 69: Kraftverlauf einer Wellenfeder [47]

In Abbildung 70 wird die tatsächliche Vorspannkraft bei einer nominellen Vorspannung von 300 N in Abhängigkeit der Drehzahl gemessen. Es lässt sich feststellen, dass die Vorspannkraft zunächst mit der Drehzahl steigt. Dies ist auf die geringfügige Wellenverlagerung und die steigende Temperatur des Fest-, Loslagers und der Rotorwelle zurückzuführen. Bei einer Drehzahl von 14.000 U/min sinkt die Vorspannung. Dies korreliert mit der Abnahme der Festlagertemperatur durch die geänderte Ölverteilung (Ab-

schnitt 7.4). Die Abnahme ist auf die thermischen Änderungen durch die neue Ölverteilung zurückzuführen. Die stabilere Vorspannkraft bei +60°C ist im geringeren Lager-temperaturanstieg im Vergleich zu +23°C begründet.

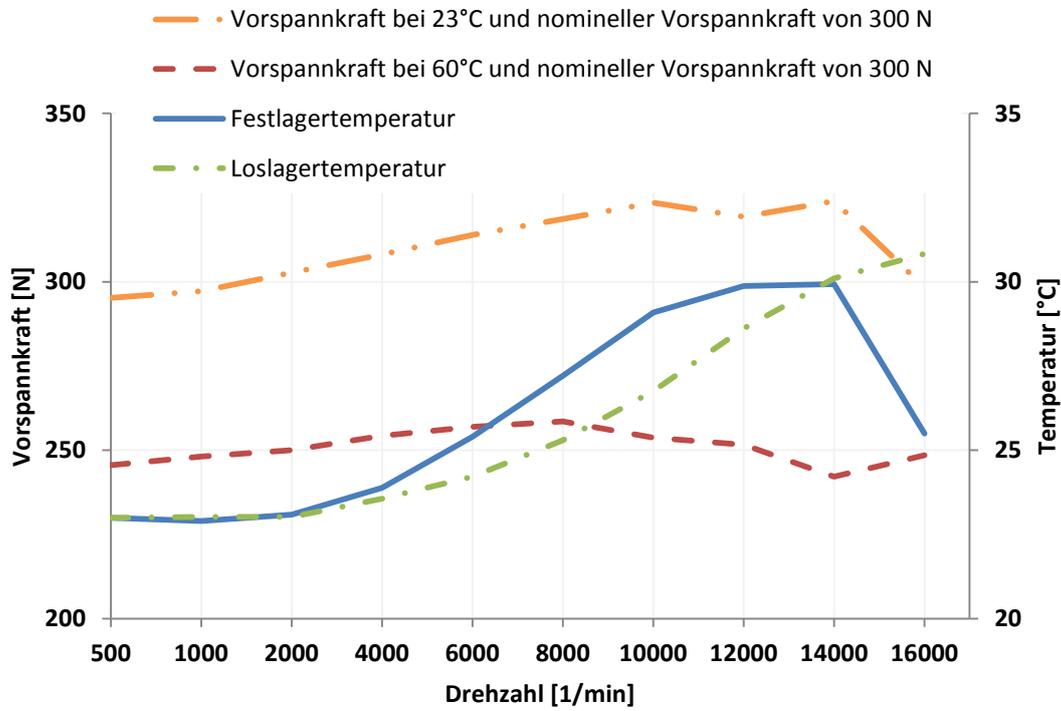


Abbildung 70: Lagervorspannung in Abhängigkeit der Drehzahl und der Öl- und Umgebungstemperatur bei einer nominellen Lagervorspannkraft von 300N

Bei weiteren Messungen wurde eine schlagartige Änderung der Vorspannkraft bei konstanten Drehzahlen beobachtet, die auf die Haftreibung zwischen dem Loslageraußenring und dem Gehäuse zurückzuführen ist. Solche Änderungen traten auch beim Beschleunigen auf.

8.4.4 Maßnahme I: Variation Vorspannkraft – Schwingverhalten

In Abbildung 71 sind die am Gehäuse gemessenen vertikalen Schwingungen in Campbell-Diagrammen bei Hochläufen nach Versuchsplan B in Abschnitt 7.2 bei einer Umgebungs- und Öltemperatur von +23°C, sowie Vorspannkraften von 150, 300 und 600 N dargestellt. Die Diagramme zeigen, dass die Eigenfrequenzen der Rotorwelle mit Erhöhung der Vorspannkraft steigen (korreliert mit Tabelle 12 in Abschnitt 8.1.3). Dies ist auf die steigende Steifigkeit der Lager zurückzuführen [13]. Es lässt sich weiterhin erkennen, dass die gemessenen Schwingamplituden am Gehäuse mit der steigenden Vorspannung zunehmen. Diese Erhöhung ist darauf zurückzuführen, dass mit steigender Vorspannung die relative Bewegung innerhalb des Lagers und damit die Lagerdämp-

fung und die Schwingungsisolation abnehmen [46, 48]. Lediglich die Materialdämpfung des Gehäuses und die viskose Dämpfung des Öls bleiben erhalten. Dadurch werden die Schwingungen des Rotors von den Lagern stärker an das Gehäuse und an die Lagerschilde übertragen.

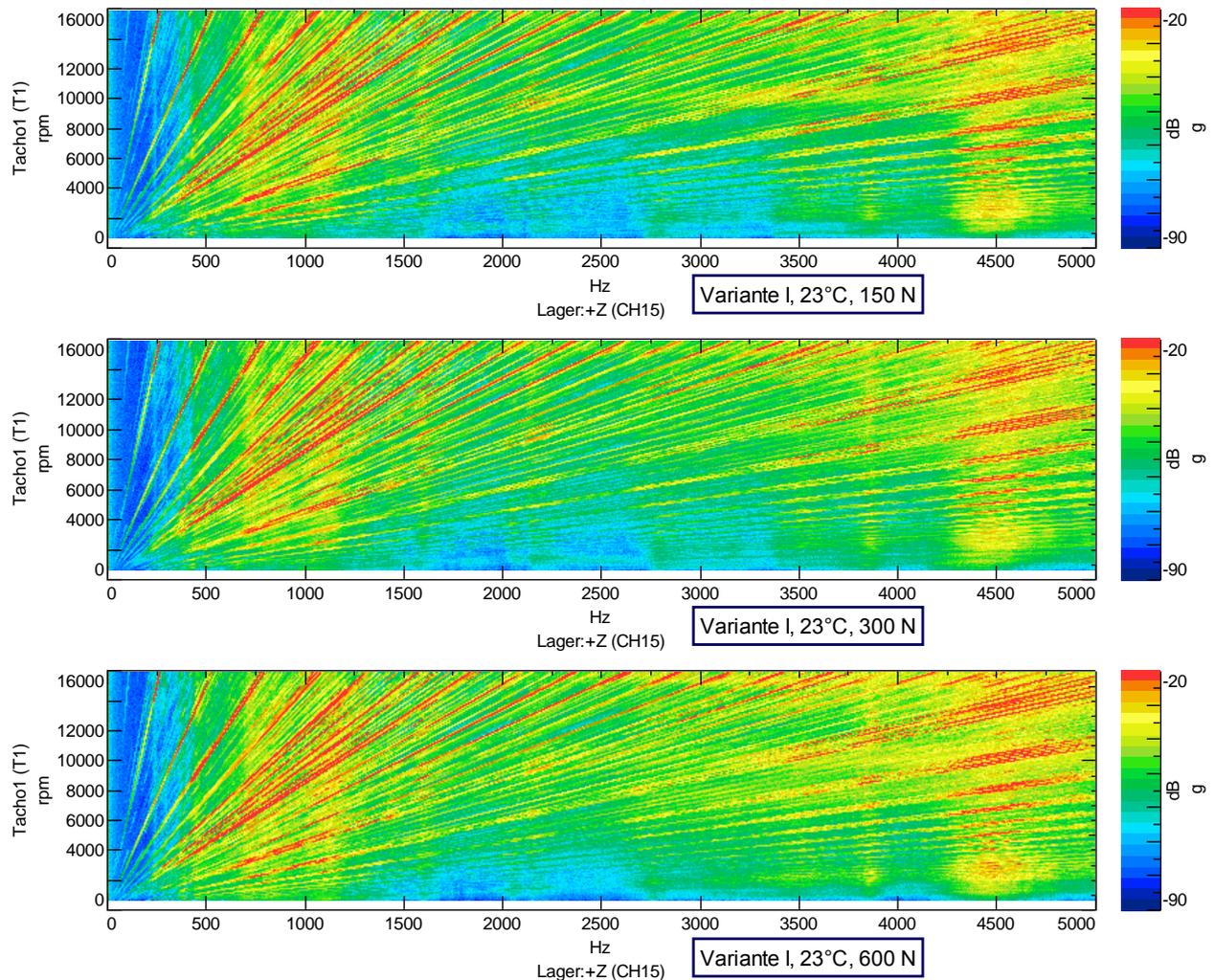


Abbildung 71: Gegenüberstellung der Campbell-Diagramme der vertikalen Gehäuseschwingungen für Variante I in Abhängigkeit der Vorspannung 150, 300 und 600N.

Die Öl- und Umgebungstemperatur liegt bei +23°C.

Um die parametrischen Schwingamplituden in Abhängigkeit der Vorspannung zu untersuchen werden in Abbildung 72 zwei Ordnungsanalysen aus den Campbell-Diagrammen abgeleitet. Bei einer Ordnungsanalyse werden die Schwingungen von rotierenden Maschinen analysiert. Dabei wird der Energiegehalt der Schwingungen über der Ordnung aufgetragen. Dadurch werden die Erregungen drehzahlunabhängig dargestellt. Eine Ordnung lässt sich nach Formel 27 berechnen.

$$\text{Ordnung} = \frac{\text{Erregerfrequenz [Hz]}}{\text{Drehfrequenz [Hz]}}$$

Formel 27

Die Ordnung der parametrischen Erregung wird berechnet und liegt bei ca. 4,05. Aus der Abbildung lässt sich eine Zunahme bei Erhöhung der Vorspannung feststellen. Dies ist dadurch begründet, dass die Erhöhung der Vorspannkraft von 150 N auf 600 N eine Erhöhung der Interaktion zwischen Lager und Gehäuse bewirkt. Trotz Reduzierung der parametrischen Erregungen werden diese leichter übertragen. Dies führt zu den höheren gemessenen Werten am Gehäuse. Eine weitere Beobachtung ist die Abnahme der vierten Ordnung. Die vierte Ordnung ist ein Maß für das Außenringwandern [49]. Die Abnahme der Amplitude und des Ringwanderns führt zur Reduzierung der Reibkorrosion der Lagersitze [50] [51]. Grund für die Abnahme des Ringwanderns ist die höhere Reibung zwischen den axialen Fügeflächen vom Lager und Gehäuse.

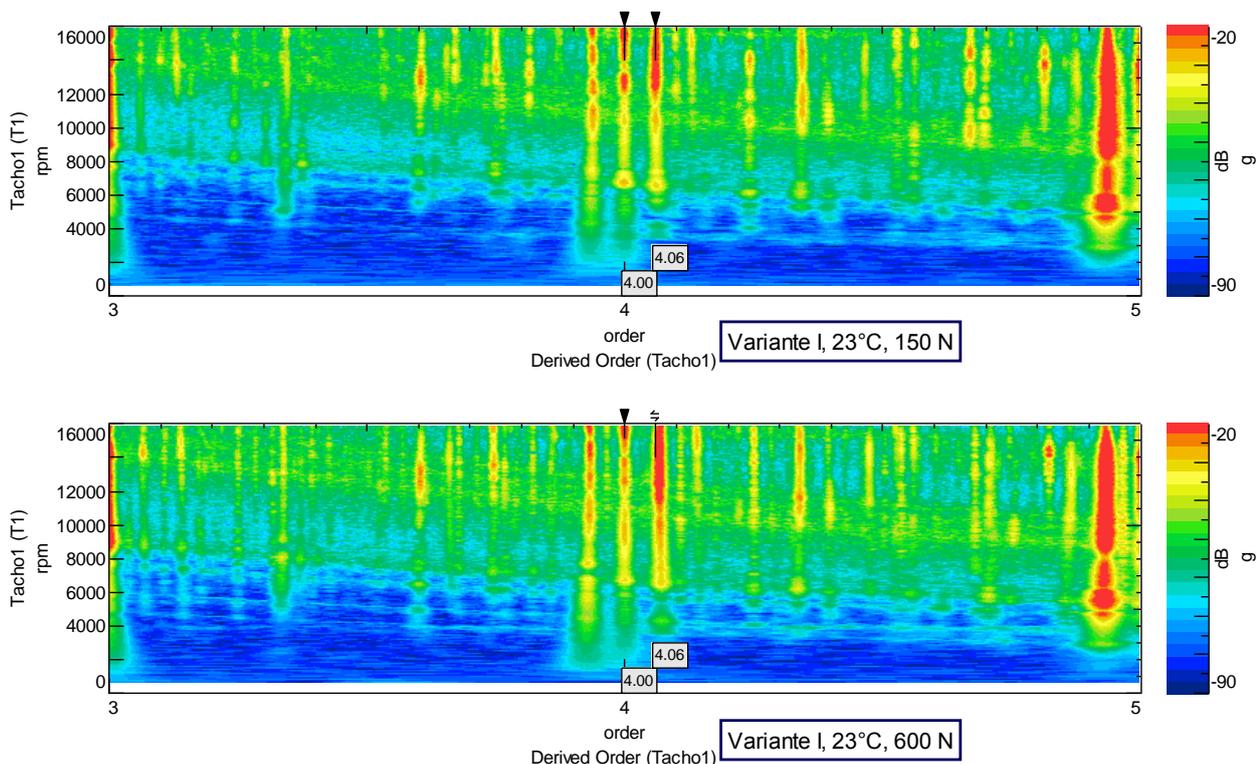


Abbildung 72: Gegenüberstellung der Ordnungsspektren der vertikalen Gehäuseschwingungen für Variante I in Abhängigkeit der Vorspannung 150 und 600 N.

Die Öl- und Umgebungstemperatur liegt bei +23°C.

8.4.5 Maßnahme II: Variation Sitzsteifigkeit – Lagerreibung und -temperatur

Wie in Abbildung 73 erkennbar, werden für die Untersuchung der Maßnahme II die Lagersitze aus Aluminium (Variante I) durch Lagersitze aus Stahl (Variante II) ausgetauscht. Der Elastizitätsmodul des verwendeten Stahls (20MnCr5) liegt bei 210 kN/mm²

und von Aluminium (AlMgSi1) bei 65 kN/mm^2 . Die Untersuchungen werden nach Versuchsplan A, Abschnitt 7.2 durchgeführt.



Abbildung 73: Variante I: Lagersitz aus Aluminium (li.); Variante II: Lagersitz aus Stahl (re.)

In Abbildung 74 werden die Außenringtemperaturen des Festlagers für Variante I und II gegenübergestellt. Die Vorspannung liegt bei 600 N und die Öl- und Umgebungstemperatur bei $+23^\circ\text{C}$. Die Abbildung zeigt, dass die Außenringtemperatur des Festlagers bei Variante II höher ist als bei Variante I. Dies ist auf die geringere Wärmeleitfähigkeit des Stahls ($45 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$) im Vergleich zu Aluminium ($150 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$) zurückzuführen.

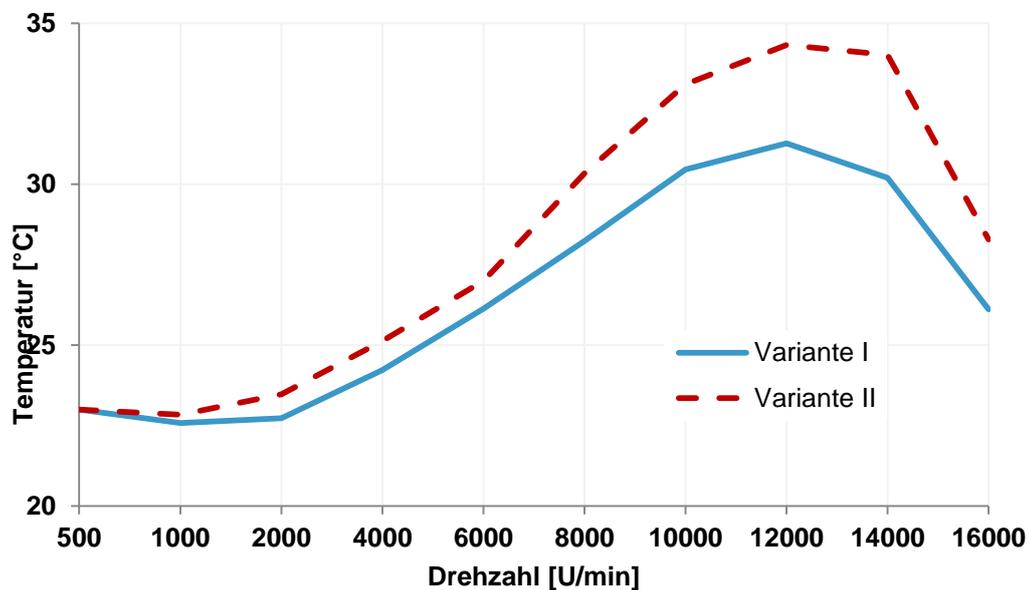


Abbildung 74: Festlagertemperatur am Außenring in Abhängigkeit der Lagersitzvariante und der Drehzahl bei einer Ölzufuhrmenge von 5 l/min

Abbildung 75 zeigt die Reibmoment-Verläufe der beiden Varianten. Ab einer Drehzahl von 4.000 U/min hat die Variante II ein geringeres Reibmoment als Variante I, was auf die höhere Lagertemperatur und die daraus resultierende geringere Viskosität des Öls im Kontakt zurückzuführen ist.

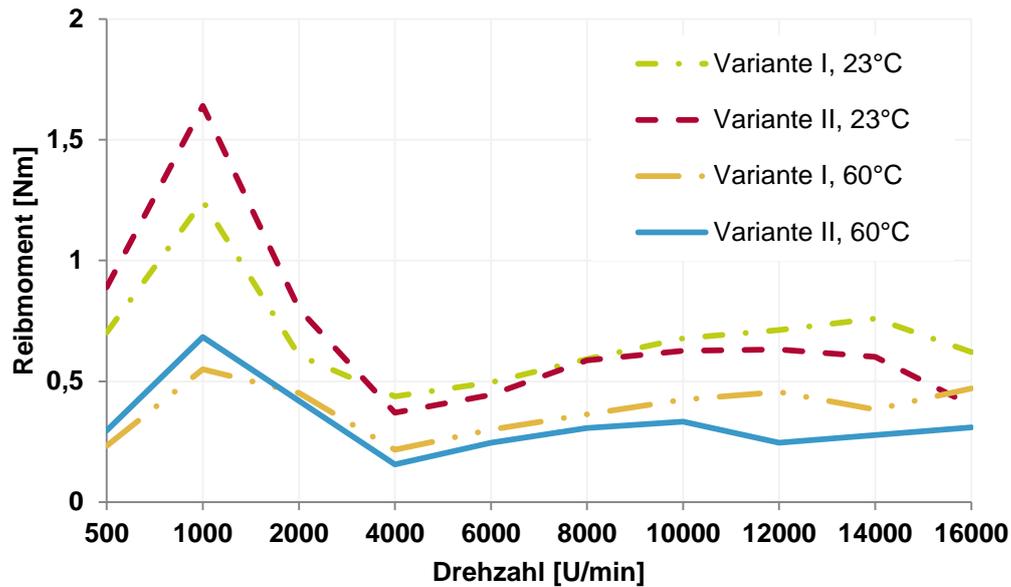


Abbildung 75: Reibmoment-Verläufe beider Lager bei der Variante I und II in Abhängigkeit der Öl- und Umgebungstemperatur und der Drehzahl

8.4.6 Maßnahme II: Variation Lagersitzsteifigkeit – Schwingverhalten

In Abbildung 76 sind die Schwingverhältnisse der ersten und zweiten Variante in zwei Campbell-Diagrammen dargestellt. Aus der Abbildung lässt sich erkennen, dass das Schwingverhalten des Prüflings mit Variante II ruhiger ist als mit Variante I. Bemerkenswert ist die Veränderung bei der Frequenz 4.500 Hz. Dies entspricht der Eigenfrequenz des A-Lagerdeckels nach der Modalanalyse in Abschnitt 8.1 und 8.2. Durch den Einsatz einer Lagerbuchse aus Stahl lässt sich die Amplitude dieser Schwingung stark reduzieren.

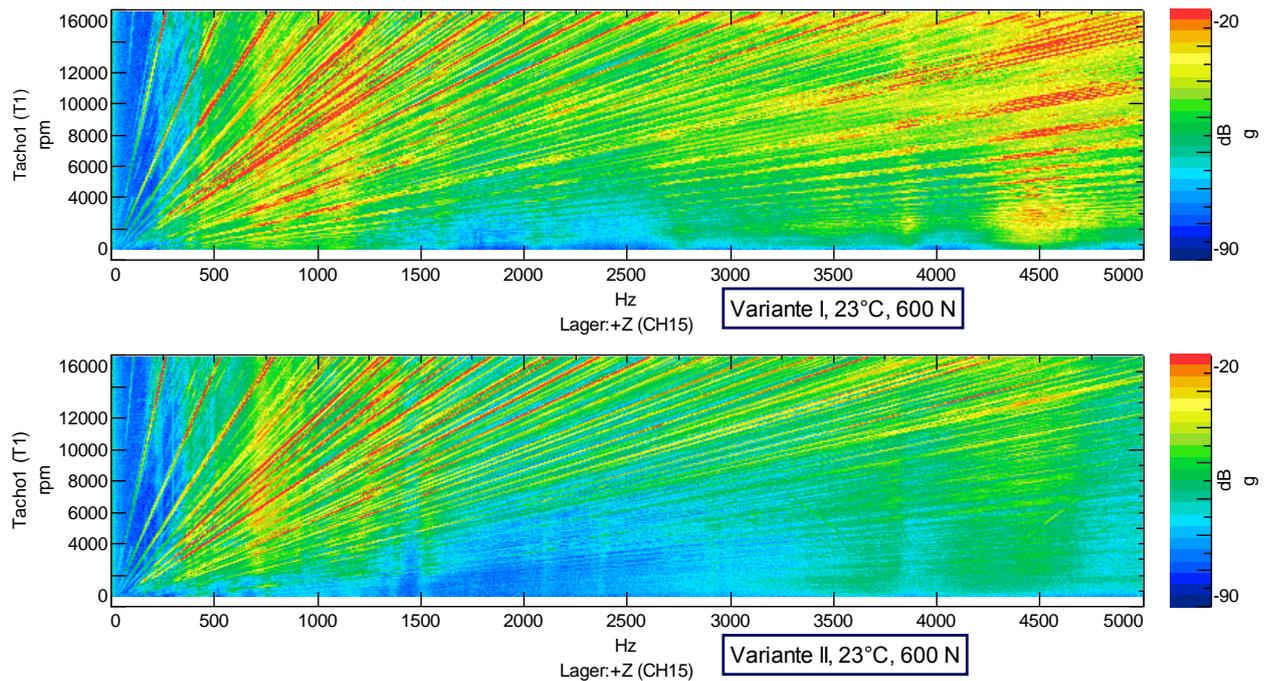


Abbildung 76: Gegenüberstellung der Campbell-Diagramme der vertikalen Gehäuseschwingungen der Variante I (oben) und der Variante II (unten). Die Vorspannung liegt bei 600 N.

Die Öl- und Umgebungstemperatur beträgt +23°C.

Abbildung 77 zeigt zwei Ordnungsanalysen, die aus den Campbell-Diagrammen der Variante I und II abgeleitet sind. Beim Vergleich der 4,06-Ordnung ist eine starke Abnahme der Amplituden zu erkennen. Die höhere Steifigkeit des Lagersitzes aus Stahl bewirkt eine kleinere elastische Verformung. Dadurch resultieren geringere zeitliche Steifigkeitsänderungen, welche kleinere Schwingamplituden zur Folge haben.

Weiterhin geht aus den Diagrammen hervor, dass einzig die erste Ordnung mit dem Einsatz der Variante II zunimmt. Anhand der ersten Ordnung lässt sich eine Aussage über die Schiefstellungen, die Unwucht oder die Exzentrizität der Rotorwelle machen [52] [53]. Eine Zunahme dieser Frequenz bei Variante II ist dadurch begründet, dass die Fertigung der Lagergassen in den Lagerschilden bei Variante I im montierten Zustand mit dem Gehäuse erfolgt. Bei der zweiten Variante ist dies fertigungstechnisch nicht möglich. Deshalb werden die Lagerbuchsen mit unvermeidbaren Toleranzen gefertigt und in die Lageschilde eingepresst. Dies reduziert die Fertigungsgenauigkeit und erhöht die Lagerschiefstellung und Exzentrizität. Da die Unwucht der Rotorwelle bei Variante I und II gleich ist, ist die Zunahme auf eine Schiefstellung der Lager bei Variante II zurückzuführen.

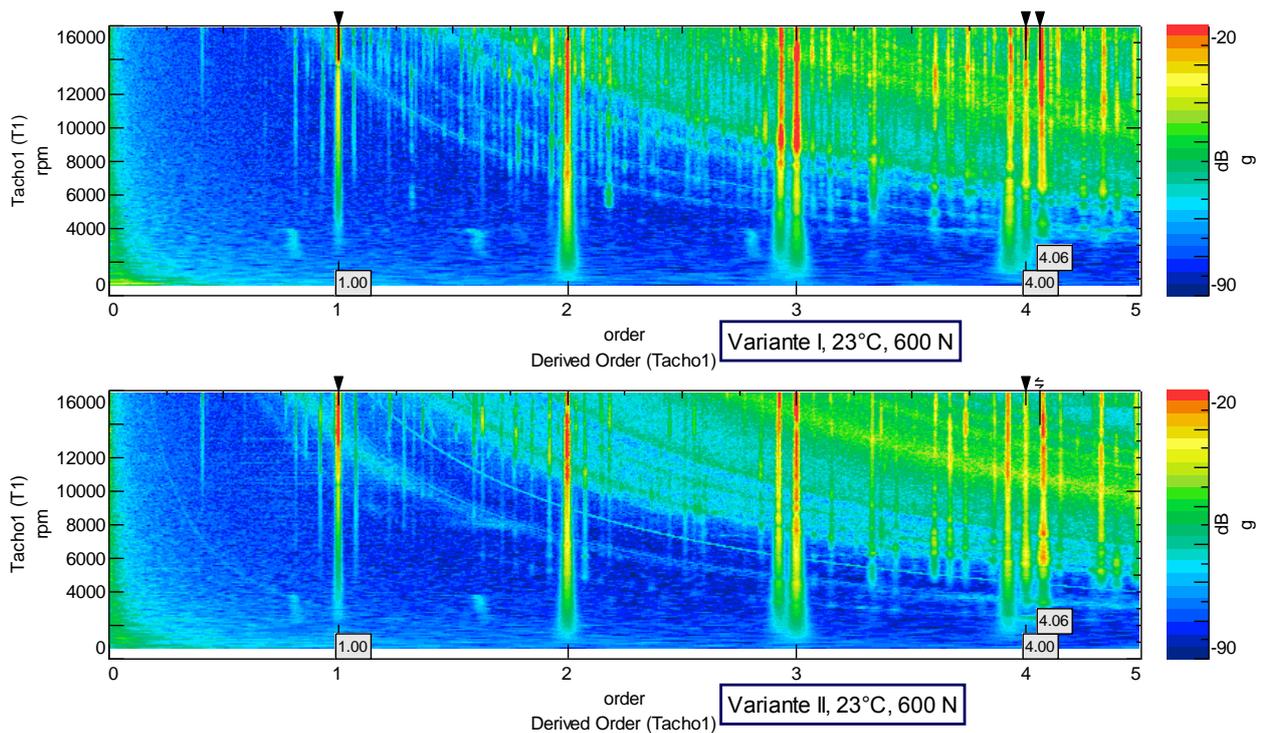


Abbildung 77: Gegenüberstellung der Ordnungsspektren der vertikalen Gehäuseschwingungen für Variante I (oben) und Variante II (unten). Die Vorspannung liegt bei 600 N. Die Öl- und Umgebungstemperatur beträgt +23°C.

8.4.7 Zusammenfassung

Es wurde gezeigt, dass eine Erhöhung der Lagervorspannung nicht zwangsläufig eine Erhöhung der Lagertemperatur und des Reibmoments zur Folge hat. Durch die höhere Bohrreibung bei hohen Drehzahlen und kleinen Vorspannungen liegen die Temperatur und das Reibmoment höher als bei hohen Vorspannungen. Eine Vorspannung von 300 N hat sich für die untersuchte Anwendung als ein guter Kompromiss erwiesen. Die Annahme, dass eine höhere Vorspannung die gemessenen Schwingungen reduziert, wurde in **Maßnahme I** untersucht. Mit der untersuchten **Maßnahme I** lassen sich die parametrischen Schwingungen der Lager reduzieren. Durch die erhöhte Interaktion zwischen Gehäuse und Rotorwelle über die Lager steigen allerdings die gemessenen Schwingungen am Gehäuse.

Durch **Maßnahme II** wurden die parametrischen Schwingungen reduziert, ohne dass eine höhere Interaktion zwischen Rotorwelle-Lager und Gehäuse entsteht. Außerdem wurde durch die Maßnahme II eine Reduzierung des gesamten Schwingungsniveaus des Prüflings erreicht. Es wurde nachgewiesen, dass der Einsatz einer Lagerbuchse bei der Auslegung von Elektromotoren vorteilhaft ist. Der im Abschnitt 5.2.6.2 berechnete

Vorteil der Lagerbuchsen aus Stahl als Lagersitze bei tiefen Temperaturen wird in Abschnitt 8.6 diskutiert.

8.5 Reduktion der Gehäuseschwingung durch Entkopplung der Rotorwelle

Wie aus Abbildung 52 ist, sind neben den von den Lagern induzierten Schwingungen die vom Rotor erregten Schwingungen dominierend. Diese werden über die Lager an das Gehäuse übertragen. Das Gehäuse regt seinerseits die Umgebung, in diesem Fall die Luft, an. Dadurch entstehen Luftdruckänderungen, die als Geräusch wahrgenommen werden. Die Verursacher der vom Rotor erregten Schwingungen sind unter anderem Unwucht, Schiefstellungen, Drehmomente (Torsionsschwingung) und magnetische Zugkräfte (siehe Abschnitt 8.3.2).

Um die Schwingungen am Gehäuse zu reduzieren, stehen zwei Möglichkeiten zur Verfügung. Die erste Möglichkeit besteht darin, dass die Erreger einzeln behandelt werden. Zum Beispiel wird durch Auswuchten die Unwucht reduziert. Eine Restunwucht oder Unwucht im Betrieb aufgrund ungleichmäßiger Verteilung des Öls lässt sich allerdings kaum vermeiden. Die zweite Möglichkeit ist die Übertragungskette der Schwingungen durch eine viskoelastische Entkopplung zu unterbrechen. Diese Möglichkeit wurde von Tillema [54] bei drehenden Maschinen, von Bormann [55] bei wälzgelagerten Lavalrotoren und von Scholz [56] bei Flugtriebwerken untersucht. Eine viskoelastische Entkopplung sorgt auch für eine erhöhte Dämpfung. Zum anderen ermöglicht sie eine elektrische Isolierung der Lager. Außerdem können mit dem Einsatz von viskoelastischen Elementen Schiefstellungen effektiver kompensiert werden. Abbildung 78 zeigt den Aufbau der Lagersitze, die aus Lagerbuchsen und viskoelastischen Entkopplungselementen in Form von O-Ringen am Außenring der Buchsen bestehen. Diese Variante der Lagersitze wird im Folgenden als Variante III bezeichnet. Die Lagerbuchsen werden mit montierten O-Ringen in die Lagerschilde eingepresst. Dabei bleibt ein Luftspalt zwischen den Lagerbuchsen und den Lagerschilden. Der Spalt ist kleiner als der Luftspalt zwischen Rotor und Stator auszulegen, um im Fall eines Versagens der O-Ringe einen direkten Kontakt zwischen den beiden zu vermeiden.

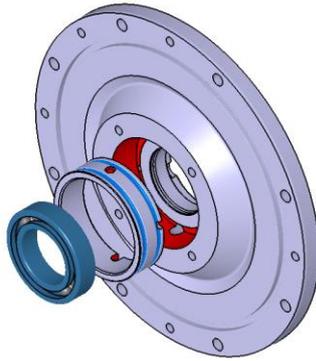


Abbildung 78: Variante III – Entkopplung der Rotorwelle und der Lager vom Gehäuse durch O-Ringe

Die Vorpressung der O-Ringe ϵ entspricht dem prozentualen Anteil des zusammgedrückten O-Ringschnurdurchmessers im Vergleich zu einem nicht montierten O-Ring. Sie lässt sich nach Formel 28 bestimmen.

$$\epsilon = 100 - \frac{100 \cdot (D_G - d_B)}{2 \cdot S} \quad \text{Formel 28}$$

Dabei sind, wie Abbildung 79 zeigt, die Schnurstärke des O-Rings S , der Bohrungsdurchmesser des Gehäuses D_G und der Innendurchmesser der Nut d_B .

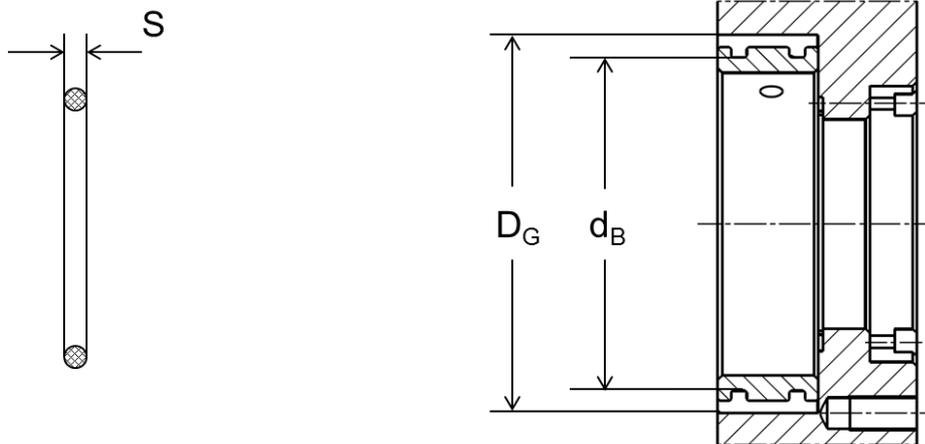


Abbildung 79: Schnurstärke des O-Rings (li.); Schnittansicht einer montierten Lagerbuchse (re.)

In dieser Arbeit werden O-Ringe aus Nitrilkautschuk NBR 70 und Fluor-Kautschuk FPM 80 eingesetzt und untersucht. Die O-Ringe aus NBR werden mit einer Vorpressung von 30 % montiert. Die O-Ringe aus FPM werden in den zwei Vorpressungsstufen 30 und 50 % untersucht. Eine höhere Vorpressung hat sich als nicht realisierbar erwiesen, da die O-Ringe beim Einpressen in die Lagerschilde zerstört werden. Der Bohrungsdurchmesser der Stahlbuchsen dient als Lagersitz und ist mit einer Passung von J6 gefertigt.

Der Außendurchmesser der Buchse wurde nach der Vorgabe gewählt, dass er mindestens 12% größer als der Außendurchmesser des Lagers sein sollte [5].

8.5.1 Messtechnik

Für die Erfassung der Schwingungen werden zwei triaxiale Piezosensoren (Abschnitt 4.3.2) verwendet. Wie in Abbildung 80 dargestellt, werden die beiden Sensoren in 12 Uhr-Position am Lagerschild und an der Lagerbuchse angebracht. Durch den Vergleich der gemessenen Schwingungen der beiden Sensoren wird die Wirksamkeit der Entkopplung getestet.

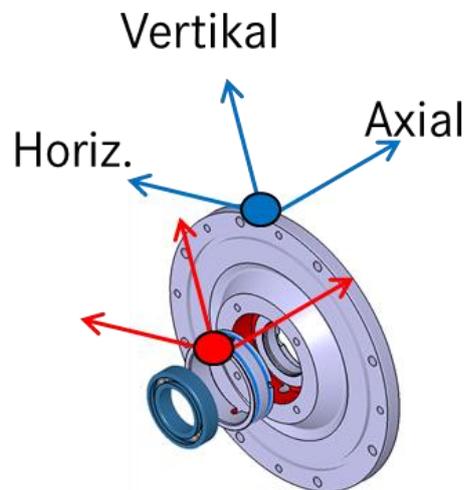


Abbildung 80: Position der Schwingungssensoren am Gehäuse und an der Lagerbuchse bei der Variante III

8.5.2 Lagertemperatur

Zuerst wurden die Lagertemperaturen bei Variante III überprüft. Anschließend wurden die Schwingungsuntersuchungen gezeigt und diskutiert.

In Abbildung 81 werden die gemessenen Festlagertemperaturen am Außenring dargestellt. Durch die O-Ringe ergibt sich ein Luftspalt zwischen der Lagerbuchse und dem Lagerschild, was eine geringere Wärmeleitfähigkeit im Vergleich zu Variante I und II bewirkt. Demzufolge liegt die Lagertemperatur bei Variante III (Vorspannkraft 600 N, Öl- und Umgebungstemperatur +23°C, zwei O-Ringe aus FPM und Vorpressung 30 %) bei 12.000 U/min um 13 K höher als bei Variante I (Vorspannkraft 600 N, Öl- und Umgebungstemperatur +23°C). Eine Erwärmung aufgrund der Dissipation bei den O-Ringen ist nicht zu erwarten [56]. Die geringe Wärmeleitfähigkeit hat zur Folge, dass Lagerverspannung bei Temperaturen unter 0°C vermieden werden. Eine Lagerverspannung entsteht bei hohen Temperaturdifferenzen zwischen Innen- und Außenring

des Lagers aufgrund unterschiedlicher Wärmeleitfähigkeit der Rotorwelle und des Gehäuses. Durch die Temperaturdifferenz dehnen sich die Lagerkomponenten unterschiedlich stark aus. Dies führt zu einer Minderung der Betriebslagerluft und zu einer höheren Vorspannung, die wiederum für eine höhere Wärmeerzeugung im Lager sorgt. Das Lager befindet sich dann in einer „Selbstmordschaltung“, die innerhalb weniger Sekunden das Lager zerstören kann [46].

Die Erhöhung der radialen Vorpressung auf 50 % reduziert den Temperaturunterschied zu Variante I auf 7 K. Grund ist die größere Kontaktfläche der O-Ringe zum Lagerschild und die dadurch resultierende höhere Wärmeleitfähigkeit.

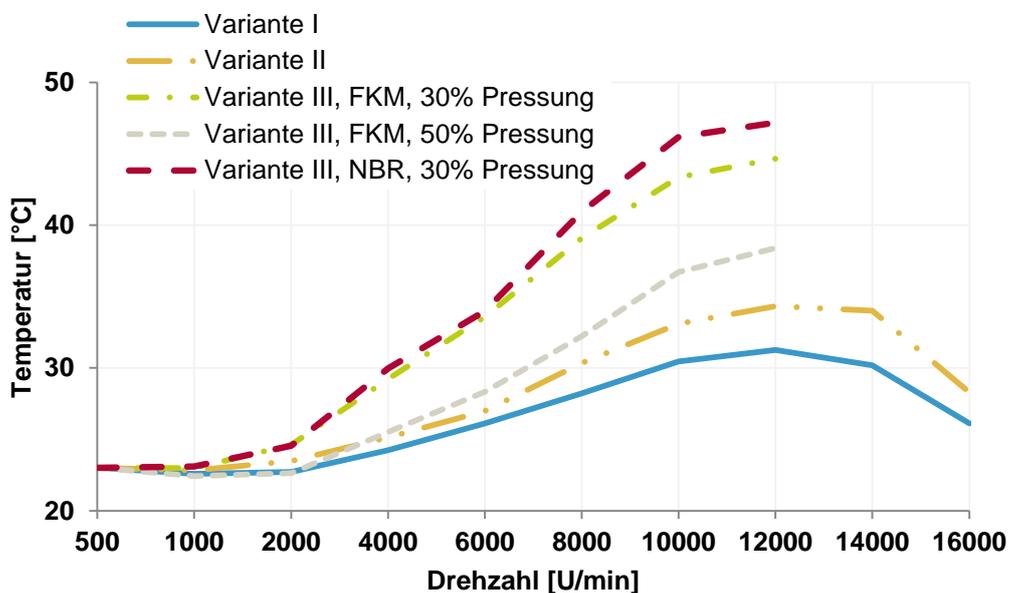


Abbildung 81: Festlagertemperatur am Außenring bei Variante I, II und III

8.5.3 Schwingverhalten bei Variante III

In Abbildung 82 sind die Schwinggeschwindigkeiten der Rotorwelle und des Gehäuses bei Variante III gegenübergestellt (O-Ringe aus FPM 80 mit einer Vorpressung von 30 %). Der Vergleich der Schwingungsverläufe zeigt die Wirkung der Entkopplung besonders in vertikaler Richtung. Die Amplituden der Gehäuseschwingungen sind geringer als die der Lager und der Rotorwelle.

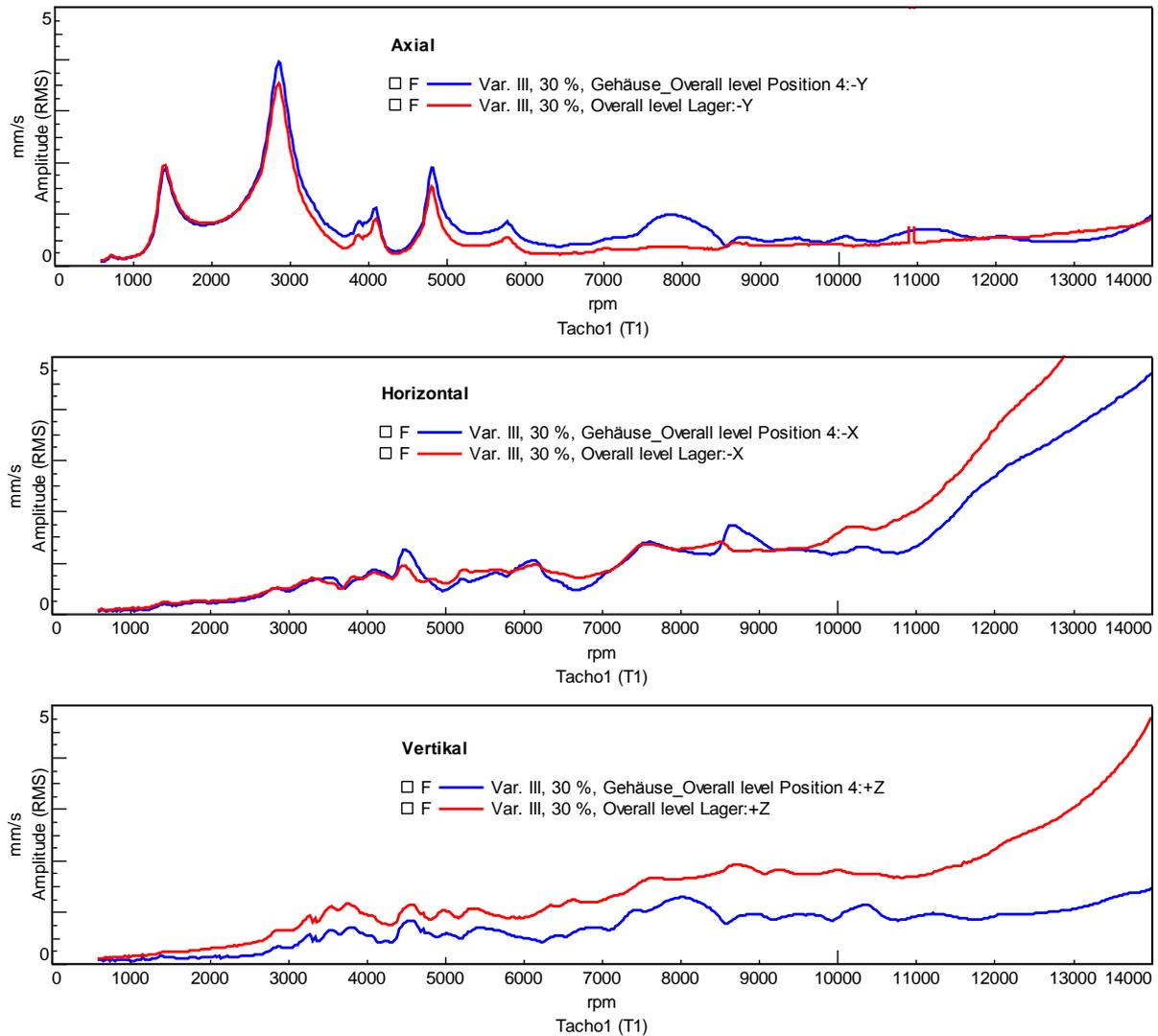


Abbildung 82: Gegenüberstellung der Gehäuse- und der Lagerschwingungen bei Variante III (O-Ringe aus FPM 80 mit 30 % Vorspannung).

Die Öl- und Umgebungstemperatur liegt bei +23°C. Die Vorspannung beträgt 600 N.

Ein Vergleich der Schwingamplituden am Gehäuse der Variante I mit der Variante III (O-Ringe aus FPM 80 mit Vorspannung von 30 und 50 %) ist in Abbildung 83 dargestellt. Durch den Einsatz der Variante III liegen die Schwingamplituden in axialer Richtung bis zu einer Drehzahl von 3.000 U/min höher als bei Variante I. In vertikaler und horizontaler Richtung sind diese vergleichbar. Dies ist auf den axialen Luftspalt bedingt durch den Einbau und die Konstruktion der Lagerbuchsen und die dadurch resultierende geringere axiale Steifigkeit zurückzuführen. Von 3.000 bis 10.000 U/min ist es gelungen, die Schwingamplituden in vertikaler Richtung um maximal 72 % bei 6.050 U/min, in horizontaler Richtung um 61 % bei 5.520 U/min, und in axialer Richtung um 66 % bei 10.000 U/min zu reduzieren. Ab 10.000 U/min und einer Vorspannung von 50 % bzw. 11.000 U/min und einer Vorspannung von 30 % steigen die Schwingamplituden bei

Variante III stärker als bei Variante I. Die Abhängigkeit der erreichbaren maximalen Drehzahl von der Vorpressung wird dadurch ersichtlich.

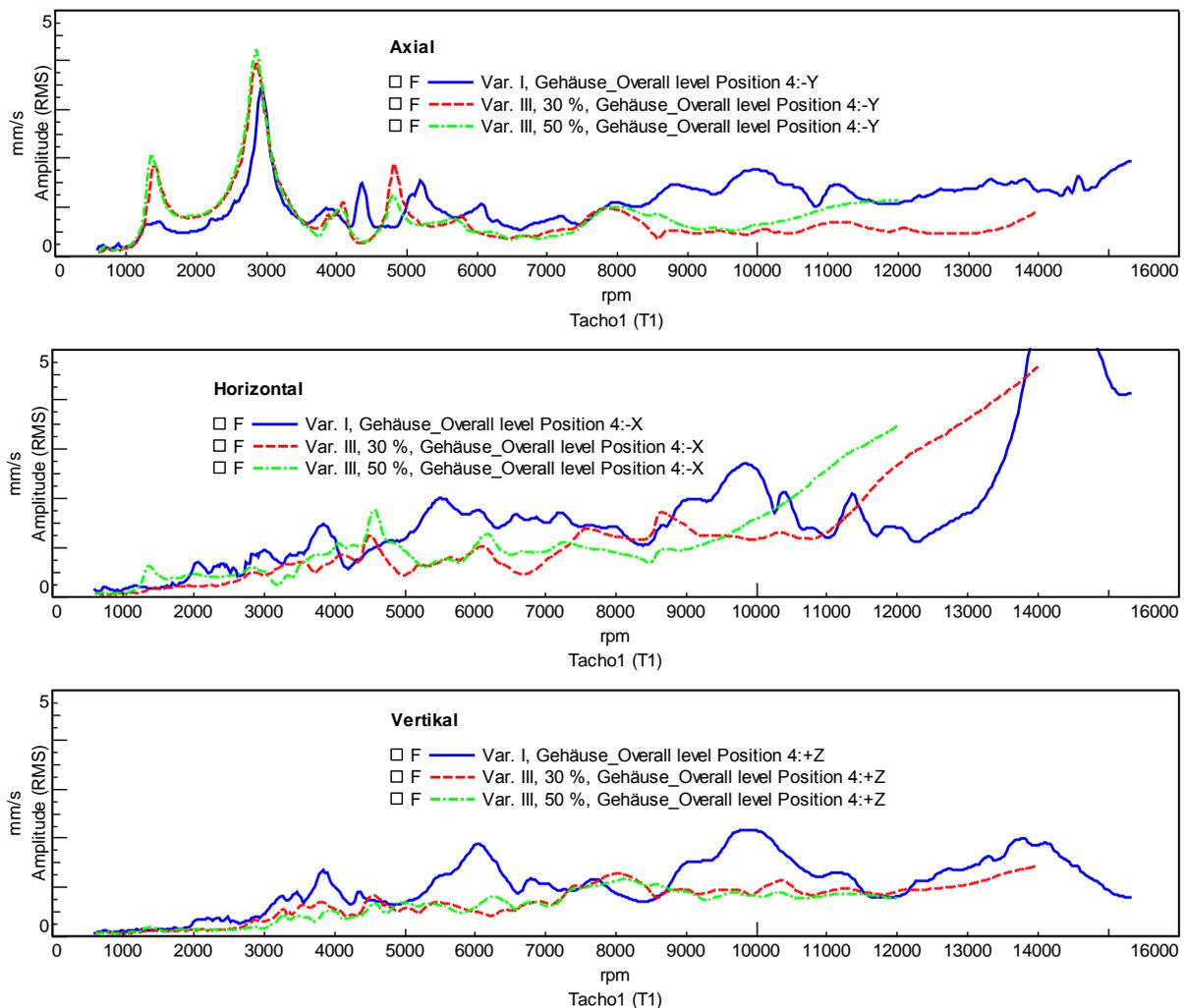


Abbildung 83: Gegenüberstellung der Gehäuseschwingung bei Variante I und III (O-Ringe aus FPM 80 mit Vorpressung von 30 % und 50 %).

Die Öl- und Umgebungstemperatur liegt bei +23°C. Die Vorspannung beträgt 600 N.

In Abbildung 84 sind die Schwingamplituden der Lagerbuchsen der Varianten I und III (FPM 80) abgebildet. Bis zu einer Drehzahl von 3.000 U/min liegen bei Variante III die Schwingungsamplituden in axialer Richtung höher als bei Variante I. In horizontaler und vertikaler Richtung sind diese vergleichbar. Von 3.000 bis 10.000 U/min werden die Lagerschwingungen mit Variante III maximal um 69 % bei 8.750 U/min in axialer, um 57 % bei 5.500 U/min in horizontaler und um 56 % bei 6.030 U/min in vertikale Richtung reduziert. Ähnlich wie bei den Messungen am Gehäuse steigen die Schwingamplituden ab 10.000 bzw. 11.000 U/min schneller als bei Variante I.

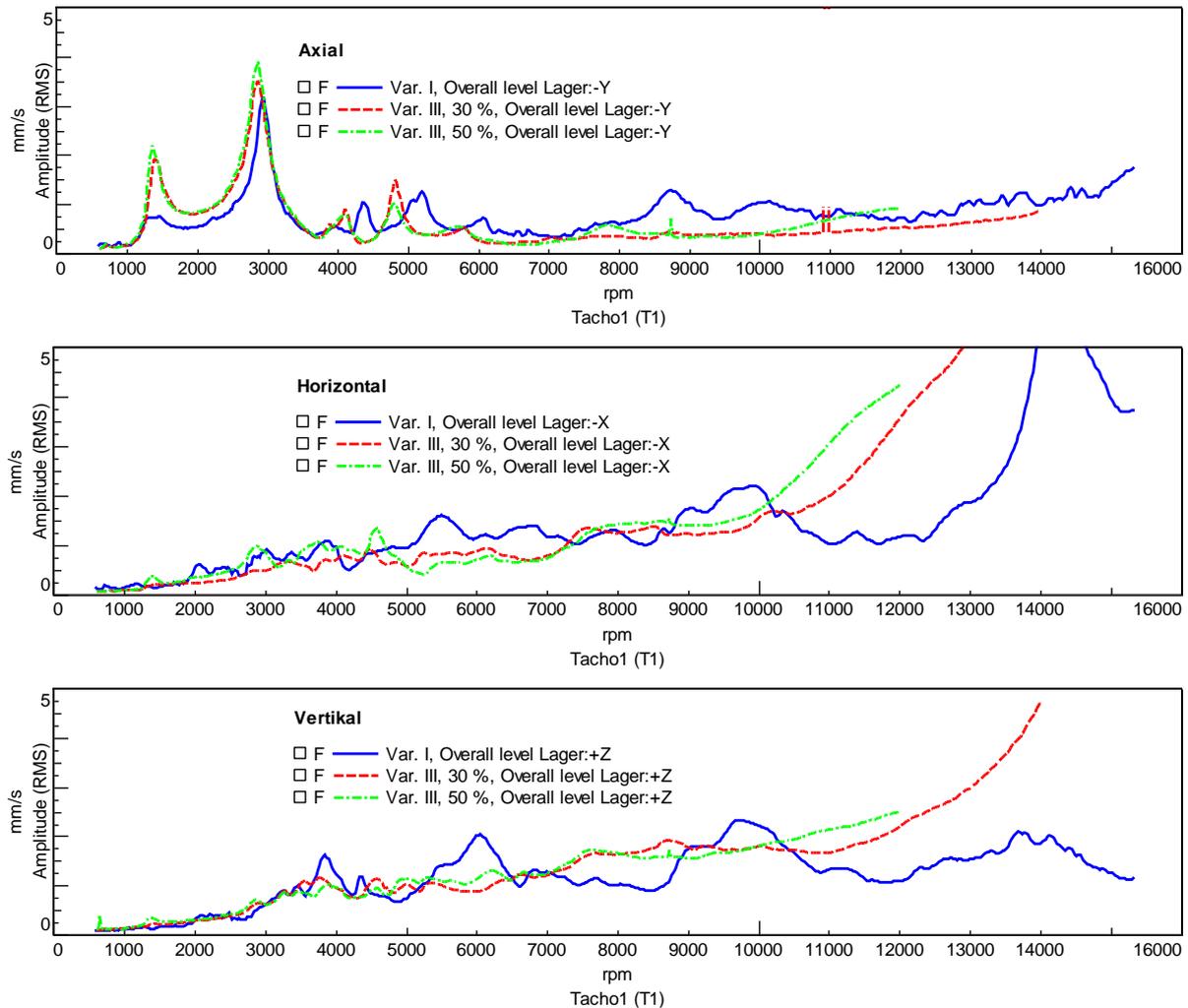


Abbildung 84: Gegenüberstellung der Rotorwellenschwingung bei Variante I und III (O-Ringe aus FPM 80 mit Vorpressung von 30 % und 50 %).

Die Öl- und Umgebungstemperatur liegt bei +23°C. Die Vorspannung beträgt 600 N.

Bei einer Öl- und Umgebungstemperatur von +60°C sinken die Steifigkeit und der Verlustfaktor der Elastomerringe [54] [55]. Dadurch steigen die Schwingamplituden der Rotorwelle und des Gehäuses bei Drehzahlen über 11.000 U/min schneller als bei +23°C (Abbildung 85). Durch diese Ergebnisse und die Untersuchungen bei verschiedenen Vorpressungen ist nachgewiesen, dass die Steifigkeit und der Verlustfaktor eine zentrale Rolle bei der Auslegung der O-Ringe spielen.

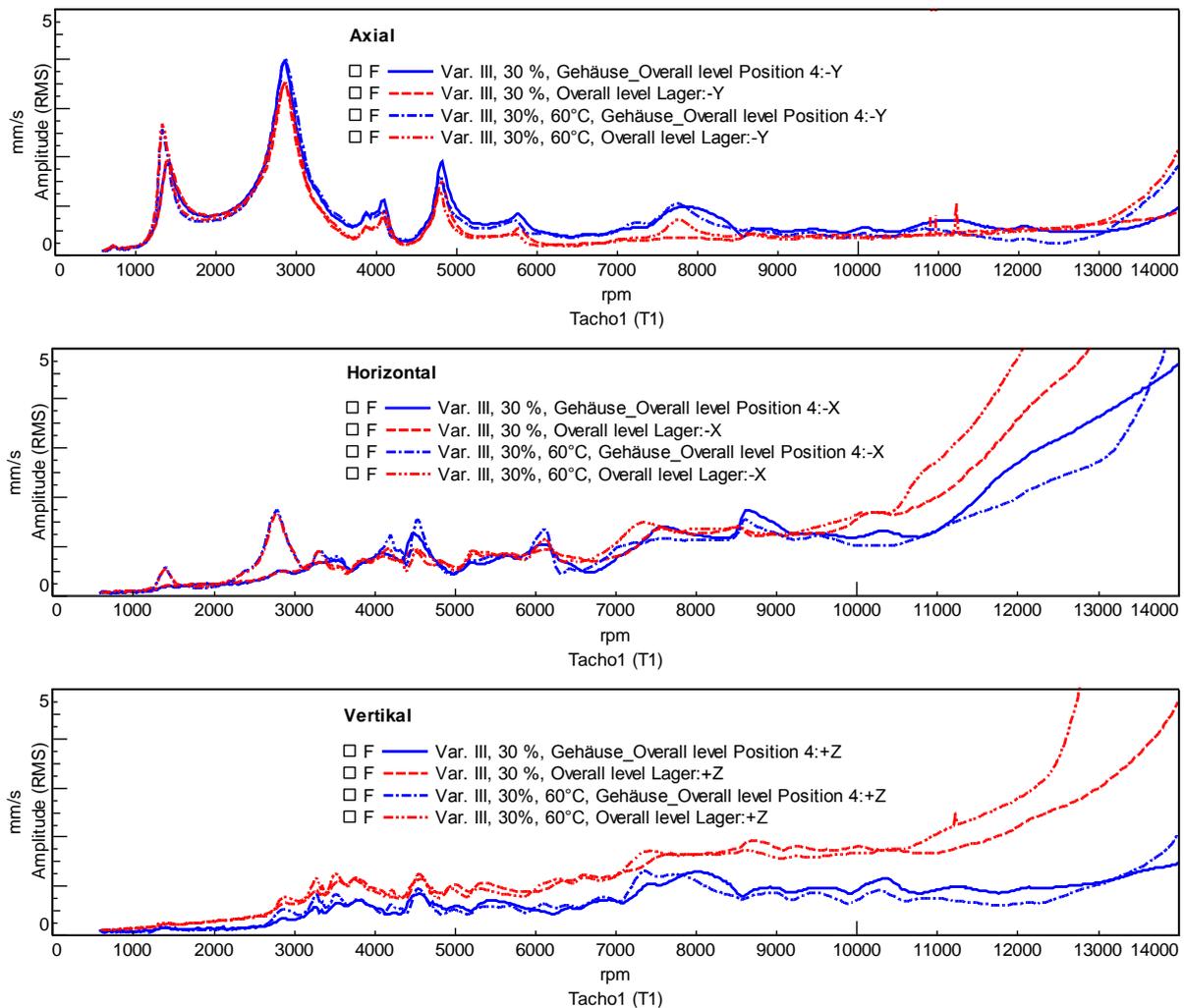


Abbildung 85: Gegenüberstellung der Gehäuse- und Rotorwellenschwingungen bei Variante III (O-Ringe aus FPM 80 mit 30 % Vorpressung).

Die Öl- und Umgebungstemperatur liegt bei +23° und +60°C. Die Vorspannung beträgt 600 N.

8.6 Untersuchungen zur Schwingung bei tiefen Temperaturen

Elektromotoren in Kraftfahrzeugen sind Umgebungstemperaturen bis unter -15°C (Kaltstart) ausgesetzt. Diese Temperaturen haben Einfluss auf die Betriebsbedingungen und das Schwingverhalten des Prüflings. Um die Lager und das NVH-Verhalten der Motoren abzusichern, werden in diesem Abschnitt Versuche entsprechend dem Ablauf in Abbildung 86 vorgestellt. Die Umgebungstemperatur der Lager liegt beim Versuchsstart bei -15°C. Aufgrund der Verlustleistung der Lager erhöht sich deren Temperatur im Laufe des Versuchs. Die Lufttemperatur wird im Laufe des gesamten Versuchs konstant auf -15°C gehalten. Die Öltemperatur liegt bei Versuchsbeginn bei +18°C. Die Vorspannung

kraft wird zwischen 150, 300 oder 600 N variiert. Für die Lagersitze kommen die Varianten I und II zum Einsatz (Abbildung 73).

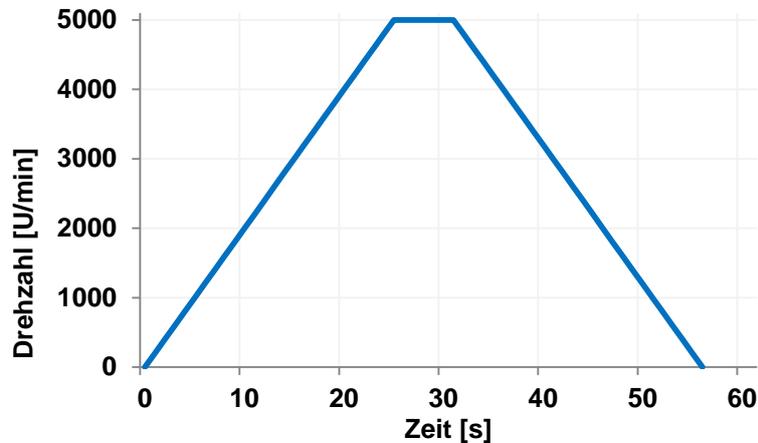


Abbildung 86: Versuchsablauf für Umgebungstemperaturen von -15°C .

Die Beschleunigung und Verzögerung liegt bei 12.000 U/min^2 .

Die Beharrungszeit bei 5.000 U/min beträgt 6 Sekunden.

8.6.1 Lagerreibung und -temperatur

Die Vorspannung wird bei einer Umgebungstemperatur von $+23^{\circ}\text{C}$ eingestellt. Durch die Abkühlung auf -15°C steigt sie aufgrund der unterschiedlichen Ausdehnungskoeffizienten der Rotorwelle und des Gehäuses von ursprünglich 150, 300 oder 600 N auf 206, 364 bzw. 650 N. Abbildung 87 zeigt das Reibmoment der beiden Lager. Erwartungsgemäß liegt das Reibmoment der Lager aufgrund der höheren Ölviskosität bei diesen Temperaturen höher als bei $+23^{\circ}$ oder $+60^{\circ}\text{C}$.

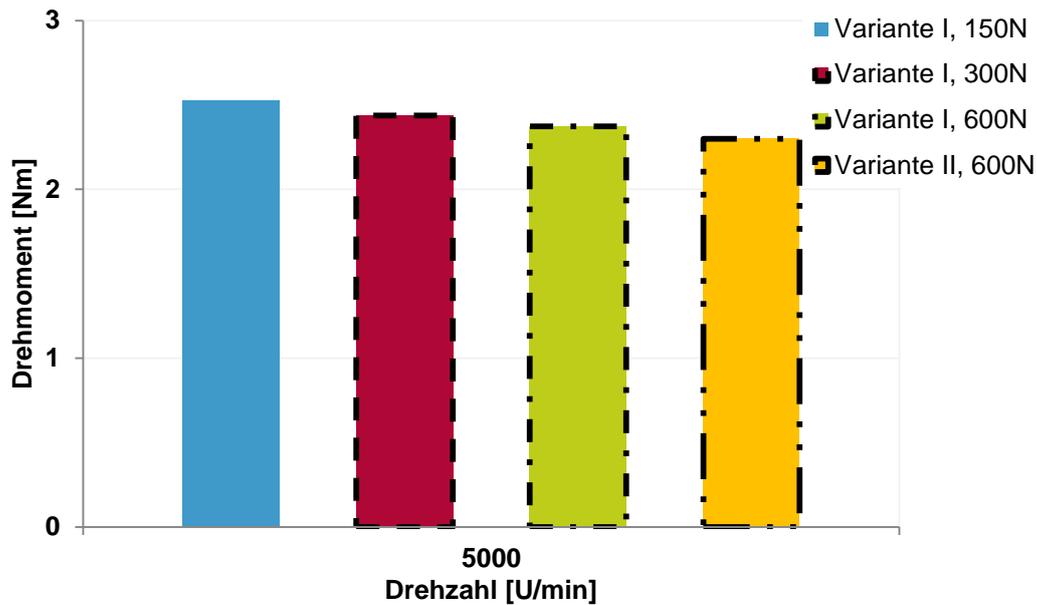


Abbildung 87: Reibmoment beider Lager in Abhängigkeit der axialen Vorspannung und der Lagersitzvarianten bei einer Umgebungstemperatur von $T_U = -15^\circ\text{C}$

In Abbildung 88 sind die Außenringtemperaturen des Festlagers aufgetragen. Der geringste Temperaturanstieg wird mit einer Vorspannung von 300 N gemessen. Dies ist, wie in Abschnitt 8.4.3 erläutert, auf den Bohrreibungsanteil und die Kontaktpressung zurückzuführen.

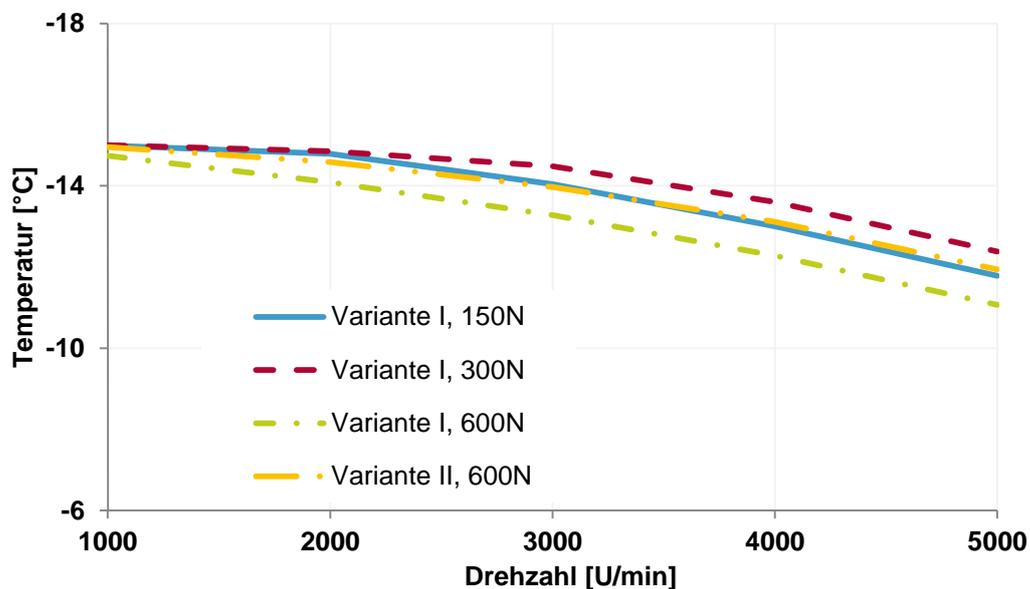


Abbildung 88: Festlagertemperatur am Außenring in Abhängigkeit der axialen Vorspannung und der Drehzahl bei einer Umgebungstemperatur von $T_U = -15^\circ\text{C}$

8.6.2 Schwingungsverhalten bei tiefen Temperaturen

Abbildung 89 und Abbildung 90 zeigen die Campbell-Diagramme der Variante I und II bei Umgebungstemperaturen von +23° und -15°C. Aus diesen werden die Ordnungsspektren der beiden Varianten I und II in Abbildung 91 und Abbildung 92 hergeleitet.

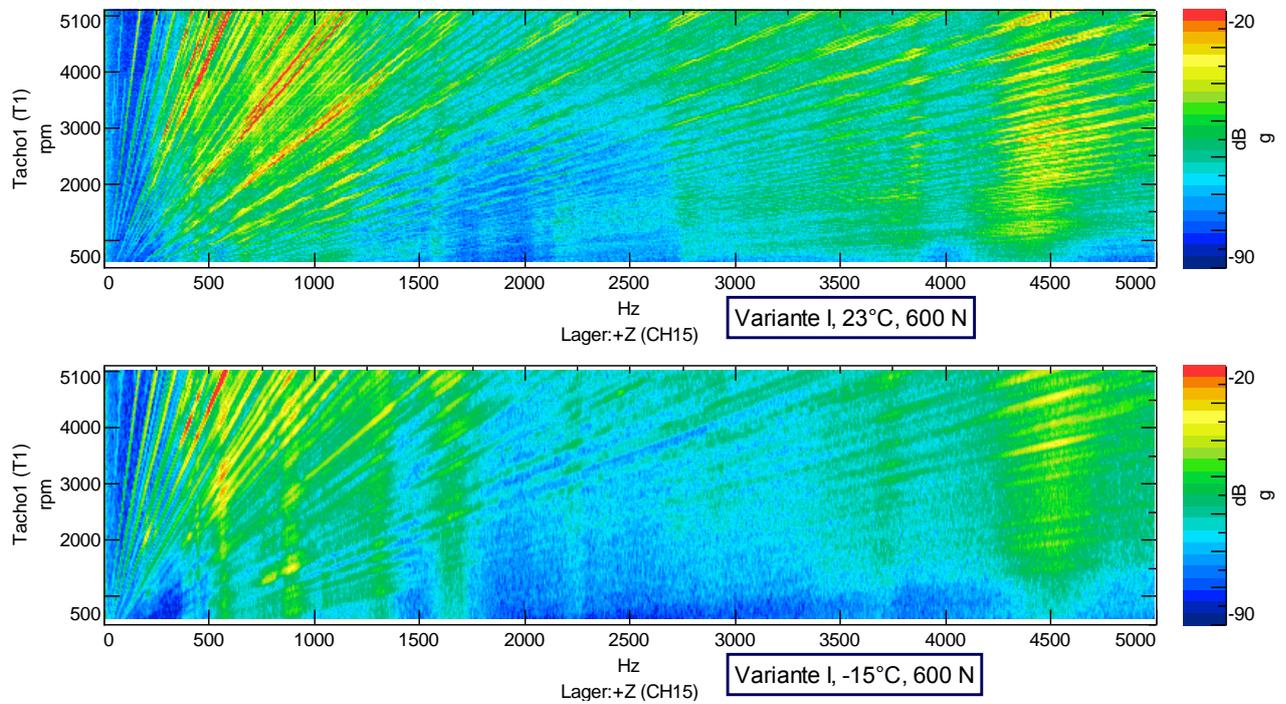


Abbildung 89: Gegenüberstellung der Campbell-Diagramme der vertikalen Gehäuseschwingungen für Variante I. Die Umgebungstemperaturen liegen bei +23° und -15°C. Die Vorspannung beträgt 600 N.

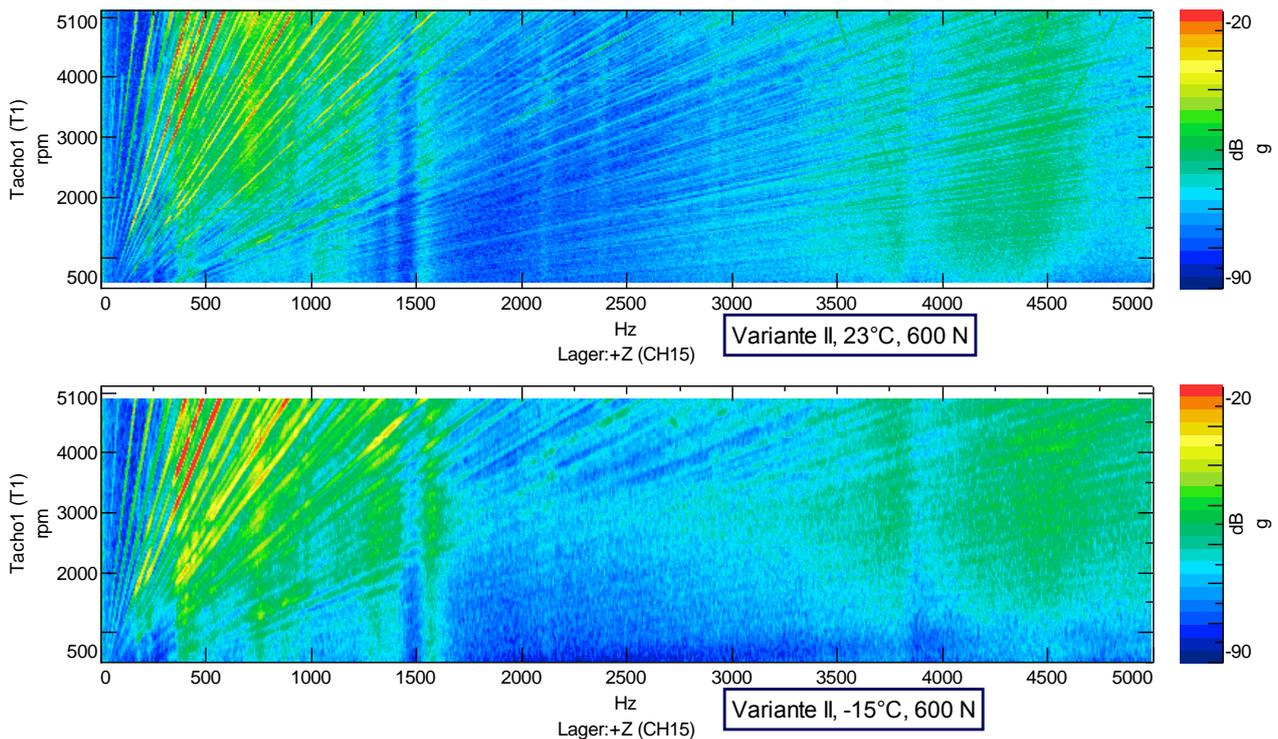


Abbildung 90: Gegenüberstellung der Campbell-Diagramme der vertikalen Gehäuseschwingungen für Variante II. Die Umgebungstemperaturen liegen bei $+23^{\circ}$ und -15°C .

Die Vorspannung beträgt 600 N.

Abbildung 91 und Abbildung 92 zeigen die ersten vier Ordnungen der Varianten I und II bei einer Umgebungstemperatur von -15°C im Vergleich zu $+23^{\circ}\text{C}$. Die Amplituden der Ordnungen nehmen bei niedrigen Temperaturen zu. Dies ist auf die geringere Lagerluft und die dadurch resultierende höhere Interaktion zwischen den Rotorwellen-Lagern und dem Gehäuse zurückzuführen. Bemerkenswert ist die kleinere Zunahme der 4,05-Ordnung bei der Variante II im Vergleich zu Variante I. Die 4,05-Ordnung ist ein Maß für die parametrischen Erregungen aufgrund der Überrollfrequenzen der Wälzkörper am Außenring. Die Amplitude dieser Ordnung sinkt zunächst am Lager zugleich mit der Abnahme der Lagerluft [24]. Am Gehäuse steigt sie hingegen aufgrund der erhöhten Interaktion zwischen Lager und Gehäuse (siehe Abschnitt 8.4.4). Unterhalb einer bestimmten Lagerluft steigt die Amplitude jedoch sowohl am Lager [57] als auch am Gehäuse. Dass der Anstieg der 4,05-Ordnung bei Variante I höher ausfällt als bei Variante II, ist auf den höheren Ausdehnungskoeffizienten des Aluminiums im Vergleich zu Stahl und die dadurch resultierende kleinere Lagerluft zurückzuführen. Die Gefahr einer Lagerverspannung sinkt durch den Einsatz von Variante II (Lagersitz aus Stahl). Dementsprechend ist die Lebensdauer der Lager bei Variante II höher. Dies wurde in Abschnitt 5.2.6.2 rechnerisch nachgewiesen.

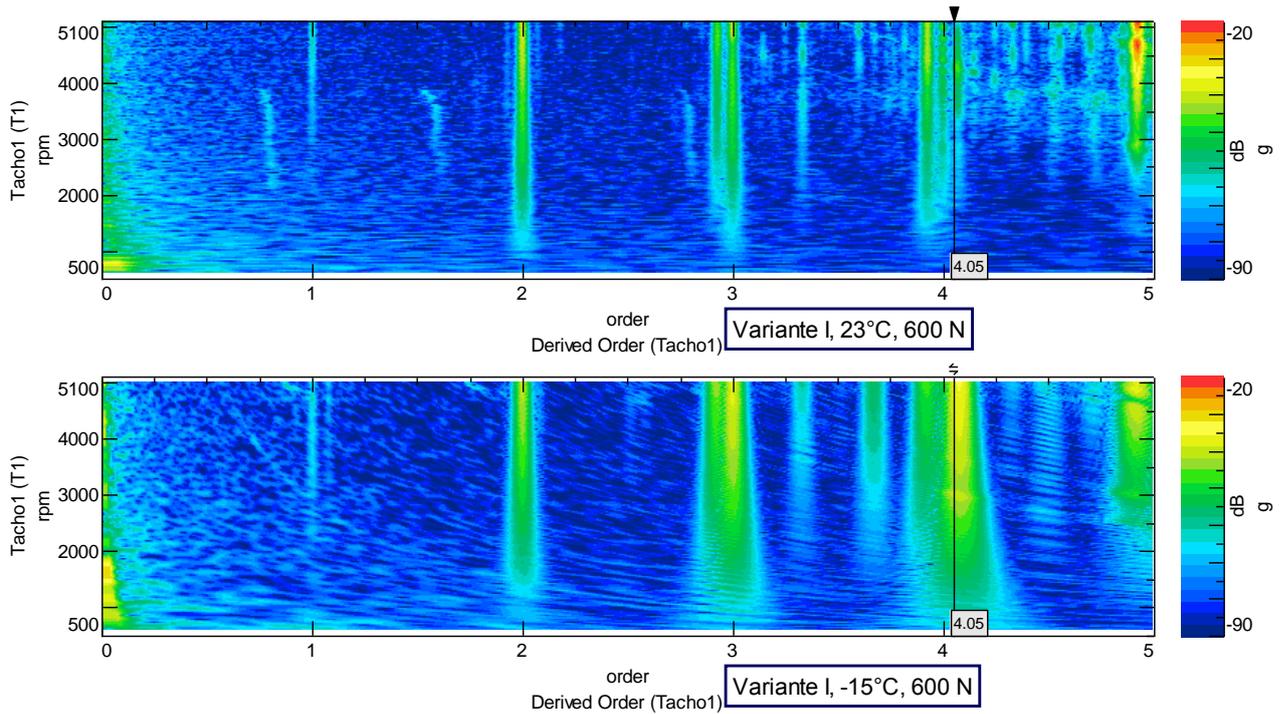


Abbildung 91: Gegenüberstellung der Ordnungsspektren der vertikalen Gehäuseschwingungen für Variante I. Die Vorspannung beträgt 600 N. Die Umgebungstemperaturen liegen bei +23° und -15°C.

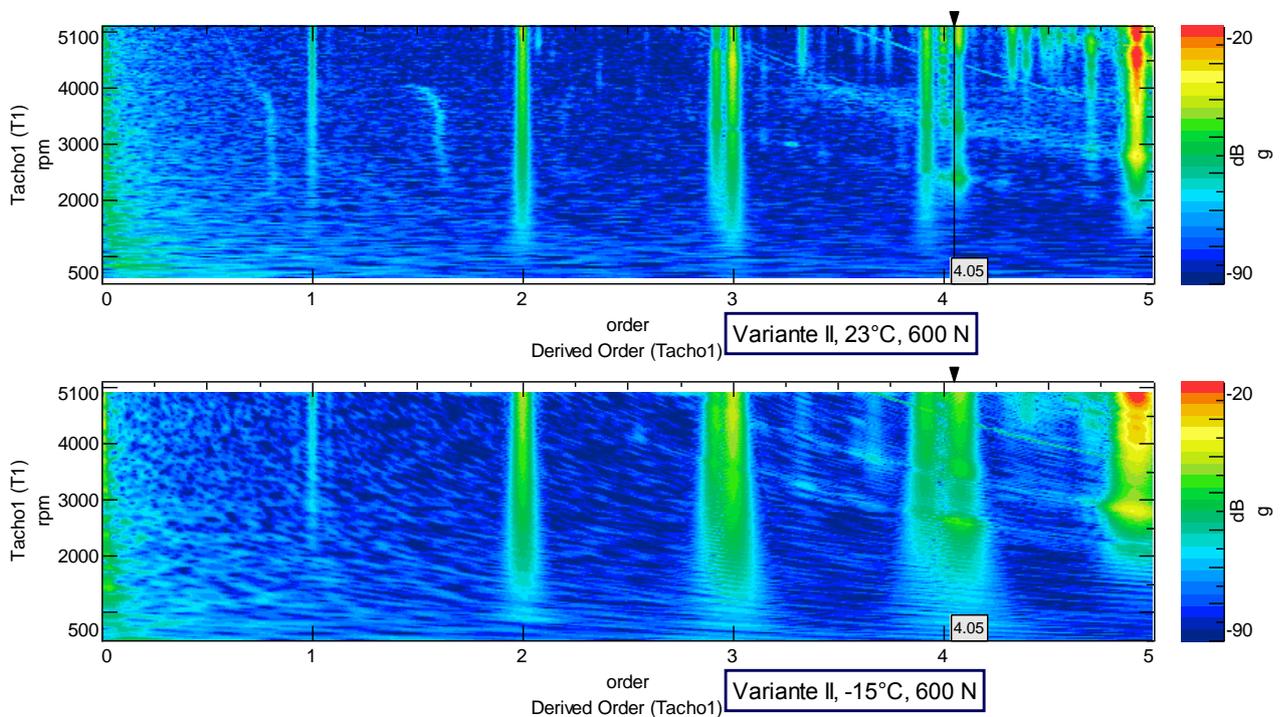


Abbildung 92: Gegenüberstellung der Ordnungsspektren der vertikalen Gehäuseschwingungen für Variante II. Die Vorspannung beträgt 600 N. Die Umgebungstemperaturen liegen bei +23° und -15°C.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit beschreibt die Konzeption und Absicherung eines Lagerungssystems für Hochdrehzahl-Elektromotoren mit einer maximalen Drehzahl von 16.000 U/min. Die Auslegung zielte auf die Erfüllung der geforderten Lagerlebensdauer in Abhängigkeit von unterschiedlichen Anforderungen. Um diese Aufgabe zu erfüllen, wurde ein numerisches Modell mit dem Programm Bearinx erstellt. Das Modell berücksichtigt alle thermischen und mechanischen Randbedingungen wie z.B. Verzahnungsgeometrie und Rotorwellen- und Gehäusetemperatur. Aus der Modellrechnung wurden Lagertyp, -größe und alle weiteren Lagereinstellungen bestimmt. In Abhängigkeit von Einsatz- und Betriebstemperaturen, der Betriebslagerluft und der Lagerbelastung wurden die Passungen für zwei Lagersitzvarianten ausgewählt. Anhand von Berechnungen wurden die Vorteile der Variante „Lagersitz aus Stahl“ im Vergleich zur Variante „Lagersitz aus Aluminium“ einander gegenübergestellt.

Für die Verifizierung der Berechnungen und Simulationen und die experimentelle Absicherung der Lagerauswahl, der Gestaltung der Lagerumgebung und des NVH-Verhaltens wurde ein eigens auf die Problemstellung zugeschnittener Prüfstand konzipiert und aufgebaut. Dabei wurden die Vorteile eines Komponenten- und die eines Systemteststandes kombiniert. Zum Prüfstand gehört ein speziell entwickelter Prüfling. Dieser basiert auf der Geometrie eines realen Elektromotors. Er wurde so ausgelegt, dass alle Anforderungen der experimentellen Untersuchungen durch ein hohes Maß an konstruktiver Flexibilität sichergestellt sind.

Parallel zu den experimentellen Untersuchungen wurde eine numerische Strömungsrechnung erstellt. Diese beschäftigte sich mit den Medienströmungen im Lager und seiner Umgebung in Abhängigkeit von der Drehzahl. Die Simulation wurde sowohl ohne als auch mit Phaseninteraktion zwischen Luft und Öl durchgeführt. Die Simulation ohne Phaseninteraktion diente der Erweiterung der Erkenntnisse zu den Luftströmungen im Lager und seiner Umgebung in Abhängigkeit von der Drehzahl. Die Simulation mit aktivierter Phaseninteraktion wurde für die Bestimmung der am Lager anhaftenden Ölmenge, die Überprüfung einer sicheren Schmierung und die Bestimmung des Einflusses des Öls auf die Luftströme erstellt. Die Ergebnisse zeigten einen starken Einfluss der Wälzkörperdrehzahl und der Käfigform. Weiterhin lässt sich erkennen, dass mit Zunahme der Drehzahl ein Unterdruck im Lager entsteht, der eine Erhöhung des axialen Öl-

durchflusses durch das Lager (Förderwirkung) bewirkt. Außerdem ändert sich die Strömung mit der Drehzahl um das Lager, so dass sich ein Öhring in Umfangsrichtung des Lagers bildet. Dies führt ebenfalls zu einer Erhöhung der Ölmenge bei hohen Drehzahlen. Insgesamt zeigte sich, dass zumindest aufgrund der Simulation den Lagern bei allen Betriebspunkten genügend Öl für die Schmierung zur Verfügung stehen sollte.

Die experimentellen Untersuchungen zur Schmierung ergaben, dass das verwendete Schmierverfahren einen Saugbetrieb in der Rotorwelle bewirkt. Messungen mit konstantem Ölzufuhrdruck und konstanter Zufuhrmenge wurden durchgeführt. Sie zeigten, dass eine dynamische Regelung der Pumpe notwendig ist, um eine konstante Ölmenge zu sichern. Es wurde festgestellt, dass die Injektorrohreintauchtiefe in der versorgenden Rotorwelle für die Optimierung der Ölverteilung nur eine geringe Rolle spielt. Weitere experimentelle Untersuchungen der Ölflussmenge durch das Loslager auf der B-Seite zeigten, dass bis zu einer Drehzahl von 4.000 U/min die Luftströme in den Lagern und ihrer Umgebung einen Sperreffekt hervorrufen. Dadurch sank die axiale Öldurchflussmenge. Ab einer Drehzahl von 4.000 U/min entstand aufgrund des Unterdrucks im Loslager eine Förderwirkung. Diese führte zu einer Steigerung der Ölmenge, bis die maximale Drehzahl von 12.000 U/min erreicht wurde. Ab 12.000 U/min sank die axiale Ölflussmenge durch das Loslager auf der B-Seite wieder. Dies ist auf die geänderte Ölverteilung zwischen A- und B-Seite des Motors zurückzuführen.

Für die Untersuchung und Optimierung des Schwingungsverhaltens wurde eine simulative Modalanalyse erstellt. Mit dieser wurde zum einen der Prüfstand als Einheit konstruktiv optimiert. Zum anderen wurde die Simulation für die Analyse und die Interpretation der Schwingungsmessungen am Prüfling verwendet und damit gleichzeitig erfolgreich verifiziert. Bei der experimentellen Untersuchung der Schwingungen des Prüflings wurde festgestellt, dass die Schwingungen der Lager und der Rotorwelle dominierend sind. Daher wurden verschiedene Maßnahmen für die Reduzierung der von den Lagern injizierten Schwingungen eingesetzt. Eine Erhöhung der Lagervorspannung führte zu erhöhter Interaktion zwischen Rotorwelle, Lagern und Gehäuse und aufgrund dessen zu erhöhten gemessenen Schwingungsamplituden am Gehäuse. Als zweiter Beitrag wurde die Lagersitzsteifigkeit durch den Einsatz von Buchsen aus Stahl als Lageraufnahmen untersucht. Die Ergebnisse zeigten eine Abnahme der parametrischen Erregungen. Eine erhöhte Interaktion zwischen den Rotorwellen-Lagern und dem Gehäuse wurde dabei nicht festgestellt. Der Vergleich der Campbell-Diagramme mit Lageraufnahmen aus Aluminium und Stahl zeigte eine Abnahme der Schwingungsamplituden

bei den Letzteren. Weitere Untersuchungen bei tiefen Temperaturen haben gezeigt, dass die Verspannungsgefahr bei -15 °C bei der Verwendung von Stahl als Lageraufnahme geringer ist als bei Aluminium.

Für die Reduzierung der vom Rotor injizierten Schwingungen wurde eine Entkopplung der Rotorwellen-Lager vom Gehäuse untersucht. Dabei wurden Buchsen aus Stahl eingebettet in viskoelastische Ringe als Lageraufnahmen eingesetzt. Der Vergleich der Schwingungsamplituden mit den anderen Lageraufnahmevarianten I und II zeigte die deutliche Entkopplung des Rotorwellen-Lagers vom Gehäuse. Bei einer Drehzahl von 14.000 U/min betrug z.B. die Reduzierung der gemessenen Schwingungsamplituden am Gehäuse im Vergleich zu Lageraufnahmen aus Aluminium um die 70% .

Aufgrund der geringeren Steifigkeit der O-Ringe konnte jedoch nur eine maximale Drehzahl von 14.500 U/min erreicht werden. Ab dieser Drehzahl gerät die Rotorwelle in einen unstabilen Zustand. Hier bieten sich vertiefende Untersuchungen an, da das Potenzial dieser Lagersitzgestaltung noch nicht ausgeschöpft erscheint. Diese sollten die Erstellung eines FE-Modells für die optimale Abstimmung der Form und Geometrie der O-Ringe umfassen. Eine Modalanalyse der Eigenfrequenzen des Elektromotors mit diesen viskoelastischen Lagersitzen sollte erstellt und deren Ergebnisse mit der experimentellen Modalanalyse in der hier vorliegenden Arbeit verglichen werden. Ebenso sollten auch anhand experimenteller Untersuchungen optimale O-Ring-Werkstoffe ausgewählt und deren Alterungseigenschaften in Abhängigkeit der Belastung, der Zeit, der Umgebungstemperaturen und der Ölverträglichkeit untersucht werden. Hierfür bietet sich ebenfalls der im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Prüfstand an.

10 Literaturverzeichnis

- [1] J. Affolter, „Leitmarkt und Leitanbieter für Elektromobilität,“ [Online]. Available: http://www.bundesregierung.de/Webs/Breg/DE/Themen/Energiewende/Mobilitaet/podcast/_node.html. [Zugriff am 02 08 2014].
- [2] G. Poll, Wälzlager. In: Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau, Bd. 21, K. Grote und J. Feldhusen, Hrsg., Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 2004.
- [3] NSK Europe Ltd., „Wälzlager,“ Deutschland, 2009.
- [4] B. Schlecht, Maschinenelemente 2: Getriebe, Verzahnung und Lagerung, Addison-Wesley Verlag, München, 2012.
- [5] H. Wittel, D. Muhs, D. Jannasch und J. Voßiek, Roloff/Matek Maschinenelemente, Bd. 21, Wiesbaden: Springer, 2014.
- [6] Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Technische Grundlagen, Deutschland: Schaeffler Technologies AG & Co. KG, August 2012.
- [7] G. Niemann, H. Winter und B. Höhn, Maschinenelemente: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen, Bd. 1, Berlin, Heidelberg: Springer, 2011.
- [8] Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Technisches Taschenbuch INA Schaeffler, Deutschland: Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2013.
- [9] DIN 628: Wälzlager - Radial-Schräggugellager - Teil 1: Einreihig, selbsthaltend, Januar 2008.

- [10] ISO 5753-1: Rolling bearings — Internal clearance — Part 1: Radial internal clearance for radial bearings, 2009.
- [11] G. Köhler und H. Rögnitz, Maschinenelemente 2, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2008.
- [12] M. Gravez, „Das Ziel: Fehlansrichtung vermeiden,“ *Zeitschrift Delta P, Ausgabe Nr. 4*, pp. 58-61, September 2014.
- [13] SKF GmbH, Hauptkatalog, Januar 2008.
- [14] Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Dokumentation Bearinx, Deutschland: Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2014.
- [15] ISO/TS 16281, Rolling bearings — Methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings, Schweiz: ISO, 2008.
- [16] J. Kuhlmann, Tribologische Eigenschaften von Wälzlagerschmierfetten bei dauerhaft niedrigen Betriebstemperaturen, Dissertation Universität Hannover, 2009.
- [17] FAG Kugelfischer Georg Schäfer AG, Schmierung von Wälzlagern, Schweinfurt, Publ.-Nr. WL 81 115/4 DA.
- [18] H. Henn, Ingenieurakustik: Physikalische Grundlagen und Anwendungsbeispiele, Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2008.
- [19] M. Möser, Technische Akustik, Berlin: Springer, 2009.
- [20] P. Zeller, Handbuch Fahrzeugakustik: Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2009.

-
- [21] M. Möser, Messtechnik der Akustik, Heidelberg: Springer, 2010.
- [22] R. Steinhilper und F. Rieg, Handbuch Konstruktion, Carl Hanser Verlag, München, 2012.
- [23] W. Steinhilper und B. Sauer, Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2, Berlin, Heidelberg: Springer, 2012.
- [24] J. A. Wensing, On the dynamics of ball bearings, Dissertation University of Twente, Niederlande, 1998.
- [25] H. Oest, Modellbildung, Simulation und experimentelle Analyse der Dynamik wälzgelagerter Rotoren, Dissertation Universität Rostock, 2004.
- [26] S. Jiang und H. Mao, „Investigation of the High Speed Rolling Bearing Temperature Rise With Oil-Air Lubrication,“ *ASME Journal of Tribologie* 133 (2), pp. 1-9, 2011.
- [27] R. Hauleitner und R. Huber, „Verhalten von Blechkäfigen in schnelllaufenden Rillenkugellagern,“ SKF AG, Österreich, 2006 - 2007.
- [28] NSK Ltd., „Technical Report E728g,“ Japan, 2009.
- [29] CFM Schiller GmbH, „Schwingungsisoliersysteme und Maschinenbau,“ [Online]. Available: http://www.cfm-schiller.de/index.php?zeige_rubrik=1&dbase=produktdetails. [Zugriff am 10 07 2014].
- [30] O. Bayer und R. Karbacher, „Schmierung von Wälzlagern bei hohen Drehzahlen,“ *Tribologie und Schmierungstechnik*, pp. 21-25, Juni 2006.

- [31] F. Seebode, Axialer Ölfluss durch Wälzlager unterschiedlicher Bauformen, Dissertation Uni Clausthal, Shaker Verlag, Bd. 15, 2011.
- [32] ANSYS FLUENT, „22.12.1 Injection Types,“ [Online]. Available: <http://aerojet.engr.ucdavis.edu/fluenthelp/html/ug/node844.htm#eq9.5.2>. [Zugriff am 21 10 2014].
- [33] ANSYS FLUENT, „12.10.4 Enhanced Wall Treatment,“ [Online]. Available: <http://aerojet.engr.ucdavis.edu/fluenthelp/html/ug/node514.htm>. [Zugriff am 04 02 2015].
- [34] ANSYS FLUENT, „22.13.1 Discrete Phase Boundary Condition Types,“ [Online]. Available: <http://aerojet.engr.ucdavis.edu/fluenthelp/html/ug/node852.htm>. [Zugriff am 09 08 2014].
- [35] Schmidt, Matthias, Fraunhofer Adaptronik, [Online]. Available: <http://www.adaptronik.fraunhofer.de/de/blocks/modal.html>. [Zugriff am 01 09 2014].
- [36] H. Perret, Elastische Spielschwingungen konstant belasteter Wälzlager, Werkstatt und Betrieb 83 (8), 1950.
- [37] E. Meldau, Die Bewegung der Achse von Wälzlagern bei geringen Drehzahlen, Werkstatt und Betrieb 84 (7), 1951.
- [38] M. Henger, Zur Betriebsfestigkeit elektrischer Maschinen in Elektro- und Hybridfahrzeugen, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.

- [39] N. Aktürk, M. Uneeb und R. Gohar, „The effect of number of balls and preload on vibrations associated with ball bearings,“ ASME Journal of Tribology 119 (4), 1997.
- [40] T. Tallian und O. Gustafsson, „The mechanics of rolling element vibration,“ ASME Journal of Tribology 58, 1958.
- [41] Y. Ishida und H. Osawa, „Bearing cage for retaining rolling elements“. USA Patent US 4493513 A, 15 01 1985.
- [42] E. Yhland, „A linear theory of vibrations caused by ball bearings with form errors operating at moderate speed,“ ASME Journal of Tribology 114 (2), 1992.
- [43] F. P. Wardle, „Vibration forces produced by waviness of the rolling surfaces of thrust loaded ball bearings,“ Journal of Mechanical Engineering Science 202 (5), Nottinghamshire, 1988.
- [44] SCHENCK RoTec GmbH, „Warum auswuchten?,“ [Online]. Available: <http://www.schenck-rotec.de/unternehmen/bibliothek/index.php>. [Zugriff am 15 09 2014].
- [45] C. Meyer, Reibung in hoch belasteten EHD-Wälzkontakten, Dissertation Universität Hannover, 2010.
- [46] M. Weck und C. Brecher, Werkzeugmaschinen 2, Berlin, Heidelberg: Springer, 2006.
- [47] Gandini Fasteners, „Wave Springs,“ [Online]. Available: [http://www.gandini.it/www/molle/index.cfm?fuseaction=doctec&td=2065&language id=gb](http://www.gandini.it/www/molle/index.cfm?fuseaction=doctec&td=2065&language=id=gb). [Zugriff am 20 08 2014].

- [48] M. Nabhan, Untersuchung an wälzgelagerten Hochgeschwindigkeits-Elektromotoren als Kfz-Antrieb, 55. Fachtagung, Gesellschaft für Tribologie, Göttingen, 2014.
- [49] Mobius Institute, „Vibration Analysis Definitions: Rolling element bearings,“ [Online]. Available:
<http://www.mobiusinstitute.com/site2/item.asp?LinkID=10003&iVibe=1&sTitle=Analysis%20Definitions>. [Zugriff am 26 11 2014].
- [50] A. Maiwald und J. Liebrecht, „Lagersitze II,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Forschungsheft 1097, 2014.
- [51] T. Babbick und A. Maiwald, „Lagersitze,“ Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Forschungsheft 956, 2010.
- [52] M. Corbo und S. Malanoski, „Practical design against torsional vibration,“ College Station: Turbomachinery Laboratory, The Texas A&M University System, New York, 1996.
- [53] J. Tranter, „Detecting Bearing Faults - Part 3,“ Reliabilityweb, 21 09 2011.
[Online]. Available:
http://reliabilityweb.com/index.php/articles/detecting_bearing_faults_-_part_3/.
[Zugriff am 14 11 2014].
- [54] H. Tillema, Noise reduction of rotating machinery by viscoelastic bearing supports, Dissertation University of Twente, Niederlande, 2003.
- [55] A. Bormann, Elastomerringe zur Schwingungsberuhigung in der Rotordynamik, Dissertation Universität Berlin, 2005.

-
- [56] A. Scholz, Ein Beitrag zur Optimierung des Schwingverhaltens komplexer Rotorsysteme mit viskoelastischen Dämpfungselementen, Dissertation Universität Berlin, 2011.
- [57] K. Purohit, „Dynamic analysis of ball bearings with effect of preload and number of balls,“ M.B.M Engineering College, J.N.V. University "Shyamendra Bhavan", India, 2005.

11 Anhang

Funktionsweise der Ölkonditioniereinheit

Die Hauptstrom-Ölpumpe fördert das Medium an der Druckseite durch den Wärmetauscher. Nach Austritt aus der Ölkonditioniereinheit durchfließt das Öl den Temperaturfühler in der sekundären Mess- und Regeleinheit, welcher die Ist-Temperatur erfasst. Mit dem Vergleich aus Ist-Temperatur und der eingestellten Soll-Temperatur wird der Wärmeträger erwärmt bzw. abgekühlt und somit die gewünschte Schmieröltemperatur erreicht. Die Temperaturregelung kann über einem beliebigen anderen Temperatursensor erfolgen. Der Drucksensor, welcher sich hinter dem Temperaturfühler befindet, überwacht den Ist-Öldruck der Anlage. Durch das Ventil im Bypasskanal werden der Volumenstrom und somit auch der Druck im System reguliert. An der Saugseite der Ölpumpe wird durch einen Drucksensor der Unterdruck überwacht. Davor befindet sich ein LeitungsfILTER, welcher als Grobfilter die Ölpumpe schützt. Der maximale Förderdruck der Anlage beträgt 10 bar. Bei Überschreitung öffnet sich ein pumpeninternes Bypasssicherheitsventil in Richtung Saugseite.

Funktionsweise des Thermalölkreises

Eine Peripheralrad-Kreiselpumpe fördert das Thermalöl durch den Wärmeträgerkreislauf. Die Temperierung des Thermalöls geschieht zum einen durch die Heizstäbe und zum anderen durch den Wärmetauscher, welcher an das Prozess-Kühlwasser angeschlossen ist.

Das 3-Wege Regelventil im Kühlwasserkreislauf reguliert die Durchflussmenge des Kühlwassers durch den Wärmetauscher und mischt zum Schutz der Wasserleitungen dem austretenden heißen Kühlwasser aus dem Wärmetauscher kaltes Kühlwasser zu. Bei der Aufwärmung des Thermalöls schließt ein Absperrventil die Kühlwasserzufuhr und reduziert somit den Gesamtverbrauch der Kühlwasseranlage.

Ein Ausgleichsbehälter dient zum Ausgleichen von Niveauschwankungen des Thermalöls durch temperaturbedingte Volumenänderungen und dient zum Befüllen und zur Entlüftung des Zwischenkreises.

Ein Sicherheitstemperaturbegrenzer sowie ein Temperaturfühler an Heizstäben und ein Durchflussmengenmesser dienen zur Überwachung des Zwischenkreises und können die Anlage, im Falle eines Versagens der Umwälzpumpe oder Überhitzung des Ther-

malöls, abschalten. Ein Drucksensor im Ausgleichbehälter erfasst den aktuellen Betriebsdruck der Anlage. Übersteigt der Betriebsdruck den zulässigen Bereich von 4 bar schaltet die Anlage ebenfalls ab.

Wissenschaftlicher Werdegang

Jahrgang 1986

2006 – 2011	Maschinenbaustudium mit der Vertiefung „Kraftfahrzeug- und Antriebstechnik“ Ruhr Universität Bochum
2012 – 2014	Mitarbeiter im Kompetenzzentrum Tribologie Ulm der Daimler AG, Doktorand am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT) der Leibniz Universität Hannover
2015 – heute	Mitarbeiter der Daimler AG – Entwicklung Frontautomatikgetriebe