

Untersuchungen zur praktischen Umsetzung von Elastomer-Lagersitzen in Hochdrehzahl-Traktionselektromotoren

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

von
(M.Sc.)
Maik Horn

2019

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. G. Poll
2. Referent: Prof. Dr.-Ing. B. Ponick
Vorsitzender: Prof. Dr. F. Dinkelacker
Tag der Promotion: 09.07.2019

Maik Horn: *Untersuchungen zur praktischen Umsetzung von
Elastomer-Lagersitzen in Hochdrehzahl-Traktionselektromotoren,*
Dissertation, © 2019

VORWORT

Im Rahmen des Vorwortes möchte ich mich bei all denen bedanken, die mich während meiner Arbeit unterstützt haben sowohl fachlich als auch persönlich. Allen voran bei meiner Frau, welche nicht nur meine Launen, sondern auch zahlreiche einsame Tage ertragen musste. Bedanken möchte ich mich auch bei meiner Tochter. Durch Sie erhielt ich in den letzten Monaten die nötige Motivation zur Fertigstellung meiner Arbeit.

Einen besonderen Dank möchte ich an meinen Doktorvater aussprechen, Prof. Dr.-Ing. G. Poll, für die fachliche Unterstützung am Ende und für den nötigen Freiraum am Anfang der Arbeit. Bedanken möchte ich mich auch bei Prof. Dr.-Ing. B. Ponick für die Übernahme des Koreferates. Prof. Dr. F. Dinkelacker danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Weiterhin möchte ich mich natürlich bei meinem Arbeitgeber, der Daimler AG bedanken, welche mir diese Industriepromotion ermöglichte. Die Versuche wurden am Forschungszentrum in Ulm durchgeführt. Trotz reger Umstrukturierungen in der Daimler AG standen mir immer alle nötigen Mittel sowie Hilfe zur Verfügung. Bei meinen Kollegen fand ich für Probleme jeglicher Art ein offenes Ohr, herzlichen Dank dafür. Direkt bedanken möchte ich mich bei meinen beiden Teamleitern, Herrn Dr. Karl Holdik und Herrn Dr. Patrick Izquierdo, welche mir alle nötigen Freiräume für meine Arbeit gelassen haben und an den notwendigen Punkten zu unterstützen wussten. Ein weiterer Dank geht an meine Studenten, welche mich tatkräftig unterstützten, namentlich: Gerhard Ihler, Franziska Machtans, Jun Zhuo, Cyndu Cyndu und Holger Auner. Sie alle konnten einen entscheidenden Beitrag zu dieser Arbeit leisten. Bedanken möchte ich mich ebenfalls bei Dr. Majed Nabhan, einerseits dafür, dass er mir diese tolle Stelle ermöglichte, andererseits für den überaus praktischen Prüfstand, den er in seiner Promotion aufbaute.

Obermichelbach, im Januar 2019

Maik Horn

KURZFASSUNG

Untersuchungen zur praktischen Umsetzung von Elastomer-Lagersitzen in Hochdrehzahl-Traktionselektromotoren

Die vorliegende Arbeit skizziert einen möglichen Weg für die Umsetzung von viskoelastischen Lagersitzen in elektrischen Antriebssystemen, wie sie in der Automobilindustrie zum Einsatz kommen. Richtig ausgelegt können derartige Lagersitze die Akustik verbessern und somit den Komfort im Fahrzeuginneren steigern. Die Umsetzung erfolgt auch mit Blick auf die Praxis; die Herstellung der Elastomerbauteile erfolgt beispielsweise im praxisnahen Spritzgussverfahren. Lagersitze mit umgebenden Elastomerbauteilen wurden bis jetzt in anderen Arbeiten vordergründig untersucht, um eine Verstimmung (Verschiebung der Eigenfrequenzen) von rotierenden Systemen zu erreichen. Neuartig ist nun die Herangehensweise bei der Auslegung. Die Vision ist es, den Impedanzsprung von Schichtsystemen für eine Körperschallisolation auszunutzen, ohne dabei die Radialsteifigkeit des Lagersystems auf ein nicht anwendbares Niveau zu senken. Dies soll vor allem die Hochdrehzahltauglichkeit bis 18000 min^{-1} und höher erhalten sowie größere Änderungen beim dynamischen Verhalten des Rotorsystems verhindern. Um dieses Ziel zu erreichen, wird das Materialverhalten von drei ausgewählten Elastomeren untersucht, ACM60, AEM60 und AEM70. Die Charakterisierung der Materialien zeigt Unterschiede zwischen diesen, welche sich auch auf die Performance der Lagersitze auswirken. Dabei wurde das Verhalten der Materialien sowohl statisch als auch dynamisch untersucht. Für die Untersuchung des dynamischen Verhaltens wurde ein eigener Prüfaufbau entwickelt, welcher die Charakterisierung des dynamischen E-Moduls bis zu 7 kHz direkt ermöglicht. Die Ergebnisse der zwei Komponentenprüfstände bestätigen das unterschiedliche Verhalten der Materialien; entsprechend wichtig ist die Materialauswahl. Am Unwuchtprüfstand wurde die Steifigkeit der Lager sowie das Modalverhalten und der Orbit des Rotors im Hinblick auf verschiedene Verpressungen und Elastomere untersucht. So konnte eine optimale Verpressung für die Auslegung am Systemprüfstand gefunden werden. Am systemnahen Komponentenprüfstand wurde der Übertragungspfad näher untersucht. Es konnte gezeigt werden, dass die Elastomer-Lagersitze den vom Gehäuse des Prüflings abgestrahlten Luftschall reduzieren und eine wirksame Isolation möglich ist. Beispielsweise konnte der übertragene Körperschall für eine definierte Ordnung um 20 % gesenkt werden ohne größere Eingriffe in die Rotordynamik.

ABSTRACT

Studies for the practical implementation of elastomer supported bearing carriers in high-speed traction electric motors

This thesis gives an outline for the implementation of viscoelastic bearing carriers intended for use in electrical traction motors, as they are nowadays used by the automotive industry. A properly designed viscoelastic bearing support is able to improve acoustics and therefore comfort of vehicle passengers. The implementation is carried out with regards to practical aspects, e.g. fabrication of elastomer parts is done by injection moulding. In past theses bearings with elastomer support were mainly investigated to accomplish a modified rotor system behaviour, regarding resonance frequencies. In this thesis another, novel, approach is used. It is the vision to utilise the impedance jump of layer systems for an improved isolation without lowering the radial stiffness of the bearing system in amounts leading to unhandy rotor performance. This shall secure high rotating speed capability until 18000 min^{-1} or higher as well as only small influences on the resonance behaviour of the rotor system. To accomplish this target, the material characteristics of three selected elastomers, ACM60, AEM60 and AEM70, are investigated. The material investigation reveals differences between each other, affecting the performance of the elastomer supported bearing carrier. The materials are examined regarding static as well as dynamic behaviour. For the dynamic behaviour a special set up is developed which allows to directly determine the elastic modulus up to 7 kHz . The different behaviour of the materials is confirmed by tests on two component test benches. Therefore, material selection is important. Stiffness, eigenmodes and orbit are investigated with respect to compression and elastomer at the imbalance test bench. Thus the ideal compression could be determined for designing the viscoelastic bearing support for the system test bench. On the machine oriented component test bench the transmission path of the elastomer supported bearing carriers is further investigated. It is shown that such bearings are able to reduce emitted acoustic noise. Furthermore, an appropriate operating isolation is confirmed, due to the investigation of a specific order level trend, which indicates a reduction of structure-borne noise by 20% without detrimental effect on rotor dynamics.

Schlagworte: NVH, Rolling Element Bearing, Elastomer

INHALTSVERZEICHNIS

FORMEL- UND ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS	XI
1 EINLEITUNG	1
2 STAND DER TECHNIK UND FORSCHUNG	3
2.1 Elastomere	3
2.1.1 Eigenschaften von Elastomerbauteilen	3
2.1.2 Lineare Viskoelastizität im Frequenzbereich	6
2.1.3 Acrylatkautschuk (ACM)	6
2.1.4 Ethylenacrylatkautschuk (AEM)	7
2.2 Lagersitze mit Elastomeren	8
2.2.1 Wirkprinzipien: Isolation und Verstimmung	8
2.2.2 Vorangegangene Untersuchungen	15
2.3 Geräuschempfindung und Psychoakustik	16
2.4 Geräusche elektrischer Antriebsstränge	18
2.4.1 Magnetische Geräusche und Töne	19
2.4.2 Mechanische Geräusche	23
3 ZIELSETZUNG UND VORGEHENSWEISE	31
3.1 Zielsetzung	31
3.2 Vorgehensweise	32
4 MATERIALVERHALTEN	35
4.1 Elastisches Verhalten: Statisch	36
4.1.1 Experimentelle Grundlagen: Druckversuch bei Raumtemperatur	36
4.1.2 Experimentelle Ergebnisse: Druckversuch bei Raumtemperatur	37
4.1.3 Simulative Grundlagen: Druckversuch bei Raumtemperatur	38
4.1.4 Simulative Ergebnisse: Druckversuch bei Raumtemperatur	39
4.1.5 Experimentelle Grundlagen: Druckversuch mit Temperaturvariation	42
4.1.6 Experimentelle Ergebnisse: Druckversuch mit Temperaturvariation	43
4.2 Elastisches Verhalten: Dynamisch	44
4.2.1 Experimentelle Grundlagen: Longitudinalverfahren	45

4.2.2	Experimentelle Ergebnisse: Longitudinalverfahren	47
4.2.3	Simulative Grundlagen: Longitudinalverfahren	49
4.2.4	Simulative Ergebnisse: Longitudinalverfahren	49
4.3	Quellverhalten	53
4.3.1	Experimentelle Grundlagen: Quellverhalten	53
4.3.2	Experimentelle Ergebnisse: Quellverhalten	54
5	ELASTOMERRING UND KOMPONENTENPRÜFSTÄNDE	55
5.1	Elastomerring	55
5.2	Unwuchtprüfstand	55
5.3	Systemprüfstand	57
6	AUSWERTEMETHODIK	61
6.1	Wellenorbit aufgeschlüsselt nach Ordnungen	61
6.2	Biegelinie und Fliehkraft	62
6.3	Systemsteifigkeit	65
7	KOMPONENTENTEST	67
7.1	Unwuchtprüfstand: Verpressungseinfluss auf Steifigkeit und Orbit	67
7.1.1	Experimentelle Grundlagen: Unwuchtprüfstand	68
7.1.2	Experimentelle Ergebnisse: Unwuchtprüfstand	69
7.1.3	Simulative Grundlagen: Unwuchtprüfstand	82
7.1.4	Simulative Ergebnisse: Unwuchtprüfstand	84
7.2	Unwuchtprüfstand: Modalanalyse mit und ohne Elastomer	85
7.2.1	Experimentelle Grundlagen: Modalanalyse am Unwuchtprüfstand	85
7.2.2	Experimentelle Ergebnisse: Modalanalyse am Unwuchtprüfstand	87
7.2.3	Simulative Grundlagen: Modalanalyse am Unwuchtprüfstand	89
7.2.4	Simulative Ergebnisse: Modalanalyse am Unwuchtprüfstand	90
7.3	Systemprüfstand: Verhalten im Normalbetrieb	93
7.3.1	Experimentelle Grundlagen: Systemprüfstand bei Normalbetrieb	93
7.3.2	Experimentelle Ergebnisse: Körperschall am Systemprüfstand bei Normal- betrieb	97
7.3.3	Experimentelle Ergebnisse: Mechanik am Systemprüfstand bei Normalbetrieb	103
7.3.4	Experimentelle Ergebnisse: Luftschall am Systemprüfstand bei Normalbetrieb	105
7.4	Systemprüfstand: Verhalten beim Kaltstart	109
7.4.1	Experimentelle Grundlagen: Systemprüfstand bei Kaltstart	109
7.4.2	Experimentelle Ergebnisse: Körperschall am Systemprüfstand bei Kaltstart .	109
8	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	113
8.1	Zusammenfassung	113
8.2	Ausblick	115

ABBILDUNGSVERZEICHNIS	117
TABELLENVERZEICHNIS	121
LITERATURVERZEICHNIS	123
ANHANG	127
LEBENS LAUF	149

FORMEL- UND ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

ABKÜRZUNGEN

ACM	Acrylatkautschuk
AEM	Ethylenacrylatkautschuk
ANC	Active Noise Control
ASAC	Active Structural Acoustic Control
AVC	Active Vibration Control
BS	Beschleunigungssensor
CAD	Computer-Aided-Design
DGL	Differentialgleichung
DMA	Dynamic Mechanical Analyzer
DMS	Dehnungsmessstreifen
FB	Frequenzbereich
FKM	Fluorkautschuk
FEM	Finite-Elemente-Methode
GUI	Graphical-User-Interface
HL	Hochlauf
KL	Konstantlauf
LDV	Laser-Doppler-Vibrometer
NBR	Acrylnitrilbutadienkautschuk
NVH	Noise-Vibration-Harshness
ODE	Ordinary-Differential-Equation
PKW	Personenkraftwagen
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
FFTW	'Fastest Fourier Transform in the West'
WLP	Wälzlagerprüfstand
ZB	Zeitbereich

INDIZES

h	gerichtete Größe in horizontaler-Richtung des Rotorsystems
v	gerichtete Größe in vertikaler-Richtung des Rotorsystems
x	gerichtete Größe in X-Richtung des Koordinatensystems
y	gerichtete Größe in Y-Richtung des Koordinatensystems
z	gerichtete Größe in Z-Richtung des Koordinatensystems

FORMELZEICHEN

A	Schwingungsamplitude (Beschleunigung oder Schwingschnelle)
\hat{A}	komplexe, akustische Impedanz eines Mediums
\hat{a}_0	Beschleunigung am Anfang der Probe
\hat{a}_1	Beschleunigung am Ende der Probe
$\bar{\bar{B}}$	linker Cauchy-Green-Tensor
b	Dämpfungskonstante
b'	Dämpfungsgrad
c	Steifigkeit
c_0	Steifigkeit des Lagers, Wälzkörper nicht in Lastrichtung
$c_{h,LG}$	Steifigkeit des Lagerträgers in horizontaler Richtung
c_l	Steifigkeit des Lagers
c_m	Wellenausbreitungsgeschwindigkeit in einem Medium
c_{system}	Steifigkeit des Lagersystems
$c_{v,LG}$	Steifigkeit des Lagerträgers
c_w	Steifigkeit der Welle
c_{wk}	Steifigkeit des Lagers, Wälzkörper in Lastrichtung
d_{wk}	Durchmesser der Wälzkörper
d_m	mittlerer Lagerdurchmesser
E_0	Elastizitätsmodul bei 0% Dehnung und Raumtemperatur
\hat{E}	komplexer Elastizitätsmodul
E'_{Speicher}	Speichermodul
E''_{Verlust}	Verlustmodul
e_B	radiale Lagerluft im Betriebszustand
$\bar{\bar{F}}$	Deformationsgradient
\hat{F}	komplexe, punktförmige Kraft am Bauteil
F_{Druck}	Druckkraft
F_{Lager}	Kraft, welche radial auf das Lager wirkt

\vec{F}_{Last}	radialer Belastungsvektor des Wälzlagers
F_{Unwucht}	Fliehkraft durch Welle und Schelle
$F_{\text{Unwuchtschelle}}$	Fliehkraft durch Schelle
F_{Vorsp}	Vorspannkraft
f	Frequenz
f_{ar}^e	Überrollfrequenz des Wälzlager-Außenringes
f_{ir}^e	Überrollfrequenz des Wälzlager-Innenringes
f_j^e	beliebige Erregerfrequenz
f_k^e	Anregungsfrequenz bei Schiefstellung des Wälzlager-Käfigs
f_r^e	Erregerfrequenz des Rotors
$f_{\text{mf},...}^e$	Anregungsfrequenzen des Luftspaltnagnetfeldes
f_{wk}^e	Überrollfrequenz eines Wälzkörpers
f_z^e	Zahneingriffsfrequenz
$f_{z,\text{sb}}^e$	Seitenbänderfrequenz mit Zahneingriffsfrequenz als Träger
f_i^k	kritische Eigenfrequenzen
f_{ela}^k	erste kritische Eigenfrequenz bei elastischen Lagern
f_{steif}^k	erste kritische Eigenfrequenz bei steifen Lagern
f_s	Frequenz des Statorstromes
h_n	Raumharmonische der Nutung
I_{Lager}	Isotropie des Lagersystems bzgl. Steifigkeit
I_1^e	erste Invariante des Verzerrungstensors
I_3^e	dritte Invariante des Verzerrungstensors
J	Massenträgheitsmoment
k_{system}	Kippsteifigkeit des Lagersystems
L_N	Lautstärkepegel
L_p	Schalldruckpegel
M_{Unwucht}	Moment infolge Fliehkraft
m	Stranganzahl einer Drehfeldmaschine
m	Masse
m_{Probe}	Gewicht der Probe beim Ölkochtest
m_{Schelle}	Masse der leeren Schelle
m_{Schraube}	Masse einer Madenschraube
N_s	Anzahl der Statornuten
N_r	Anzahl der Rotornuten
$n_{...}$	Drehzahl verschiedener Komponenten
n_{ir}	Drehzahl des Innenringes des Wälzlagers bzw. des Rotors
Δn_i	Schwankung der Drehzahl im Betriebspunkt
P_0	Referenzdruck, $2 \cdot 10^{-5} \text{Pa}$
P	Schalldruck

P_{verl}	Verlustleistung
p	Anzahl der Polpaare
p_{pressung}	Verpressung
\hat{p}	komplexes Schalldruckfeld
q	Lochzahl der Wicklung
R	Radius
R_m	Zugfestigkeit
q	Lochzahl einer Statorwicklung
r_{\dots}	Verformungsordnungen des resultierenden Luftspaltfeldes
r_s	Exzentrizität der Schelle ohne Wellendurchbiegung
r_e	Exzentrizität eines Wellensegmentes
$r_{e,s}$	Exzentrizität der Schelle mit Wellendurchbiegung
$S_{xx}(f)$	Leistungsspektrum
s	Schlupf von Asynchronmaschinen
s_{lehre}	Stärke der Fühlerlehrenbänder
s_{ring}	Stärke der Elastomerringe
T	Temperatur
T_g	Glasübergangstemperatur
T_{Lager}	Temperatur am Prüflager
T_{Probe}	Temperatur des Prüfkörpers
T_{σ}	Triaxialität des Spannungszustandes
T_p	Leistungs-transmissionskoeffizient
t	Zeit
U	Formänderungsarbeit
U_{dev}	Formänderungsarbeit, welche vom Dehnungsdeviator abhängt
U_{vol}	Formänderungsarbeit, welche von Volumendehnung abhängt
u_v	Funktion der Biegelinie
$u_{v,\text{max}}$	Verschiebung der Biegelinie im Maximum
$u_{v,\text{Lager}}$	Verschiebung der Biegelinie am Lager
V	Vergrößerungsfunktion
\hat{V}_{ela}	komplexe Vergrößerungsfunktion bei elastischer Entkopplung
\hat{V}_L	komplexe Vergrößerungsfunktion beim Longitudinalverfahren
$ \vec{v}_{\text{eff,G}} $	Betrag der effektiven Schwingschnelle am Gehäuse
$ \vec{v}_{\text{eff,LB}} $	Betrag der effektiven Schwingschnelle an der Lagerbuchse
\hat{v}	komplexe Schwingschnelle
$\hat{v}_{g,\text{ela}}$	komplexe Schwingschnelle mit elastischer Zwischenschicht
$\hat{v}_{g,\text{steif}}$	komplexe Schwingschnelle ohne elastische Zwischenschicht
\hat{v}_m^e	komplexe Schwingschnelle der Maschine, Maschine als Erreger
\hat{v}_z	komplexe Schwingschnelle der Zwischenschicht als konzentrierte Masse

$\vec{v}_{\text{eff,G}}$	effektive Schwingschnelle am Gehäuse in drei Raumrichtungen
$\vec{v}_{\text{eff,LB}}$	effektive Schwingschnelle an der Lagerbuchse in drei Raumrichtungen
$v_{v,\text{eff,B}}$	effektive Schwingschnelle am Lagerbock
\hat{Z}	komplexe, mechanische Eingangsimpedanz eines Bauteils
\hat{Z}_{ein}	komplexe, mechanische Eingangsimpedanz des Einmassenschwingers
\hat{Z}_{ela}	komplexe, mechanische Eingangsimpedanz der elastischen Zwischenschicht
\hat{Z}_{g}	komplexe, mechanische Eingangsimpedanz des Maschinengehäuses
\hat{Z}_{m}^e	komplexe, mechanische Eingangsimpedanz der Maschine, Maschine als Erreger
z_n	Anzahl der Nuten im Stator
z_s	Anzahl der Madenschrauben in der Unwuchtschelle
z_{wk}	Anzahl der Wälzkörper
z_z	Anzahl der Zähne eines Getrieberades
α	Druckwinkel
α	logarithmisches Dekrement beim Longitudinalverfahren
α_T	Längenausdehnungskoeffizient
β	Phasenparameter beim Longitudinalverfahren
δ	Strukturdämpfung
ε	Dehnung
η	Verlustfaktor
λ_i^e	kritische Wellenlängen
λ_T	Dehnungsverhältnis
μ	Reibungskoeffizient
ν	Poissonzahl auch Querkontraktionszahl
ω	Winkelgeschwindigkeit bzw. Kreisfrequenz
ω_n	Kreisfrequenz der Rotordrehzahl
ρ	Dichte
σ	Spannung
$\bar{\sigma}$	Spannungstensor
σ_{Mises}	Von Mises Vergleichsspannung
σ_{Nominell}	Spannung bezogen auf Ausgangsquerschnitt
σ_{Wahr}	Spannung bezogen auf tatsächlichen Querschnitt
σ_{vol}	hydrostatische Spannung, auch Kugeltensor
Θ	Verkipfungswinkel des Lagers
v_{Material}	Wellenausbreitungsgeschwindigkeit im Material
$\Delta \varphi$	Phasenverschiebung
$\Delta \varphi_L$	Phasenverschiebung beim Longitudinalverfahren
$\Delta \chi$	Simulationsfehler
Θ_{ar}^e	Anregungsordnung des Wälzlager-Außenringes
Θ_{ir}^e	Anregungsordnung des Wälzlager-Innenringes

Θ_k^e	Anregungsordnung des Wälzlager-Käfigs
$\Theta_{mf,\dots}^e$	Anregungsordnungen des Luftspaltmagnetfeldes
Θ_u^e	Anregungsordnung des Unwucht behafteten Rotors
Θ_{wk}^e	Anregungsordnung eines Wälzkörpers
Θ_z^e	Anregungsordnung der Zähne eines Rades im Getriebe

1 EINLEITUNG

Elektrische Antriebe sind die Antriebe der Zukunft im Straßenverkehr. Der benötigte Bauraum, die Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie und der Wirkungsgrad sind denen eines Verbrennungsmotors überlegen. Den Durchbruch verhinderte bis jetzt die Versorgung mit elektrischer Energie. In den letzten Jahren hat sich die Akkutechnologie, aber auch die Brennstoffzelle, weiterentwickelt und so den elektrischen Antrieb wieder stärker in den Fokus der Automobilindustrie gerückt. Dieser Fokus wurde durch die negative Presse in Verbindung mit den ausgestoßenen Schadstoffen von Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor verstärkt. Es ist zwar möglich, den Schadstoffausstoß durch komplexe Abgasanlagen und Schaltvorrichtungen im Steuertrieb zu reduzieren. Die Kosten für derartige Anlagen sind jedoch hoch und reduzieren in der Regel die Motorlebensdauer. Aber nicht nur technisch empfiehlt sich der Einsatz von elektrischen Antrieben im Kraftfahrzeug, denn die politisch verordneten Regelungen verschiedenster Regierungen zwingen die Industrie zum Einsatz elektrischer Antriebe. Besonders lukrativ für die deutschen Unternehmen war in den letzten Jahren der chinesische Markt, in welchem beispielsweise ab 2020 eine Quote für alternative Antriebe von 12 % gilt. In Folge dessen elektrifizieren die namhaften Hersteller über verschiedene Hybride und teils rein elektrische Fahrzeugkonzepte ihre Modellpalette.

Zwar werden elektrische Antriebe in verschiedensten technischen Baugruppen bereits seit langer Zeit verwendet, die Anforderungen beim Einsatz als Traktionsmaschine im PKW sind aber speziell und erfordern neue Entwicklungen und Technologien. Eine entscheidende Anforderung von Antrieben im PKW ist die Innenraumakustik in der Fahrzeugkabine, welche durch die Antriebsgeräusche, die Abrollgeräusche und die Windgeräusche geprägt wird. Während Verbrennungsmotoren aufgrund ihrer Bauweise hauptsächlich niederfrequente Anordnungen erzeugen, welche teils auch erwünscht sind, führen die Hochdrehzahl-Konzepte und die Wechselrichterspeisung elektrischer Antriebe zu unangenehm hochfrequenten Tönen. Dies wird in Abbildung 1.1 sichtbar. Verglichen wird der Schalldruckpegel im Fahrzeuginneren zweier baugleicher Fahrzeuge mit Elektroantrieb bzw. Benzinmotor. Das Schallspektrum in der Graphik auf der linken Seite zeigt den Benzinmotor mit seinen Motorordnungen und Schaltvorgängen, welche charakteristisch sind für den Verbrennungsmotor. Das Schallspektrum auf der rechten Seite zeigt den Elektroantrieb und im niederfrequenten Bereich bis 500 Hz vor allem das Windgeräusch. Einzelne ausgeprägte Ordnungen verlaufen aber durchgängig bis über 2500 Hz. Diese sind aufgrund der fehlenden Motorgeräuschüberdeckung wahrnehmbar und stören den Fahrkomfort.

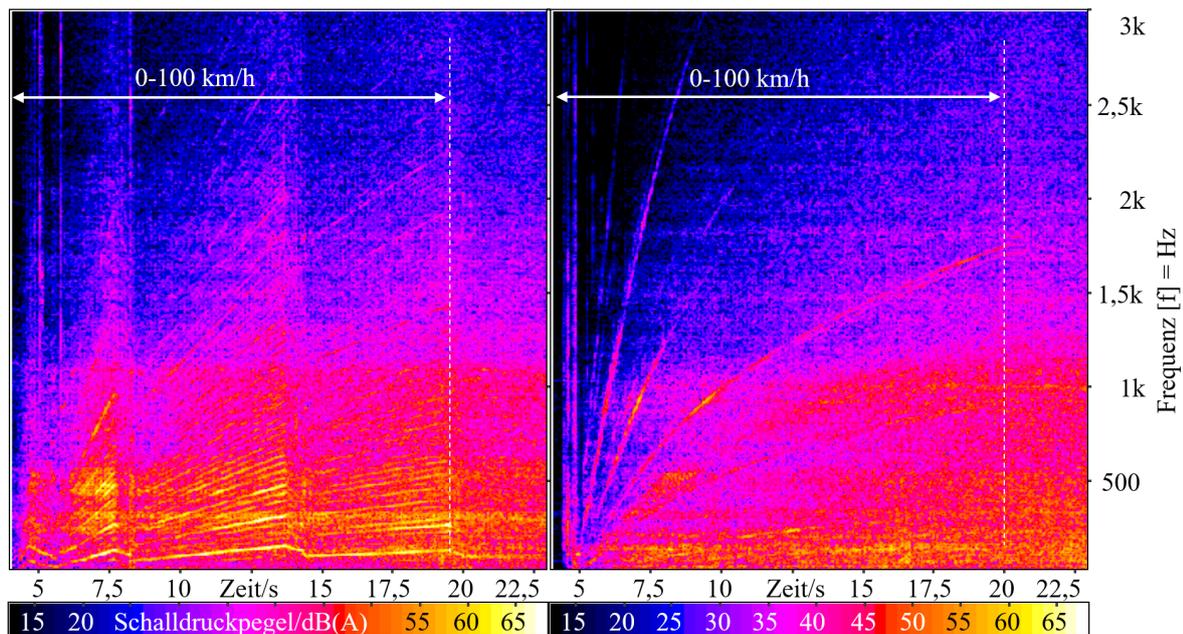


Abbildung 1.1: Schalldruckpegel zweier Beschleunigungsfahrten auf 100 kmh^{-1} bei gleicher Karosserie, links Benzinmotor, rechts Elektroantrieb, gemessen mit einem Kopfbügelmikrofon auf dem Fahrersitz [18]

Im Rahmen dieser Arbeit soll eine Möglichkeit untersucht werden, den abgestrahlten Luftschall elektrischer Aggregate zu reduzieren, um unerwünschte Töne im Geräuschspektrum zu vermeiden. Die Idee ist bekannt: durch Unterbrechung des Körperschallübertragungspfades der rotierenden Bauteile auf die stehenden soll der vom Antriebsgehäuse abgestrahlte Luftschall sinken. Dafür werden Entkopplungselemente aus Elastomeren in der Nähe der Rotorlager eingesetzt, beispielsweise O-Ringe [3]. Vorangegangene Versuche ([21]) haben gezeigt, dass O-Ringe für den Einsatz in Hochdrehzahl-Traktionsmaschinen ungeeignet sind. Die Abkopplung selbst ist gut, der Steifigkeitsverlust im Lagersystem jedoch zu groß. Deshalb wird in dieser Arbeit eine andere Form untersucht mit größerer Anlagefläche, um die Führung des Rotors zu verbessern.

Das Ziel ist es, einen Elastomer-Lagersitz zu finden, welcher die Schwingungen am Gehäuse reduziert, aber dem Rotor nicht unangemessen Freiraum gibt. Im Fokus steht dabei der vom Material verursachte Impedanzsprung, um eine Isolation zu erreichen. Die Arbeit soll als eine Art Leitfaden dienen und aufzeigen, welche technischen Kriterien erfüllt sein müssen, damit der Elastomer-Lagersitz erfolgreich in Traktionsmaschinen eingesetzt werden kann. Die eingesetzten Materialien, Fertigungsverfahren und Toleranzen orientieren sich dabei an der industriellen Praxis.

Um das Ziel zu erreichen, ist die Materialcharakterisierung der Elastomere notwendig sowie die Untersuchung der Lagersitze an verschiedenen Prüfständen. Um aussagekräftige Ergebnisse zu erhalten, müssen die Versuche am Prüfstand vergleichbare Bedingungen aufweisen wie die elektrische Maschine im Fahrzeug. Darum wird ein Teil der Versuche an einem Systemprüfstand bis 18000 min^{-1} durchgeführt. Weiteres zur Zielsetzung und Vorgehensweise findet man in Kapitel 3.

2 STAND DER TECHNIK UND FORSCHUNG

2.1 Elastomere

Elastomere (auch Gummi) bilden zusammen mit Thermoplasten und Duroplasten die Untergruppen der Kunststoffe. In der Fachliteratur werden unterschiedliche Ansichten bezüglich der Zugehörigkeit der Kunststoffe zu den Polymeren vertreten [4, 32, 11].

Ein Strukturmodell der schwachen bzw. weitmaschigen und irreversiblen Vernetzung von Elastomeren zeigt Abbildung 2.1. Der Ausgangsstoff von Elastomeren ist Kautschuk, dazu kommen verschiedene Füllstoffe, Chemikalien und Weichmacher. Bei der Herstellung wird meist die Formgebung und Vernetzung (Vulkanisation) kombiniert; deshalb sind die Werkstoffparameter auch abhängig vom Fertigungsprozess. Übliche Verfahren sind das Pressen, Transferpressen, Spritzgießen und die kontinuierliche Vulkanisation. Werden die Materialeigenschaften aus Prüfplatten ermittelt, können die wahren Bauteilparameter abweichen. Näheres dazu ist Dominghaus [4], Seite 90, oder Eyerer, Hirth und Elsner [7] ab Seite 341 zu entnehmen.

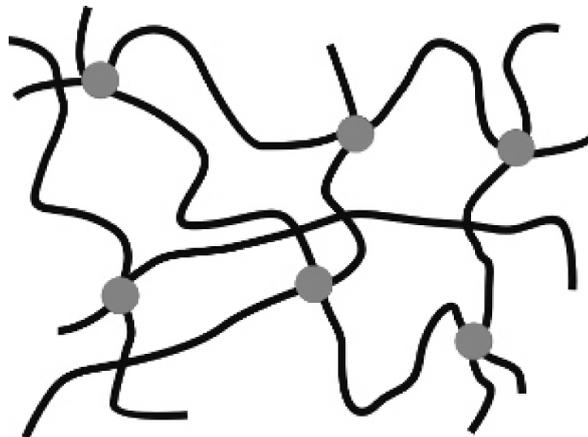


Abbildung 2.1: Irreversible weitmaschige Vernetzung von Elastomeren [4]

2.1.1 Eigenschaften von Elastomerbauteilen

Die Eigenschaften der Elastomere ergeben sich aus ihrer chemischen Zusammensetzung und Vernetzung. Bei der Verwendung müssen folgende Eigenschaften beachtet werden [7, 4, 11]:

- die Entropieelastizität, auch Gummielastizität genannt, beschreibt, in welcher Art und Weise Energie gespeichert wird, wenn äußere Kräfte die innere Struktur ändern, und ist vergleichbar mit der Energieelastizität von Metallgittern. Sie ist gekennzeichnet durch hohe Dehnbarkeiten und geringen Energiebedarf für Deformationen. Die fadenförmigen Molekülketten liegen unbelastet, wie in Abbildung 2.1, als Knäuel vor. Im Falle äußerer Belastung richten sich die Ketten entlang des positiven Dehnungsfeldes aus, die Entropie verringert sich und die nutzbare Energie nimmt zu. Nach dem Entlasten kehren die Ketten in ihre ursprüngliche Form zurück, wobei die Entropie zunimmt und die nutzbare Energie abgegeben wird.
- die Hyperelastizität charakterisiert das Spannungs-Dehnungs-Verhalten bzw. Kraft-Weg-Verhalten von Elastomeren. Der Verlauf ist nicht linear und kann durch verschiedene Modelle beschrieben werden. Es existieren zwei Modellarten, die physikalisch motivierten (Arruda-Boyce, Van der Waals) und die phänomenologischen Modelle (Mooney-Rivlin, Neo-Hookean, Yeoh, Ogden, Marlow).
- die Viskoelastizität beschreibt die Abhängigkeit des Materialverhaltens von Beanspruchungsdauer, -geschwindigkeit und -frequenz. Das Langzeitverhalten, wird durch Relaxation ($\dot{\epsilon}(t) = 0$) und Kriechen ($\dot{\sigma}(t) = 0$) der Elastomere charakterisiert und kann beispielsweise mit einem Zener-Modell der Werkstoffmechanik nachgestellt werden. Ist das Elastomer dynamischen Anregungen (Anregungsfrequenz ≥ 1 Hz) ausgesetzt, wird eine Beschreibung im Frequenzbereich mit einem komplexen Elastizitätsmodul \hat{E} notwendig (siehe dazu auch Unterabschnitt 2.1.2).
- die hohe mechanische Dämpfung bei dynamischer Beanspruchung äußert sich in der Phasenverschiebung $\Delta\varphi$ zwischen Spannung und Dehnung in Folge innerer Reibungsvorgänge der Molekülketten. Die dabei entstehende Wärme muss zusätzlich abgeführt werden. Näheres dazu kann Unterabschnitt 2.1.2 entnommen werden.
- die geringe Zugfestigkeit und Steifigkeit. Gegenüber Stahl ist die Zugfestigkeit R_m um die Größenordnung 10^2 und das statische Elastizitätsmodul bei Raumtemperatur E_0 um den Faktor 10^5 kleiner.
- die hohe Bruchdehnung (auch Reißdehnung) von Elastomeren sowie deren Weiterreißwiderstand. Die Bruchdehnung ist gegenüber Stahl um den Faktor 10^2 größer. Der Weiterreißwiderstand ist ein Qualitätsmerkmal der Kautschukmischung und gibt den Festigkeitsverlust gegenüber einem unbeschädigten Prüfkörper in Abhängigkeit von der Einschnitttiefe an.
- die hohe Temperatur- und Frequenzabhängigkeit der Werkstoffparameter. Der schematische Verlauf des Betrages des komplexen E-Moduls $|\hat{E}|$ und des Verlustfaktors η sind in Abbildung 2.2 dargestellt.
- die Glasübergangstemperatur T_g dient als Anhaltspunkt für die Tieftemperatur-Einsatzgrenze der Bauteile. Unterhalb dieser reagiert das Material spröde und arbeitet im Bereich der Ener-

gieelastizität und verhält sich somit ähnlich wie Stahl. Die Glasübergangstemperatur liegt beim maximalen Verlustfaktor vor (siehe Abbildung 2.2 für Näheres).

- die Inkompressibilität ($\nu = 0,5$), welche eine Volumenänderung trotz äußerer Kräfte, bei gleichbleibender Temperatur, verhindert. Aus diesem Grunde muss genügend Raum für erwünschte Verformungen vorgesehen werden. Andernfalls kann die absichtliche Begrenzung des zur Verfügung stehenden Raumes große Verschiebungen verhindern.
- die Alterung des Bauteils. Elastomere sind aufgrund ihrer geringen Bindungsenergie und Packungsdichte der Makromoleküle besonders anfällig für Alterungsvorgänge [7]. Bei der Verwendung von Elastomerbauteilen muss die Beständigkeit gegen einsatzrelevante Chemikalien und Strahlung überprüft werden, beispielsweise die Quellbeständigkeit gegen Getriebeöl und die Ozonbeständigkeit bei der Verwendung im Freien. Auch elektromagnetische Strahlung kann zur Alterung beitragen.
- die physikalischen Kennwerte unterscheiden sich um mehrere Größenordnungen im Vergleich zu Stahl. Die Dichte von Elastomeren ρ ist kleiner als $1,9\text{g cm}^{-3}$. Der thermische Ausdehnungskoeffizient beträgt in etwa das Zehnfache von Stahl, und die Wärmeleitfähigkeit ist niedrig. Im Gegenzug dazu ist der spezifische elektrische Widerstand hoch.
- der signifikante Unterschied in den Materialkosten verschiedener Elastomermischungen.

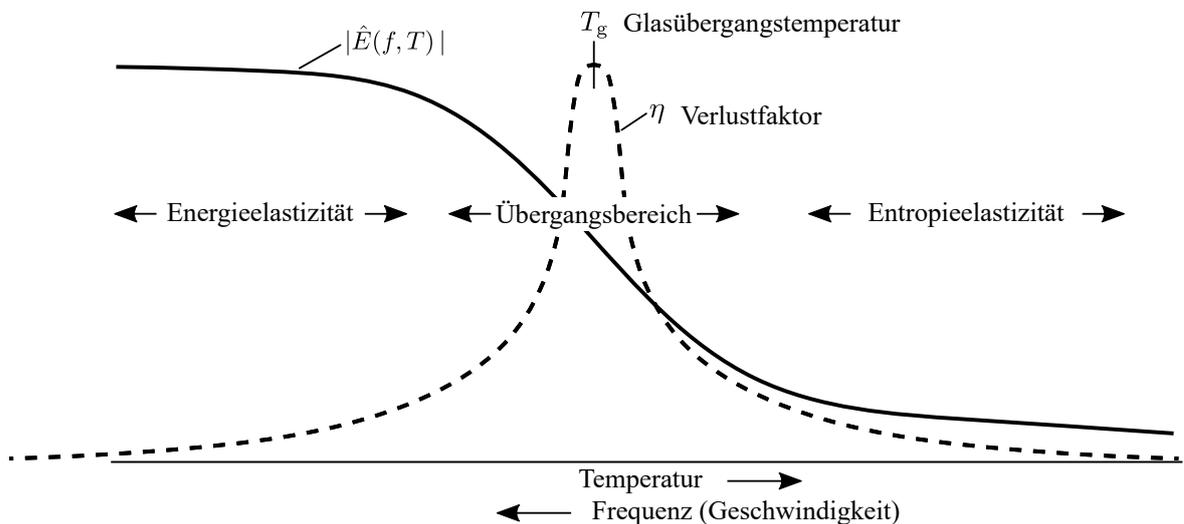


Abbildung 2.2: Schematischer Verlauf von Elastizitätsmodul und Verlustfaktor von Elastomeren in Abhängigkeit von der Belastungstemperatur und der Anregungsfrequenz [11]

Eine gekürzte Auswahl verschiedener Elastomereigenschaften wird im Anhang auf Seite 127 aufgezeigt.

2.1.2 Lineare Viskoelastizität im Frequenzbereich

Für die folgende Darlegung werden Annahmen getroffen. Die Materialzelle wird durch eine sinusförmige Kraft oder Verschiebung belastet. Die Amplituden der resultierenden Spannungen und Dehnungen sind ausreichend klein. Das frequenzabhängige Verhalten des Materials ist folglich amplitudenunabhängig (keine Hyperelastizität im Frequenzbereich). Des Weiteren gelten Homogenität und Isotropie. Es wird angenommen, dass die Poissonzahl ν im untersuchten Frequenz- und Temperaturbereich konstant ($\nu = \text{const.}$) ist, eine legitime Annahme laut [23, 39, 27].

Die Annahme, dass Spannung und Dehnung bei viskosem Verhalten zeitversetzt auftreten, führt wie von Nolle [23] beschrieben zur Formulierung des komplexen Elastizitätsmoduls

$$\hat{E}(f) = E'_{\text{Speicher}}(f) + iE''_{\text{Verlust}}(f) \quad , \quad (2.1)$$

welches von der Frequenz abhängt. Speicher- und Verlustmodul sind um 90° phasenverschoben. Das Speichermodul entspricht dem üblichen Elastizitätsmodul. Spannung und Dehnung liegen in Phase. Das Verlustmodul ist ein Maß für den nicht nutzbaren Anteil der Energie, die als Wärme an die Umgebung abgegeben wird. In Analogie zur Elektrotechnik lässt sich das komplexe Elastizitätsmodul wie in Abbildung 2.3 darstellen. Über das Verhältnis von Speicher und Verlustmodul kann der Verlustfaktor

$$\eta(f) = \tan(\Delta\varphi(f)) = \frac{E''_{\text{Verlust}}(f)}{E'_{\text{Speicher}}(f)} \quad (2.2)$$

berechnet werden. Er ist ein Maß für die Materialdämpfung.

Auch andere Module wie Kompressions- und Schubmodul können komplex dargestellt werden und lassen sich über die Poissonzahl umrechnen. Komplexe Module finden Anwendung bei der Berechnung von Amplitude und Phase der Systemantwort einer Struktur, welche einer harmonischen Anregung mit gegebener Frequenz ausgesetzt ist. Beispielsweise können komplexe Module direkt in manchen FEM-Programmen eingegeben werden. Dem Phänomen der frequenzabhängigen Steifigkeits- und Dämpfungswerte von Elastomeren kann so Rechnung getragen werden. Es existieren verschiedene Verfahren zur Bestimmung komplexer Materialmodule; einige sind in Eyerer [7] ab Seite 549 und in Kazemirad [16] aufgeführt.

2.1.3 Acrylatkautschuk (ACM)

Elastomere auf Acrylatkautschuk-Basis haben eine gute Öl-, Temperatur-, Witterungs- und Alterungsbeständigkeit [4]. Aufgrund des Preises und der schwierigen Verarbeitung lohnt sich der Einsatz nur, wenn die Wärmebeständigkeit günstigerer Elastomere wie beispielsweise Acrylnitrilbutadienkautschuk (NBR) nicht ausreicht, teure Silikon- oder Fluorkautschuke (FKM) jedoch noch nicht

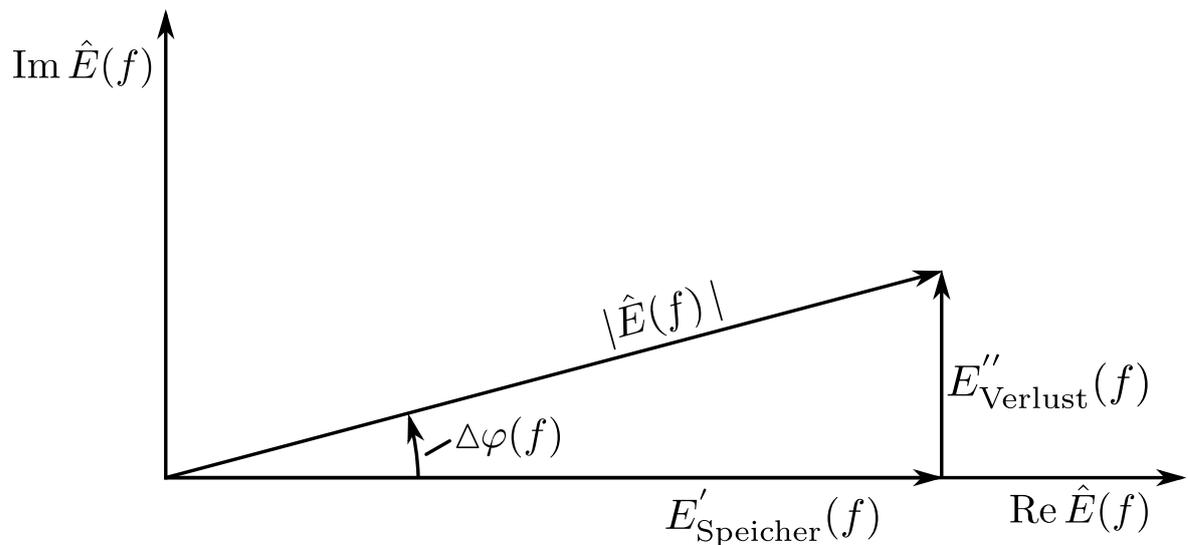


Abbildung 2.3: Vektorielle Darstellung des komplexen Elastizitätsmoduls, aufgeteilt in Realteil E'_{Speicher} und Imaginärteil E''_{Verlust} mit der Phasenverschiebung $\Delta\varphi$

notwendig sind [11]. Im Besonderen interessant ist die gute Beständigkeit von ACM in Motoren-, Getriebe- und ATF-Ölen beim Einsatz in elektrischen Antrieben in der Nähe der Rotorlager. Oft werden die Lager mit dem Getriebeöl geschmiert und gekühlt.

Im Automobil- und Motorenbereich wird der Werkstoff ACM in Wellendichtringen, O-Ringen, Schläuchen und weiteren Dichtungen sowie Formteilen, die höheren Temperaturen und Mineralölen ausgesetzt sind, verwendet. Bekannte Handelsnamen sind Nipol AR[®], Hytemp[®], TOA Acron[®] und Noxtite[®] [4, 11].

2.1.4 Ethylenacrylatkautschuk (AEM)

Gegenüber ACM ist Ethylenacrylatkautschuk (AEM) weniger temperaturempfindlich bezüglich der Werkstoffkennwerte und deckt einen größeren thermischen Einsatzbereich ab. Damit schließt AEM die Lücke zwischen dem etwas günstigeren ACM und den deutlich teureren FKM-Werkstoffen. Dafür sind die AEM-Werkstoffe weniger beständig gegen ATF- und Getriebeöle. Auch Zugfestigkeit und Weiterreißwiderstand sind bei AEM gegenüber ACM höher. Die wichtigste Eigenschaft von AEM als schwingungstechnisches Bauteil ist sein gutes Dämpfungsvermögen, welches deutlich über dem von ACM liegt. Die zusätzliche Wärmeenergie muss jedoch abgeführt werden. Wird zur Entkoppelung vor allem mit Impedanzsprüngen gearbeitet wie in der vorliegenden Arbeit, verliert das erhöhte Dämpfungsvermögen an Relevanz.

AEM wird vordergründig in Kühlwasserschläuchen, Membranen und Dichtungen der Automobilindustrie eingesetzt. Das hohe Dämpfungsvermögen qualifiziert es außerdem für den Einsatz von

Bauteilen aus dem Arbeitsgebiet der Schwingungen und Geräusche (NVH). Ein Vertreter ist unter dem Handelsnamen Vamac[®] bekannt [4].

2.2 Lagersitze mit Elastomeren

Lagersitze mit Elastomeren sind eine passive Maßnahme zur Schwingungsminderung durch Entkopplung bzw. Isolation (Abbildung 2.5). In speziellen Anwendungsfällen, beispielsweise bei Turbinen oder bei Turbomolekularpumpen, kann durch Elastomerelemente auch eine Verstimmung (Verschiebung der Eigenfrequenzen) durch Veränderung der Systemparameter erreicht werden [3]. Dabei werden die schwingungsmindernden Eigenschaften von einer Isolation und einer Verstimmung oft gleichzeitig ausgenutzt. Die Elastomere trennen dabei die erregende von der umgebenden Struktur, welche oft unerwünschte Schallabstrahlung hervorruft. Das Prinzip ist in Abbildung 2.4 dargestellt. Ein Impedanzsprung reduziert die Ausbreitung von Schallwellen an die umgebende Struktur durch

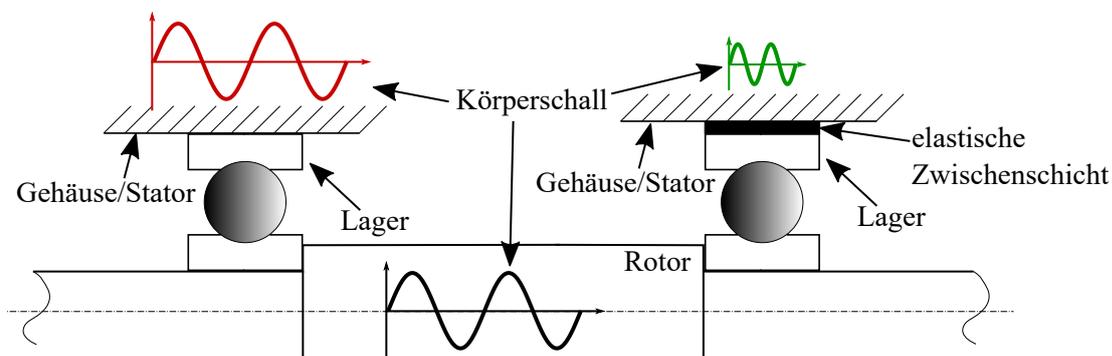


Abbildung 2.4: Die Grundidee von Lagersitzen mit Elastomeren

Isolation; Näheres dazu wird in Unterabschnitt 2.2.1 erläutert. Die Isolation reduziert nicht die Energie in der erregenden Struktur, deswegen sind Maßnahmen zur Beseitigung der Schwingursache immer Isolationsmaßnahmen vorzuziehen, sofern die wirtschaftliche Machbarkeit gegeben ist.

2.2.1 Wirkprinzipien: Isolation und Verstimmung

Die Isolation kann in drei Frequenzbereiche unterteilt werden: die Schwingisolation ($f < 100\text{Hz}$), die Körperschallisolation ($f > 100\text{Hz}$) und die Körperschalldämmung ($f \gg 100\text{Hz}$). Der Übergang von einer Isolationsform zur nächsten ist dabei fließend. Die angegebenen Frequenzen sind Richtwerte und sind Abhängig vom Eigenverhalten der Struktur. Die Literatur ist sich teils uneins über die Kategorisierung der Wirkprinzipien; Isolation, Entkopplung, Verstimmung, Dämmung und Dämpfung werden unterschiedlich eingeordnet [10, 43, 35, 19]. Die Einteilung erfolgt in dieser Arbeit über die an der Schwingung beteiligten Masse der Bauteile. Bei einer Schwingisolation ist

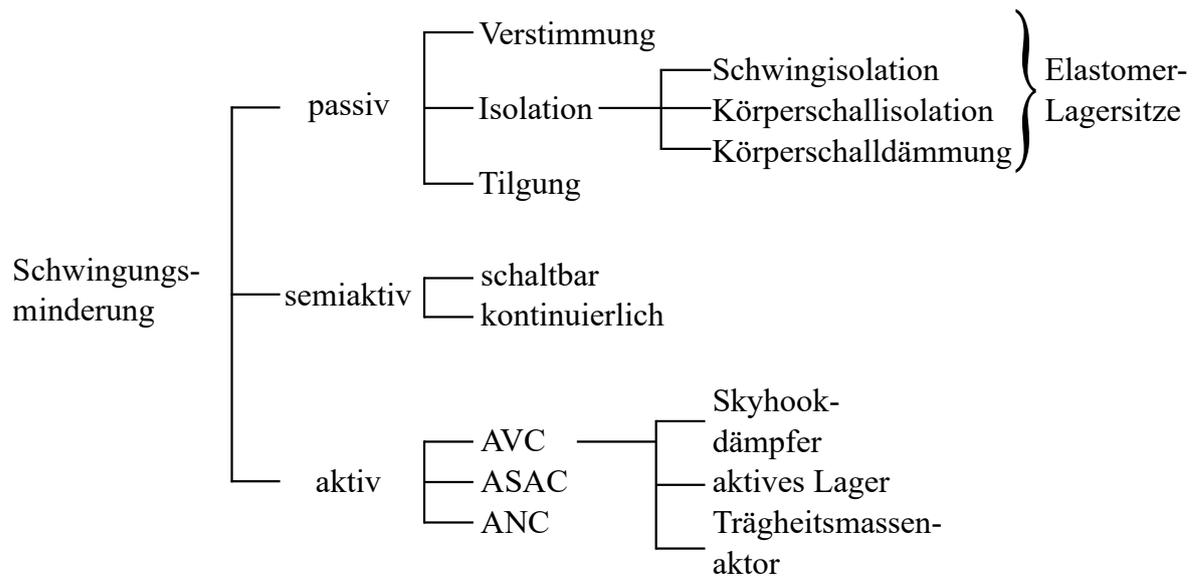


Abbildung 2.5: Einordnung der Elastomer-Lagersitze in die Maßnahmen der Schwingungsminderung, modifiziert nach [43] (ANC: Active Noise Control, ASAC: Active Structural Acoustic Control, AVC: Active Vibration Control)

die Wellenlänge der Schwingung deutlich größer als die Bauteilabmaße. In diesem Falle können die Bauteile als Starrkörper angesehen werden und die Trägheit der gesamten Bauteilmasse wirkt der Bewegung entgegen; entsprechend ist das ganze Bauteil an der Bewegung beteiligt. Bei höheren Frequenzen nimmt die Wellenlänge ab. Je nach Form und Lage der Schallwelle im Bauteil, ändert sich die Masse die der Schwingung entgegenwirkt, was für die Berechnung der Isolation eine reduzierte dynamische Masse erfordert. Man spricht nun von Körperschallisolation. Steigt die Frequenz weiter, sinkt die Wellenlänge und die Körperschallwelle bewegt fast keine Masse mehr; es wird ausschließlich Energie und Impuls weitergegeben durch schnelle Bewegung der Teilchen mit kleinen Amplituden. In diesem Bereich wirkt die Körperschalldämmung, welche nicht mehr maßgeblich von der schwingenden Masse abhängt, sondern auch von der Wellenausbreitungsgeschwindigkeit v_{Material} im Material. Es können näherungsweise die Gesetze zur Luftschallausbreitung angewendet werden, auch wenn in Festkörpern neben Transversal- und Longitudinalwellen auch Dehnwellen, Biege- und Torsionswellen auftreten, die mit den Gesetzen zur Luftschallausbreitung nicht beachtet werden.

Schwingisolation und Körperschallisolation

Bei der Schwing- und Körperschallisolation erreicht man eine reduzierte Körperschallübertragung im Falle der Schwingisolation aufgrund des dynamischen Verhaltens der Gesamtstruktur und im Falle der Körperschallisolation über das dynamische Verhalten an der Koppelstelle. In diesem Zusammenhang sind vor allem die Eigenfrequenzen der Struktur von Bedeutung. Die Schwingisolation wirkt nach der ersten Eigenfrequenz und basiert auf der Phasendifferenz zwischen Ober- und Unterkante

der elastischen Lagerung. Bei der Körperschallisolation ist die Bewegung an den Koppelstellen zueinander relevant, die Bauteile können dann nicht mehr als Starrkörper angesehen werden. Gerade bei höheren Frequenzen haben Baugruppen sehr viele Eigenfrequenzen; dadurch wird die Beschreibung des dynamischen Verhaltens erschwert. Ohne messtechnische Bestimmung der dynamischen Massen zur Berechnung der einzelnen Impedanzen ist eine genauere Aussage über das Übertragungsverhalten der Struktur nicht mehr möglich.

Für die Schwing- und Körperschallisolation ist die mechanische Impedanz

$$\hat{Z} = \frac{\hat{F}}{\hat{v}} \quad (2.3)$$

maßgeblich. Sie ist der Widerstand, den ein Bauteil einer punktförmig aufgebracht und schwingenden Kraft entgegensetzt, und bildet sich aus dem Quotient von Kraft \hat{F} und Schwinggeschwindigkeit \hat{v} . Die punktförmig eingeleitete Kraft erzeugt in Abhängigkeit von Frequenz bzw. Wellenlänge eine starre Schwingung des Körpers (Schwingisolation) oder ein sich kugelförmig ausbreitendes Wellenfeld an der Einwirkungsstelle des Bauteils (Körperschallisolation bzw. Körperschalldämmung).

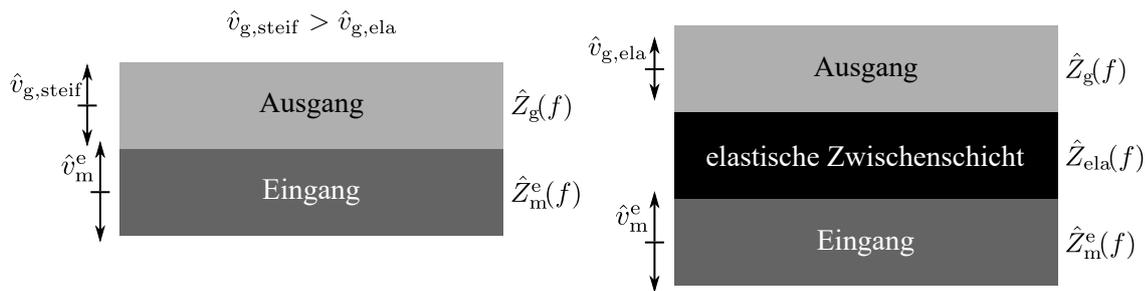


Abbildung 2.6: Sandwichstruktur mit und ohne elastische Zwischenschicht mit der Maschine (m) als Erreger, einer elastischen Zwischenschicht (ela) und dem Gehäuse (g)

Laut Sinambari [35] berechnet sich bei einer Schwingisolation und Körperschallisolation der Betrag der Vergrößerungsfunktion

$$|\hat{V}_{\text{ela}}(f)| = \left| \frac{\hat{v}_{\text{g,ela}}}{\hat{v}_{\text{g,steif}}} \right| = \left| \frac{1 + \hat{Z}_{\text{m}}^e / \hat{Z}_{\text{g}}}{1 + \hat{Z}_{\text{m}}^e / \hat{Z}_{\text{g}} + \hat{Z}_{\text{m}}^e / \hat{Z}_{\text{ela}}} \right| \quad (2.4)$$

über die drei mechanischen Eingangsimpedanzen von Erreger \hat{Z}_{m}^e , Struktur bzw. Gehäuse \hat{Z}_{g} und elastischer Zwischenschicht \hat{Z}_{ela} . Der Übersichtlichkeit halber wurde in Formel (2.4) auf die Darstellung der Frequenzabhängigkeit verzichtet. Die Vergrößerungsfunktion ist der Quotient der Schwinggeschwindigkeit mit und ohne elastische Zwischenschicht; es gilt $|\hat{V}_{\text{ela}}(f)| < 1$. Das zugehörige Modell zeigt Abbildung 2.6. Wie groß der Vorteil ausfällt, hängt von den einzelnen Impedanzen ab. Die Eingangsimpedanzen von realen Bauteilen sind frequenzabhängig, einerseits durch das Material hervorgerufen, andererseits wegen der Impedanzbrüche in der Nähe von Eigenfrequenzen. Im Falle

der Schwingisolation betrachtet man die erste Eigenfrequenz der Gesamtstruktur; denn erst nach der ersten Eigenfrequenz wirkt die Isolation. Für weitere Informationen dazu siehe [43] ab Seite 186.

Die Berechnung der Impedanz realer Bauteile ist oft nicht möglich. In diesem Falle müssen die Werte experimentell ermittelt werden. Eine analytische Berechnung ist für eine Schwingisolation oft hinreichend genau, da hier die dynamische Masse keine Rolle spielt. Im Falle des Einmassenschwingers

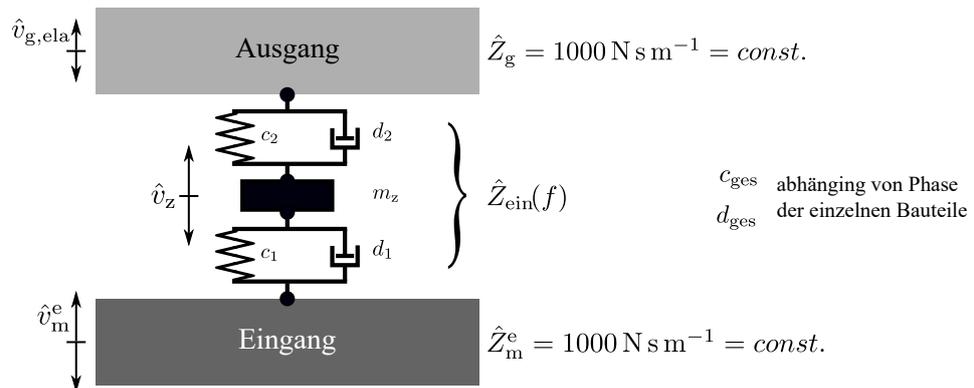


Abbildung 2.7: Sandwichstruktur mit konzentriertem Einmassenschwinger, die Wahl der Ein- und Ausgangsimpedanz ist willkürlich

$$\hat{Z}_{ein}(f) = im2\pi f + b_{ges} + \frac{c_{ges}}{i2\pi f} \quad (2.5)$$

kann die Impedanz \hat{Z} aus den bekannten Größen, Masse m , Dämpfungskonstante b_{ges} und Steifigkeit c_{ges} , berechnet werden. Durch Abänderung des Modells aus Abbildung 2.6 entsteht die in Abbildung 2.7 dargestellte Prinzipskizze, welche die Abhängigkeit der Vergrößerungsfunktion $|\hat{V}_{ela}(f)|$ von den Zwischenschicht-Parametern veranschaulicht. Grundsätzlich profitiert eine Körperschallisolation von einer geringen Eingangsimpedanz der Zwischenschicht. Für eine Isolation müssen Masse, Steifigkeit und Dämpfung der Zwischenschicht gering sein. Im realen Anwendungsfall muss aber ein Gleichgewicht zwischen Entkopplung, Systemstabilität und Lebensdauer gefunden werden. Die Dämpfung verbessert das Systemverhalten maßgeblich in der Nähe von Eigenfrequenzen und darf nicht zu niedrig ausfallen. Die Steifigkeit muss genügen, um den Orbit des Rotors nicht über eine annehmbare Größe hinaus wachsen zu lassen. Abbildung 2.8 ist zu entnehmen, dass sich eine hohe Steifigkeit auf niedrige Frequenzen negativ auswirkt und die Masse vor allem hohe Frequenzen beeinflusst. Der Einfluss der Dämpfungskonstante ist im Beispiel frequenzunabhängig. Bei Elastomeren trifft dies jedoch nicht zu. Der Verlustmodul von Elastomeren ist stark frequenzabhängig.

Weiterhin sollte man beachten, dass eine geringe Masse, Steifigkeit und Dämpfung nur bei der Zwischenschicht zu einer schlechteren Geräuschübertragung führt. Dies gilt nicht für den Einleitungspunkt, an dem eine schwingende Kraft wirkt; denn ein hoher Wellenwiderstand (hohe Eingangsimpedanz) reduziert den eingeleiteten Körperschall in das Bauteil.

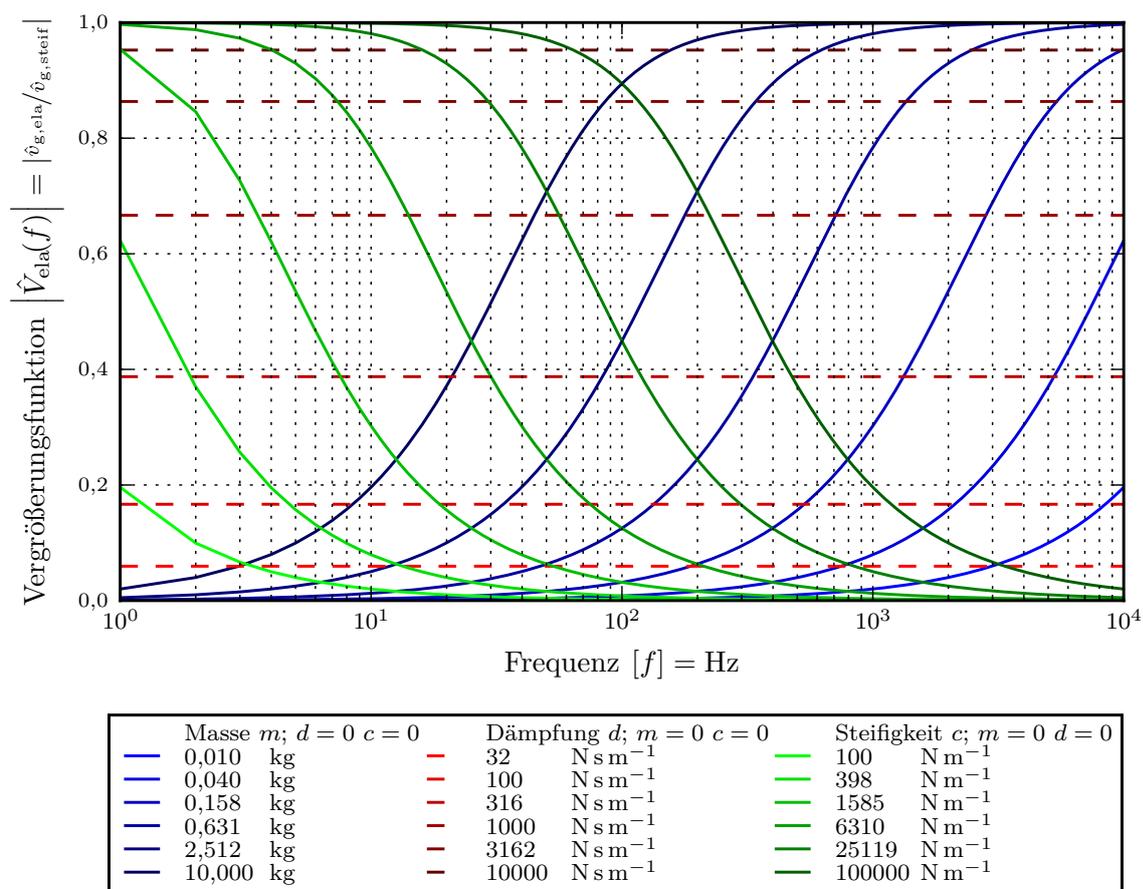


Abbildung 2.8: Vergrößerungsfunktion in Abhängigkeit der Systemparameter eines Einmassenschwingers bei Verwendung des Modells aus Abbildung 2.7

Körperschalldämmung

Trifft eine Welle, hier Körperschallwelle, auf eine Grenzfläche verschiedener Impedanzen, kommt es zu Reflexion und Transmission sowie zu Phasenverschiebung. Je größer der Impedanzsprung, desto größer die Amplitude der reflektierten Welle und desto kleiner die Transmission. Angenommen wird, dass die Körperschallwellen senkrecht auf die Grenzflächen eintreffen und dass keine Wellenformen entstehen, die aufgrund von Scherung im Material hervorgerufen werden [10]. Scherung im Material führt zu Biege-, Dehn- und Torsionswellen. Im Unterschied zur Schwingisolation und Körperschallisolation spielt die Dynamik der Koppelstelle jetzt eine untergeordnete Rolle, die Eigenfrequenzen der Bauteile sind nicht mehr entscheidend. Für die Körperschalldämmung sind die Druckverhältnisse im Ausbreitungsmedium und die Materialeigenschaften relevant. Diese Eigenschaften werden durch die akustische Impedanz

$$\hat{A}(\underline{x}) = \frac{\hat{p}(\underline{x})}{\hat{v}(\underline{x})} \quad (2.6)$$

abgebildet, welche sich aus dem komplexen Schalldruckfeld $\hat{p}(\underline{x})$ und dem komplexen Schallschnellefeld $\hat{v}(\underline{x})$ berechnet. Für reine Longitudinalwellen ohne Reflexionen kann die akustische Impedanz $\hat{A} = \rho_m c_m$ über die Dichte des Mediums ρ_m und die Wellenausbreitungsgeschwindigkeit im Medium c_m ermittelt werden [10].

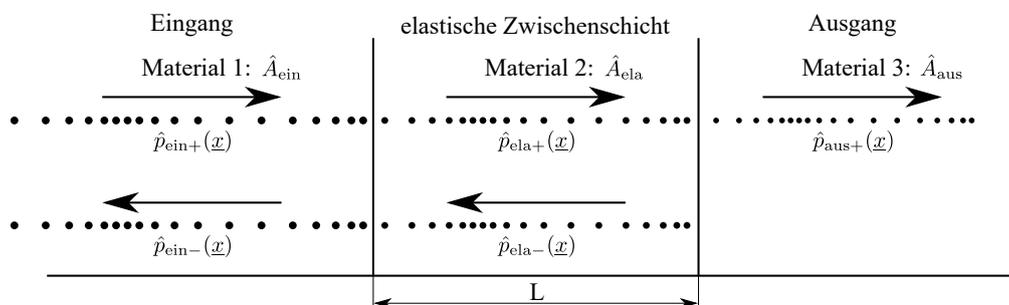


Abbildung 2.9: Dreischichtiges Modell für die Körperschalldämmung [19]

Für die Berechnung der Wirksamkeit einer Körperschalldämmung mit drei Materialien (siehe Abbildung 2.9 Eingang, Zwischenschicht, Ausgang) kann der Leistungstransmissionskoeffizient [19]

$$T_P(f) = \left| \frac{\hat{p}_{\text{aus}+}(\underline{x})}{\hat{p}_{\text{ein}+}(\underline{x})} \right|^2 = \frac{4\hat{A}_{\text{ein}}\hat{A}_{\text{ela}}^2\hat{A}_{\text{aus}}}{\hat{A}_{\text{ela}}^2 [\hat{A}_{\text{ein}} + \hat{A}_{\text{aus}}]^2 \cos^2\left(\frac{2\pi f}{c_{\text{ela}}}L\right) + [\hat{A}_{\text{ela}}^2 + \hat{A}_{\text{ein}}\hat{A}_{\text{aus}}]^2 \sin^2\left(\frac{2\pi f}{c_{\text{ela}}}L\right)} \quad (2.7)$$

verwendet werden. Er ist das quadratische Verhältnis des unreflektierten, senkrecht einfallenden Schalldruckes $\hat{p}_{\text{ein}+}(\underline{x})$ und des senkrecht abgestrahlten Schalldruckes am Ausgang $\hat{p}_{\text{aus}+}(\underline{x})$ und wird über die akustischen Impedanzen \hat{A} der einzelnen Materialien sowie über die Wellenausbreitungsgeschwindigkeit der elastischen Zwischenschicht c_{ela} berechnet. Die Dicke der Zwischenschicht L fließt ebenfalls direkt in die Berechnung mit ein. Der Leistungstransmissionskoeffizient nimmt Werte zwischen null und eins an, wobei null für eine vollständige Unterbrechung des Körperschalls steht und eins für eine Durchlässigkeit des Körperschalls ohne Reflexionen.

Verstimmung

Die Modifizierung der Systemparameter verändert das Eigenverhalten von technischen Strukturen. Unerwünschte Schwingungen in markanten Betriebspunkten wie Leerlaufdrehzahl oder Fahrt mit ca. 50 km h^{-1} können so in weniger häufig auftretende Betriebspunkte verschoben werden. Krämer [17] beschreibt einen Laval-Rotor mit flexiblen Lagern und Lagerdämpfung. Die Eigenfrequenz des starr gelagerten Laval-Rotors

$$f_{\text{steif}}^k = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_w}{m}} \quad (2.8)$$

kann mit der Wellensteifigkeit c_w und der konzentrierten Masse m berechnet werden. Der Einfluss von Steifigkeit und Dämpfung auf die Eigenfrequenzen bei elastischer Lagerung ist Abbildung 2.10

zu entnehmen. Der Verlauf der ersten Eigenfrequenz über der Lagersteifigkeit ist abhängig von der Lagerdämpfung. Ohne diese führt eine Reduktion der Steifigkeit auch immer zu einem Absinken der Eigenfrequenz. Der Zusammenhang ist nicht linear. Mit Dämpfung führt ein Absenken der Lagersteifigkeit nicht zwangsläufig zu einer Reduktion der Eigenfrequenz; besonders hohe Dämpfungen neutralisieren die Wirkung der Steifigkeit. Entsprechend führt eine Erhöhung der Lagerdämpfung auch zu einer Erhöhung der Eigenfrequenz. Die Veränderung der Lagersteifigkeit wirkt sich nicht

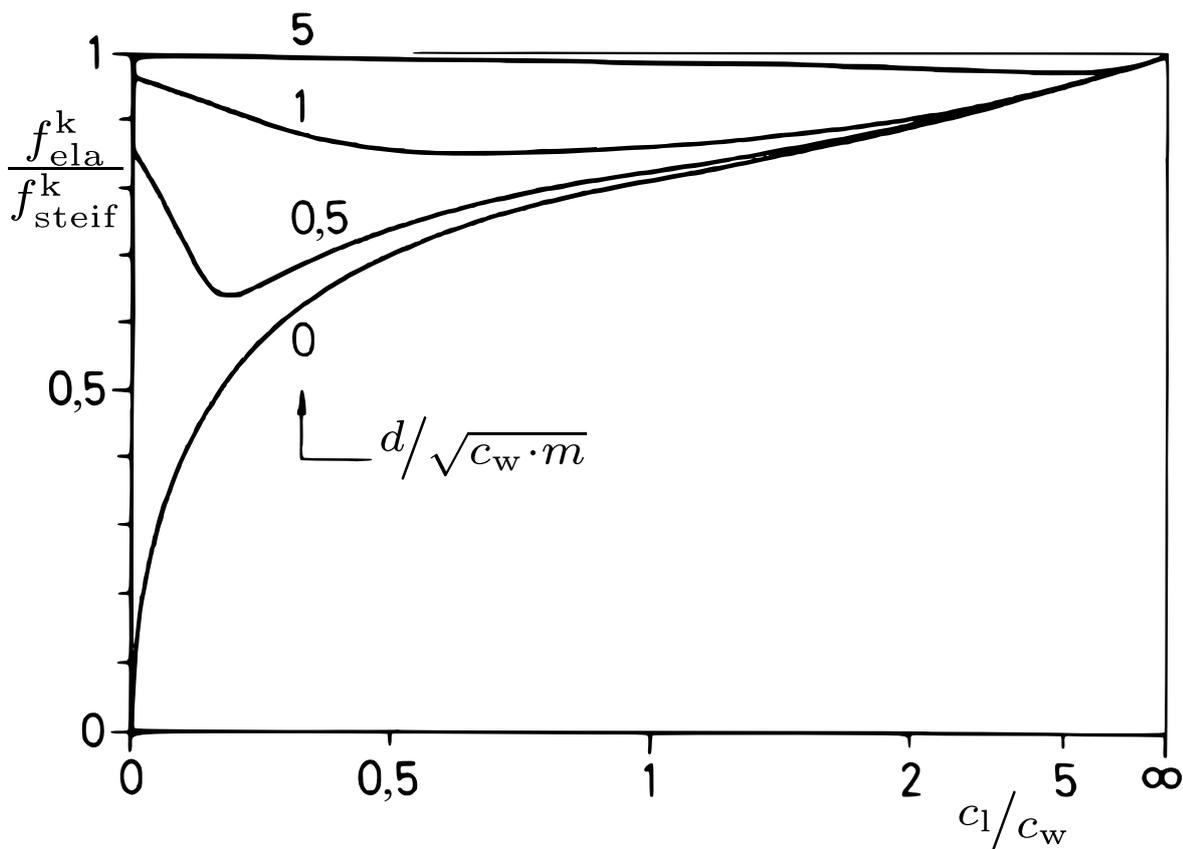


Abbildung 2.10: Einfluss der Lagersteifigkeit c_1 und Lagerdämpfung d auf die erste Eigenfrequenz f_{ela}^k , normiert durch die erste Eigenfrequenz des Laval-Rotors mit starren Lagern f_{steif}^k [17]

nur auf die Lage der ersten Eigenmoden aus, sondern beeinflusst auch die Form und Reihenfolge der Moden entscheidend. In Abbildung 2.11 ist die Reihenfolge der Eigenmoden und ihrer Formen bei drei unterschiedlichen Lagersteifigkeiten dargestellt [36]. Für eine starre Lagerung bildet sich die bekannte Form der ersten drei Moden mit jeweils einem, zwei und drei Maxima aus. Durch eine flexible Lagerung erhöht sich die Anzahl der Eigenfrequenzen im niedrigen Drehzahlbereich. Die Eigenform mit zwei Maxima liegt dann in der Reihenfolge an Position vier. Die Lager selbst haben aufgrund ihrer spezifischen Steifigkeit ebenfalls Eigenfrequenzen.

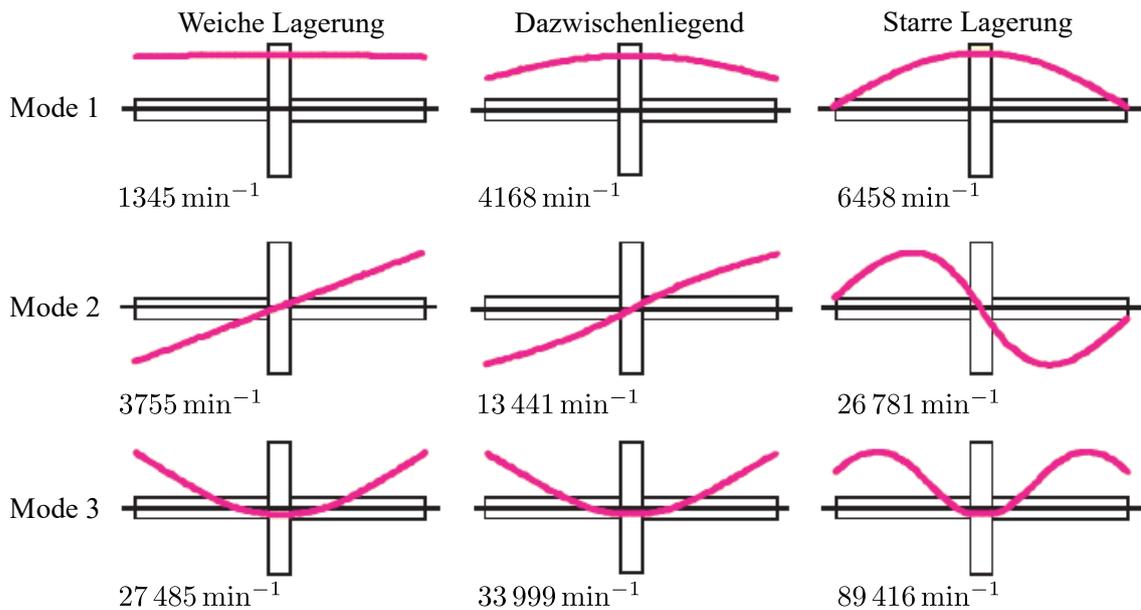


Abbildung 2.11: Einfluss der Lagersteifigkeit auf die Form der Eigenmoden eines Laval-Rotors; die Formen der Welle sind farblich dargestellt, die Lager nicht sichtbar [36]

2.2.2 Vorangegangene Untersuchungen

Eine der umfangreichsten Arbeiten zum Thema Elastomer-Lagersitze ist die von Tillema [38]. Im Vordergrund der Arbeit steht die numerische Berechnung, Simulation und Methodenentwicklung. Für die Charakterisierung der Materialien verwendet Tillema ein DMA-Gerät (Dynamic Mechanical Analyzer) und den Zeit-Temperatur-Zusammenhang der Elastomere. Die Isolations- und Verstimmungswirkung der Elastomerringe wurde mit einem Rotationsprüfstand und einem einfachen Elektromotor bis 6000 min^{-1} untersucht, wobei der Einfluss der Ringe auf das Eigenverhalten im Vordergrund stand. Tillema bescheinigt den Elastomerringen eine mögliche Reduktion des Schalldruckpegels bis zu 5 dB. Abschließend wird eine Akustiksimulation des Prüfmotors durchgeführt. Hinsichtlich der Anwendung bei Elektromotoren wird klar hervorgehoben, dass Wechselkräfte, welche aufgrund des Luftspaltfeldes am Stator angreifen, nicht durch Elastomerschichten am Lager isoliert werden können. Da die anvulkanisierten und selbst hergestellten Ringe die entscheidenden Betriebstoleranzen negativ beeinflussen, schlägt Tillema für eine bessere Vergleichbarkeit der Ringe die Herstellung mittels Spritzgießen vor. Des Weiteren wird erläutert, dass für eine praktische Umsetzung der Einfluss auf die Anregungskräfte sowie Temperaturempfindlichkeit und Aspekte der Lebensdauer mit zu untersuchen sind.

Ebenfalls hat sich Bormann [3] mit Elastomer-Lagersitzen auseinandergesetzt. Er verwendet Dichtungsringe mit Kreis- oder Rechteckquerschnitt für die Abstützung des Rotors. Das Hauptaugenmerk liegt auf der Bestimmung der Materialkennwerte mit den zugehörigen Stoffgesetzen und der Beschreibung der Elastomerring-Steifigkeiten und -Dämpfungen sowie deren Verhalten im Modell des Laval-Rotors. Auch hier werden Drehzahlen bis 6000 min^{-1} im praktischen Versuch behandelt. Der

Einfluss auf die abgestrahlten Geräusche von Rotorsystemen wird nicht direkt untersucht. Es zeigt sich, dass der Betrieb eines Rotors in Resonanznähe mit Elastomerringen möglich ist und die Systemstabilität durch die eingebrachte Dämpfung verbessert wird. Allerdings hängen die Eigenschaften der verbauten O-Ringe stark von Vorpressung und Reibverhältnissen ab, was eine Vorhersage der dynamischen Verhältnisse erschwert.

Gasch et al. [9] widmen in ihrem Buch „Rotordynamik“ ein Kapitel der Bettung von Wälzlagern in Elastomeren. Das mechanische Modell basiert auf dem Laval-Rotor mit elastischen Lagern, wobei der Verlustfaktor der O-Ringe, und nicht wie üblich, das Lehr'sche Dämpfungsmaß Verwendung findet. Von besonderer Bedeutsamkeit sind die Untersuchungen zur Stabilität im überkritischen Bereich unter Beachtung der Dämpfung sowie der Einfluss verschiedenster O-Ring-Materialien. Auch die Abhängigkeit der Resonanzmaxima von Dämpfung und dem Steifigkeitsverhältnis von Welle zu Lager wird betrachtet.

Scholz [31] beschäftigt sich mit der Auslegung von Elastomer-Lagersitzen in komplexen Rotorsystemen und betrachtet auch die Eigenschaften des Maschinengehäuses. Die Ermittlung der Werkstoffdaten beruht ebenfalls auf dem Prinzip der Zeit-Temperatur-Verschiebung. Dabei wird ein optimierter Shift-Prozess vorgestellt. Mit einem dynamischen Prüfstand wird das radiale Verhalten der Elastomerringe bis 70 Hz charakterisiert, und es werden Experimente an einem Versuchsrotor bis 3000 min^{-1} durchgeführt. Eine Fallstudie am Ende zeigt einen hypothetischen Einsatz von Elastomerringen in einem Flugtriebwerk und bestätigt aus schwingungstechnischer Sicht die Möglichkeit, die üblichen Quetschöldämpfer zu ersetzen.

2.3 Geräuschempfindung und Psychoakustik

Im Rahmen der Arbeit soll nur ein kleiner Teil dieses Fachgebietes betrachtet werden, denn die Physiologie des Hörens ist komplex und lässt sich nicht mit wenigen Größen in Gänze beschreiben. Die Akustik elektrischer Maschinen darf nicht vernachlässigt werden, obwohl im Allgemeinen der Schalldruckpegel gegenüber Verbrennungsmaschinen geringer ist. Einer der Hauptgründe dafür liegt in dem Zusammenhang von Schalldruckpegel und Lautstärkepegel. Der Schalldruckpegel

$$L_p = 10 \log_{10} \left(\frac{P^2}{P_0^2} \right) \quad (2.9)$$

wird über den quadrierten Quotienten von Schalldruck P und Referenzdruck P_0 berechnet. Der Zusammenhang zwischen Lautstärkepegel und Schalldruckpegel ist rein subjektiv und wurde in DIN ISO 226 [1] für reine Dauertöne festgelegt; er kann Abbildung 2.12 entnommen werden. Das Ohr zeigt sich besonders empfindlich für Frequenzen zwischen 2,5 kHz und 4 kHz. Bei einem konstanten Schalldruckpegel L_p von 50 dB nimmt der Hörer bei 200 Hz einen Lautstärkepegel L_N von ca. 35 phon wahr, bei 3 kHz jedoch rund 53 phon. Der Vergleich von Schalldruckpegeln ist somit ungeeignet,

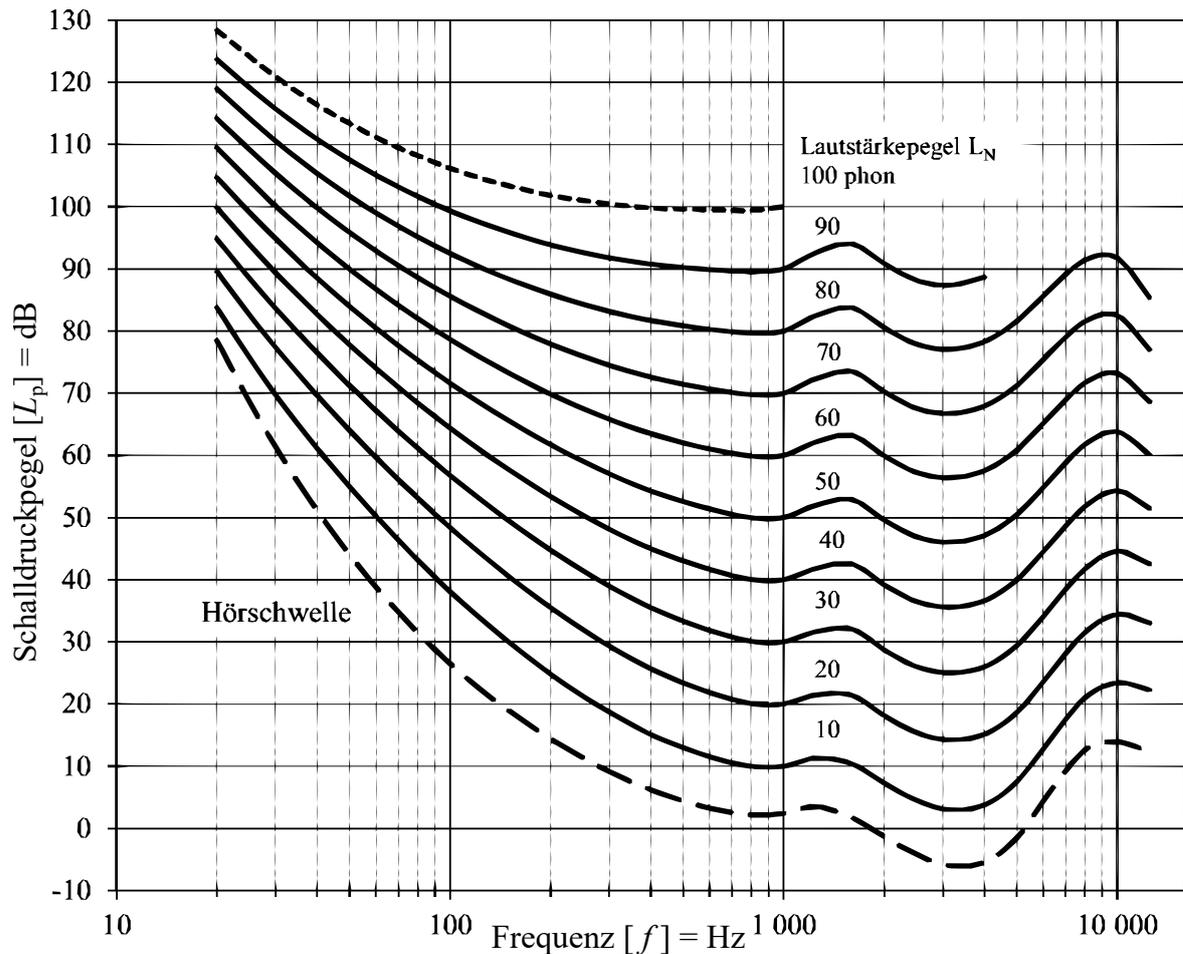


Abbildung 2.12: Normalkurven gleicher Lautstärkepegel für reine Töne aus [1, 36]

um die tatsächliche Empfindung zu beurteilen, wenn Geräusche mit verschiedenen Frequenzanteilen vermessen wurden. Um dieses Problem zu lösen, wurden Empfindungsgrößen eingeführt: Lautheit, Rauigkeit, Tonhöhe, Schärfe und Klanghaftigkeit [43]. Die Berechnung ist in der Regel abhängig vom Aufbau des zu charakterisierenden Geräusches bzw. Tones. Ein reiner Ton ist synthetisch mit einer definierten Frequenz. Treten zusätzlich vielfache Ganzzahlige der Grundfrequenz auf, entsteht ein harmonischer Klang. Ein Geräusch wird charakterisiert durch ein kontinuierliches Spektrum. Ein komplexer Ton zeichnet sich durch die Überlagerung von Geräusch und reinen Tönen aus. Dies entspricht dem typischen Klangbild einer elektrischen Maschine, wobei die Töne oft vom Magnetfeld verursacht werden und die Geräusche zum Beispiel vom Kühlsystem und der Lüftung.

Hohe Anregungsordnungen sowie Drehzahlen regen in ungünstigen Systemaufbauten von Traktionsmaschinen den besonders gut hörbaren Bereich des menschlichen Hörfeldes an, wie Abbildung 2.13 zeigt. In der Mitte bei ca. 1 kHz wird das typische Spektrum eines Geräusches dargestellt; die Frequenzen sind über einen breiten Bereich kontinuierlich angeregt. Dazu kommen die klaren Ordnungslinien, welche von der Drehzahl abhängig Töne verursachen. Im Zusammenspiel ergibt sich ein komplexer Ton. Näheres zur Ursache der hohen Ordnungen kann Abschnitt 2.4 entnommen wer-

den.

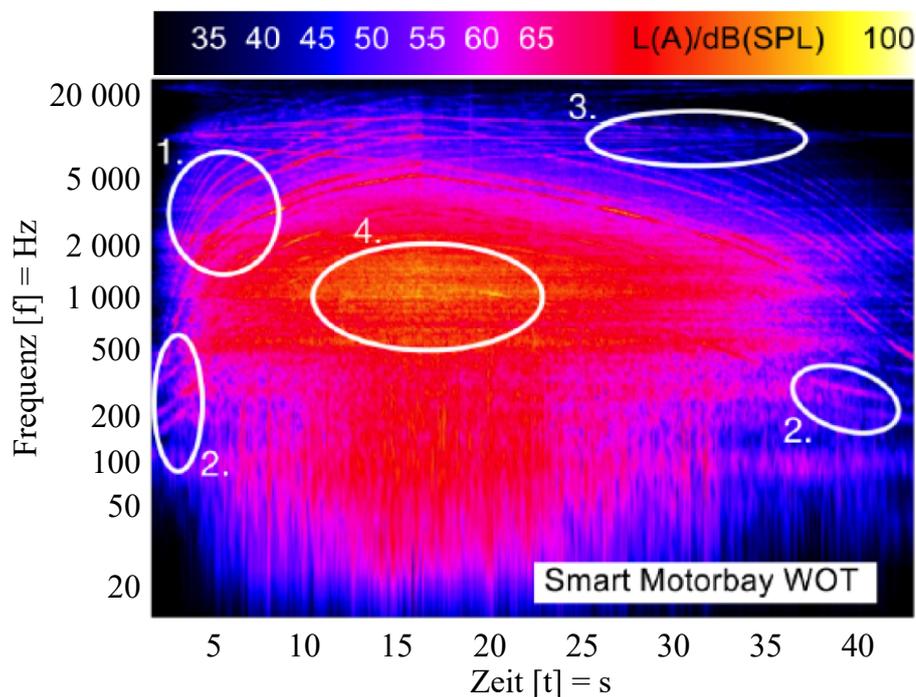


Abbildung 2.13: Campbell-Diagramm einer elektrischen Traktionsmaschine mit: Motorordnungen im hör-empfindlichen Frequenzbereich (1), Warnton (2), Inverterschaltfrequenz (3) sowie breitbandigem Geräusch (4) [37]

2.4 Geräusche elektrischer Antriebsstränge

Werden elektrische Maschinen im Umfeld von Menschen eingesetzt, müssen die Geräusche möglichst wenig stören. Besonders bei der Verwendung als Traktionsmaschine für Reisezüge, Straßenbahnen oder Elektrofahrzeuge darf der entstehende Lärm den Komfort nicht reduzieren. Verschiedenste Ingenieure und Wissenschaftler beschäftigten sich deshalb seit den 1950er Jahren mit der Geräuschentwicklung und Akustiksimulation elektrischer Maschinen und derer zugehöriger Baugruppen wie Leistungselektronik und Getriebe [6, 18, 21, 13, 29, 22, 15]. Die Geräusche werden in drei Arten untergliedert: magnetische, fluiddynamische und mechanische. In Abbildung 2.14 sind die Quellen und ihre Verursacher aufgeführt. Im Folgenden werden die einzelnen Arten näher beschrieben. Dabei wird auf eine Erläuterung der fluiddynamischen Geräusche verzichtet und im Besonderen auf die mechanischen Geräusche eingegangen. Fluiddynamische Geräuschprobleme können durch Lagersitze aus Elastomeren nicht verringert werden, während Elastomer-Lagersitze fast alle Arten von mechanischen Geräuschen verändern. Die Reduzierung magnetischer Geräusche ist nur möglich, wenn das resultierende Luftspaltfeld Auflagereaktionen am Läufer bzw. Polrad hervorruft. Weiterhin zeigen die Ausführungen, dass die Erregerfrequenzen elektrischer Antriebsstränge im besonders

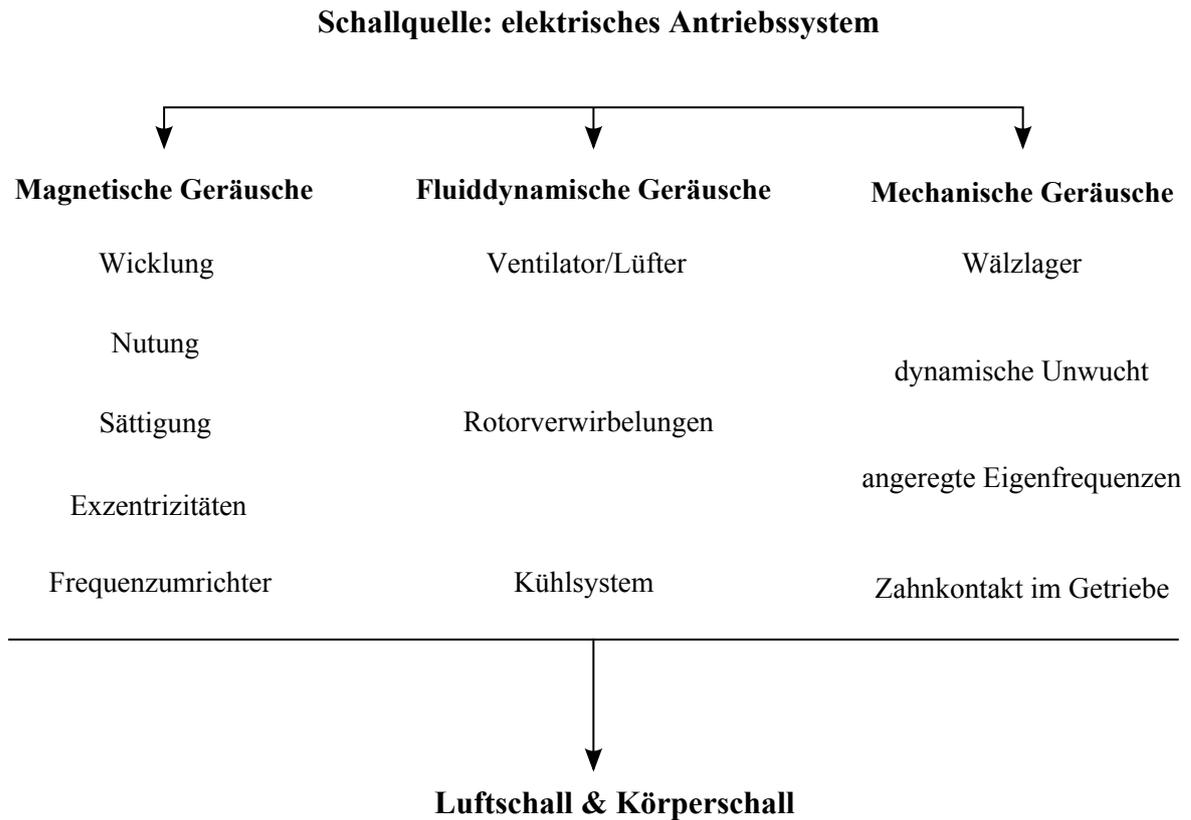


Abbildung 2.14: Geräuschquellen von elektrischen Maschinen

empfindlichen Bereich des Gehöres liegen (siehe dazu Abschnitt 2.3).

In den folgenden Abschnitten wird die Grundfrequenz des Rotors

$$f_r^e = n_r \quad (2.10)$$

regelmäßig benötigt. Diese wird in der Regel auf die Drehzahl des Antriebsrotors n_r bezogen, also den Läufer der elektrischen Maschine. Üblich ist die Verwendung von Hertz $[f_r^e] = \text{Hz}$ als Einheit. Weiterhin soll die Aufzählung der einzelnen Ordnungen dazu dienen, Erregerquellen von Geräuschen im Aufbau elektrischer Aggregate detektieren zu können. Für einen adäquaten Einsatz von Elastomer-Lagersitzen müssen störende Körperschallanregungen über die Lager ans Gehäuse geleitet werden.

2.4.1 Magnetische Geräusche und Töne

Drehfeldmaschinen bestehen aus einem Rotor und einem Stator. Im Stator wird das Drehfeld erzeugt, welchem der Rotor folgt. In Asynchronmaschinen ist der Schlupf zwischen Stator- und Rotordrehzahl für die Momentenbildung wesentlich, in Synchronmaschinen der Polradwinkel zwischen Rotor und Stator. Die Statorwicklung besteht aus m Strängen (in der Regel $m = 3$). In jedem der Stränge fließt ein Wechselstrom mit der Statorstromfrequenz f_s und erzeugt ein Wechselfeld. Die Ströme der

Stränge sind zueinander phasenverschoben, in Folge dessen die einzelnen Wechselfelder ein magnetisches Drehfeld erzeugen. Die Anzahl der Pole des Feldes ist abhängig vom Aufbau der Maschine und wird durch das Wicklungsdesign bestimmt. Das Wicklungsdesign wird grob durch die Lochzahl q beschrieben, über welche die Einteilung in Ganzloch- oder Bruchlochwicklung sowie in konzentrierte und verteilte Wicklungen möglich ist.

Körperschall wird hervorgerufen durch am Körper angreifende Kräfte, welche mit einer Frequenz $f > 0$ schwingen. Kräfte können im Magnetfeld durch Lorentzkräfte entstehen und durch Maxwell'sche Grenzflächenspannungen hervorgerufen werden, wobei die Geräusche in der Regel durch Letztergenannte verursacht werden. Die Maxwell'schen Grenzflächenspannungen sind das Resultat einer sich ändernden magnetischen Permeabilität im Magnetfeld, wenn zum Beispiel das Feld aus dem Statorblech austritt und in den Luftspalt übergeht. Die Spannungen an der Oberfläche, bezogen auf ihre Wirkfläche, erzeugen dann eine Kraft. Die Richtung der Grenzflächenspannungen ist abhängig von der Größe des Permeabilitätsunterschiedes. Im Fall von Eisen zu Luft ist der Anteil der tangential zur Austrittsfläche wirkenden Kräfte klein und kann für die Geräuschbildung vernachlässigt werden. Letztendlich muss für die Bestimmung der geräuscherzeugenden Kräfte das Luftspaltfeld beschrieben und in seine Formen und Frequenzen zerlegt werden.

Das Luftspaltfeld kann über die Drehfeldtheorie beschrieben werden. Details und Herleitungen kann man z. B. [33] entnehmen. Das Magnetfeld im Luftspalt kann aufgefasst werden als Summe einzelner Feldwellen, erzeugt durch Stator und Rotor. Der Strombelag der Wicklung erzeugt eine Grundwelle mit der Polpaarzahl der Maschine sowie Oberfelder. Die Frequenzen und Formen der Oberfelder können über Fourierreihenzerlegung bestimmt werden. Parametrische Felder sind das Ergebnis von Leitwertschwankungen und werden hervorgerufen durch die Nutung, Eisensättigung oder magnetische Exzentrizitäten. Beim Rotor muss zwischen Asynchron- und Synchronmaschine unterschieden werden. Die Läuferrestfelder des Grundstroms einer Asynchronmaschine werden durch die Nutung des Käfigs und durch den Schlupf beeinflusst. Wie beim Stator setzt sich das Magnetfeld aus dem rückwirkenden Haupt- und besagten Läuferrestfeldern, d.h. Oberfeldern zusammen. Bei Synchronmaschinen, welche eine Erregerwicklung oder Permanentmagnete haben, gibt es keinen Schlupf zwischen Stator und Rotor. Das Läuferfeld bzw. Polradfeld ist somit nur von der Polzahl und der geometrischen Gestaltung des Läufers abhängig. Die Polzahl der Oberfelder sind ungradzahlige Vielfache der Grundpolzahl. Weiterhin erzeugen Oberschwingungen der Wicklungsströme zusätzliche Oberfelder in Drehfeldmaschinen.

Jeder Luftspaltfeldanteil kann als sinusförmiges, umlaufendes magnetisches Feld mit einer Polzahl und einer Kreisfrequenz aufgefasst werden. Aus der Wechselwirkung zweier dieser Feldwellen entstehen jeweils zwei Radialzugspannungswellen, die den Statorring zu verformen trachten. Die Summe bzw. die Differenz der Polpaarzahlen der beiden Luftspaltfeldanteile bestimmt die Verformungsordnung. Die Summe bzw. die Differenz der Frequenzen ist maßgebend für die Anregungsfrequenz. Abbildung 2.15 zeigt die ersten sechs Verformungsordnungen. Höhere Ordnungen sind meist irrelevant, weil die Eingangsimpedanz des Statorrings hinreichend hoch ist. Für den Einsatz von Elasto-

mer-Lagersitzen ist die erste Verformungsordnung $r = 1$ relevant. Nur diese Ordnung führt zu Auf-
lagereaktionen an Rotor und Stator, wie man Abbildung 2.15 entnehmen kann. Diese sogenannten
Rüttelkräfte sind meist die Folge von Exzentrizitäten und treten beispielsweise auf, wenn die Au-
ßenkontur des Rotors nicht zentrisch zur Statorsachse (statische Exzentrizität) oder Rotordrehachse
(dynamische Exzentrizität) liegt. Die am Rotor entstehenden Rüttelkräfte können über Elastomer-
Lagersitze entkoppelt werden.

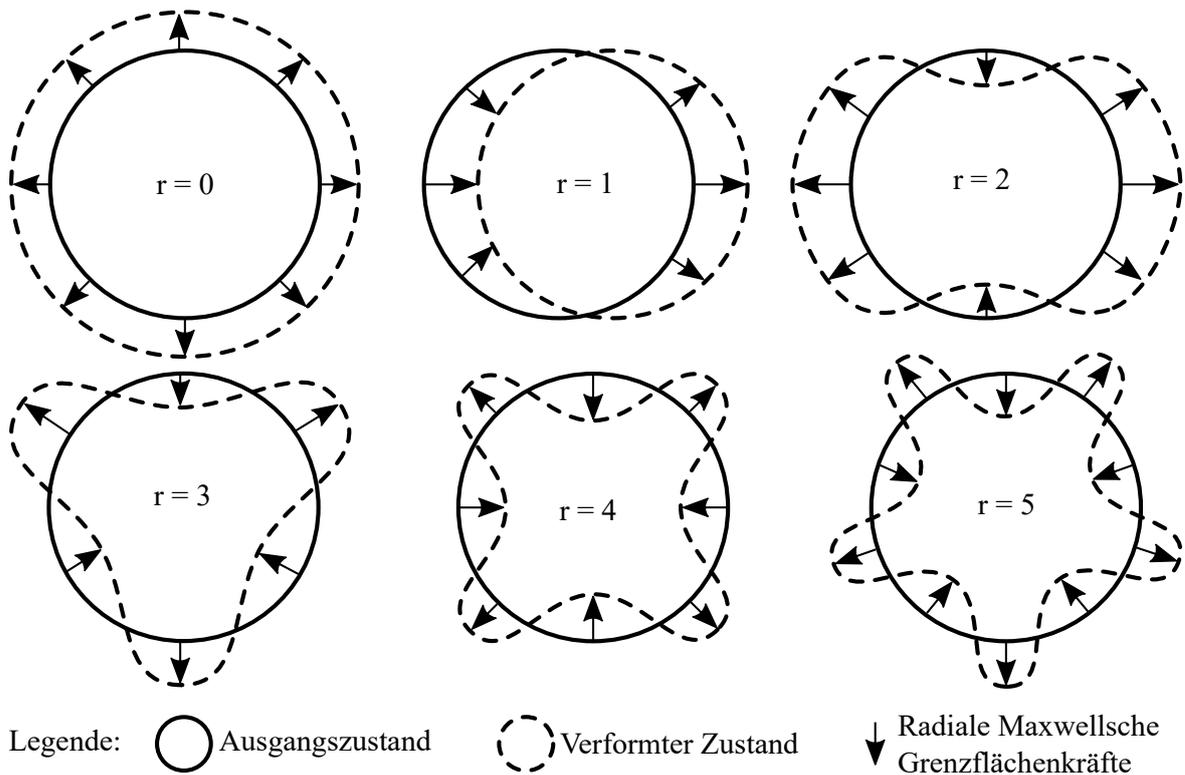


Abbildung 2.15: Verformungsordnungen elektrischer Maschinen, hervorgerufen durch das resultierende Luftspaltfeld

Bevor im weiteren Verlauf die Berechnung der Verformungsordnungen und Anregungsfrequenzen angegeben wird, sollten noch folgende Punkte beachtet werden: Ob eine Verformungsordnung und die zugehörige Frequenz ein störendes Geräusch verursacht, hängt von vielen Faktoren ab. Die magnetische Flussdichte des Luftspaltfeldanteils ist relevant für die Größe der Kraftanregung. Weiterhin können Auslöschungen oder Verstärkungen auftreten, welche abhängig sind von der Phase der Oberfelder. Die Eigenfrequenzen der Bauteile müssen ebenfalls beachtet werden. Oft treten unangenehme Geräusche nur in Erscheinung, wenn eine erregende Verformungsordnung eine kritische Eigenfrequenz eines Bauteils anregt. Bei üblich aufgebauten Drehfeldmaschinen ist das Ständerjoch der weichste Teil und reagiert mit den größten Verformungen auf die radialen Grenzflächenkräfte. Entsprechend entsteht der Töne verursachende Körperschall hauptsächlich im Stator. Daraus lässt sich ableiten, dass das Potential zur Reduzierung magnetischer Geräusche von Elastomer-Lagersitzen gering ist.

Die folgenden Formeln können [33] entnommen werden und gelten für Induktionsmaschinen mit Käfigläufer. Für Synchronmaschinen gilt $s = 0$ und $N_r = 2p$. Grundlegend wird für die Berechnung die Frequenz des Statorgrundstromes

$$f_s = \frac{n_r}{1-s} p \quad (2.11)$$

benötigt, welche zusammenhängt mit der mechanischen Drehzahl n_r des Rotors und über die Polpaarzahl p und den Schlupf s zwischen Rotor und Stator berechnet wird. Weiterhin benötigt man die Lochzahl

$$q = \frac{N_s}{2pm} = \frac{qz}{q_N} \quad , \quad (2.12)$$

die über die Anzahl der Statornuten N_s berechnet wird. Die Lochzahl wird für eine konzentrierte Wicklung kleiner gleich eins ($q \leq 1$) und für eine verteilte Wicklung mindestens eins ($q \geq 1$). Bei Ganzlochwicklungen wird die Lochzahl ganzzahlig, und der Nenner der Lochzahl q_N nimmt den Wert eins an. Bei Bruchlochwicklungen, die i.d.R. nur bei Synchronmaschinen eingesetzt werden, ist die Lochzahl ein Bruch.

Mit der Rotornutenzahl N_r können für Induktionsmaschinen mit Käfigläufer die wichtigsten Verformungsordnungen

$$r_{n,I} = g_r N_r + 2mp \frac{g_s}{q_N} + 2p \quad \text{und} \quad r_{n,II} = g_r N_r - 2mp \frac{g_s}{q_N} \quad (2.13)$$

berechnet werden, die aus den Restfeldern des Läuferkäfigs sowie aus Leitwertschwankungen der Läuferferritung und den Strombelägen der Ständerwicklung entstehen. Die Variablen g_s und g_r sind ganzzahlige Laufvariablen und nehmen die Werte

$$g_s, g_r = 0; \pm 1; \pm 2; \pm 3; \dots \quad (2.14)$$

an. Die zugehörigen Frequenzen

$$f_{n,I}^e = f_s \left[\frac{g_r N_r}{p} (1-s) + 2 \right] \quad \text{und} \quad f_{n,II}^e = f_s \left[\frac{g_r N_r}{p} (1-s) \right] \quad (2.15)$$

sind Vielfache der Grundfrequenz des Statorstromes. Die Oberfelder aus der magnetischen Sättigung führen zu den Verformungsordnungen

$$r_{s,I} = r_{n,I} + 2p \quad \text{und} \quad r_{s,II} = r_{n,II} + 2p \quad (2.16)$$

sowie zu den Frequenzen

$$f_{s,I}^e = f_{n,I}^e + 2f_s \quad \text{und} \quad f_{s,II}^e = f_{n,II}^e + 2f_s \quad . \quad (2.17)$$

Aufgrund von Exzentrizitätsfeldern entstehen die Verformungsordnungen

$$r_{e,I} = r_{n,I} + 1 \quad \text{und} \quad r_{e,II} = r_{n,II} - 1 \quad . \quad (2.18)$$

Die zugehörigen Frequenzen

$$f_{e,I}^e = f_s \left[\frac{g_r N_r + K}{p} (1-s) + 2 \right] \quad \text{und} \quad f_{e,II}^e = f_s \left[\frac{g_r N_r - K}{p} (1-s) \right] \quad (2.19)$$

nehmen für $K = 0$ die Werte für die statische Exzentrizität und für $K = 1$ die zugehörigen Werte für die dynamische Exzentrizität an.

Die drehzahlunabhängigen Ordnungen der Anregungen

$$\Theta_{n,I}^e = \frac{f_{n,I}^e}{f_r^e}, \quad \Theta_{n,II}^e = \frac{f_{n,II}^e}{f_r^e}, \quad \Theta_{s,I}^e = \frac{f_{s,I}^e}{f_r^e}, \quad \Theta_{s,II}^e = \frac{f_{s,II}^e}{f_r^e}, \quad \Theta_{e,I}^e = \frac{f_{e,I}^e}{f_r^e}, \quad \Theta_{e,II}^e = \frac{f_{e,II}^e}{f_r^e} \quad (2.20)$$

können über die Rotorfrequenz f_r^e , Formel (2.10), berechnet werden.

2.4.2 Mechanische Geräusche

Wälzlager

Wie von Borisavljevic in [2] beschrieben, werden in elektrischen Maschinen Wälz-, Gleit-, Luft- und Magnetlager eingesetzt. Wälzlager finden in Traktionsmaschinen am häufigsten Verwendung und werden im Rahmen dieser Dissertation in Kombination mit Elastomer-Lagersitzen bewertet.

Ein Wälzlager erregt die umgebende Struktur aufgrund von zwei Merkmalen [40, 41],

- den Formfehlern (Abbildung 2.16) von Innenring, Außenring, Käfig und Wälzkörper als Resultat von unvermeidlichen Herstellungstoleranzen und möglicherweise vorliegenden Schädigungen der Bauteile,
- dem Steifigkeitswechsel (Abbildung 2.17), welchen die verschiedenen Lastrichtungen erfahren während einer vollen Umdrehung des Innenrings als Ergebnis sich fortbewegender Wälzkörper, anisotroper Lagerträger und ungleichmäßig verteilter Lastzonen (bei nicht genügender Vorspannung [26]).

Für das übliche Anwendungsszenario eines Wälzlagers – mit einem rotierendem Innenring und einem stehenden Außenring – können die Erregerfrequenzen unter Annahme idealen Abrollens wie folgt berechnet werden [40]. Der regelmäßige Steifigkeitswechsel aufgrund der Kugelbewegung führt zu

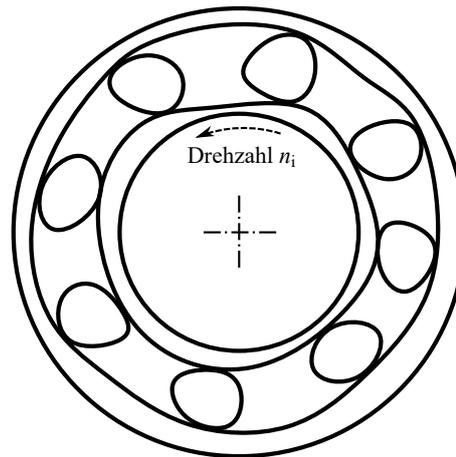


Abbildung 2.16: Formfehler durch Welligkeit an den Wälzkörpern sowie Innen- und Außenring am Beispiel des Rillenkugellagers [41]

einer modulierten Auslenkung, hervorgerufen durch die radiale Belastung. Die daraus resultierende Außenringüberrollfrequenz

$$f_{ar}^e = \frac{1}{2} n_{ir} z_{wk} \left(1 - \frac{d_{wk}}{d_m} \cos \alpha \right) \quad (2.21)$$

wird aus der Drehzahl des Innenrings n_{ir} , dem Wälzkörperdurchmesser d_{wk} , dem mittleren Lagerdurchmesser d_m , der Wälzkörperanzahl z_{wk} und dem Druckwinkel α berechnet. Dieselbe Frequenz kann auch durch Unregelmäßigkeiten wie Partikel und Formfehler auf dem Außenring emittiert werden. Des Weiteren führen die Formfehler und Schädigungen der Wälzlagerbauteile zu Anregungsfrequenzen ausgehend vom Innenring

$$f_{ir}^e = \frac{1}{2} n_{ir} z_{wk} \left(1 + \frac{d_{wk}}{d_m} \cos \alpha \right), \quad (2.22)$$

dem Käfig

$$f_k^e = \frac{1}{2} n_{ir} \left(1 - \frac{d_{wk}}{d_m} \cos \alpha \right) \quad (2.23)$$

und dem Wälzkörper

$$f_{wk}^e = n_{ir} \left(\frac{d_m}{d_{wk}} - \frac{d_{wk}}{d_m} \cos^2 \alpha \right). \quad (2.24)$$

Die Anregungsfrequenzen sind von der Drehzahl des Wälzlager-Innenrings abhängig. Die drehzahlunabhängige Ordnung der Anregungen

$$\Theta_{ar}^e = \frac{f_{ar}^e}{f_r^e}, \quad \Theta_{ir}^e = \frac{f_{ir}^e}{f_r^e}, \quad \Theta_k^e = \frac{f_k^e}{f_r^e}, \quad \Theta_{wk}^e = \frac{f_{wk}^e}{f_r^e} \quad (2.25)$$

kann wieder über die Rotorfrequenz f_r^e berechnet werden. In der vorliegenden Arbeit kommen Lager vom Typ 6008 und 6209 zum Einsatz. Tabelle 2.1 zeigt dessen Ordnungen in Abhängigkeit vom Druckwinkel.

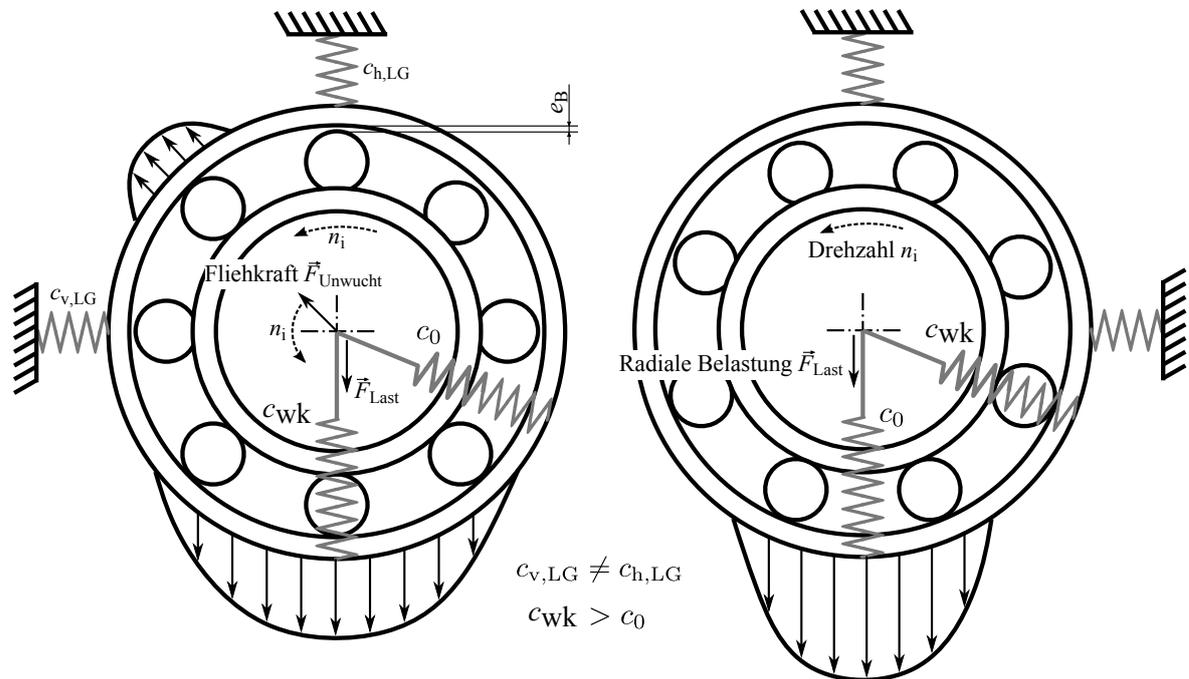


Abbildung 2.17: Steifigkeitswechsel durch sich fortbewegende Wälzkörper, anisotrope Lagerträger und über den Umfang ungleichmäßig verteilte Lastzonen am Beispiel des Rillenkugellagers [41]

Tabelle 2.1: Anregungsordnungen des Lagers 6008 und 6209 bei verschiedenen Druckwinkeln

Typ	Erregerbauteil	Symbol	Ordnungszahl			
			$\alpha = 0^\circ$	$\alpha = 5^\circ$	$\alpha = 10^\circ$	$\alpha = 20^\circ$
6008	Wälzlager-Außenring	Θ_{AR}	5,12	5,12	5,13	5,17
6008	Wälzlager-Innenring	Θ_{IR}	6,88	6,88	6,87	6,83
6008	Wälzlager-Käfig	Θ_K	0,43	0,43	0,43	0,43
6008	Wälzkörper	Θ_{WK}	6,66	6,66	6,66	6,67
6209	Wälzlager-Außenring	Θ_{AR}	4,05	4,06	4,07	4,11
6209	Wälzlager-Innenring	Θ_{IR}	5,95	5,94	5,93	5,89
6209	Wälzlager-Käfig	Θ_K	0,41	0,41	0,41	0,41
6209	Wälzkörper	Θ_{WK}	5,09	5,10	5,10	5,12

Dynamische Unwucht

Wie von Schneider in [30] beschrieben, ist die dynamische Unwucht die allgemeinste Form. Deren Darstellung findet man in Abbildung 2.21. Sie ist das Ergebnis von zwei oder mehr resultierenden Unwuchten, welche in Abbildung 2.20 skizziert werden, wobei mindestens zwei der Resultierenden nicht dieselbe Ebene mit der Schaftachse aufspannen. Treten an einem Körper eine statische Unwucht und eine Momentenunwucht gleichzeitig auf (Abbildung 2.18 & Abbildung 2.19), können diese in einer resultierenden Unwucht zusammengefasst werden. Eine resultierende Unwucht kann somit in einer Ebene beschrieben werden. Im Gegensatz dazu wird ein räumliches Koordinatensystem für die Darstellung einer dynamischen Unwucht benötigt. Im allgemeinen Fall liegt immer eine dynamische Unwucht vor. Ein Unwucht behafteter Rotor regt seine Umgebung mit der Rotationsfrequenz f_r^e an.

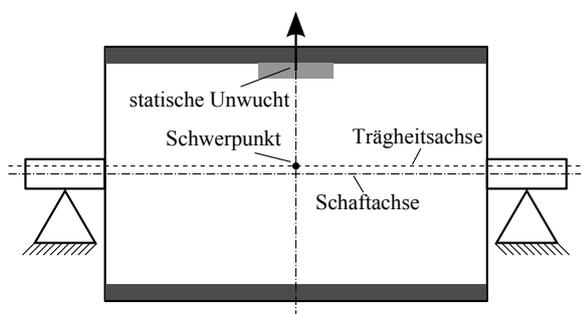


Abbildung 2.18: Statische Unwucht [30]

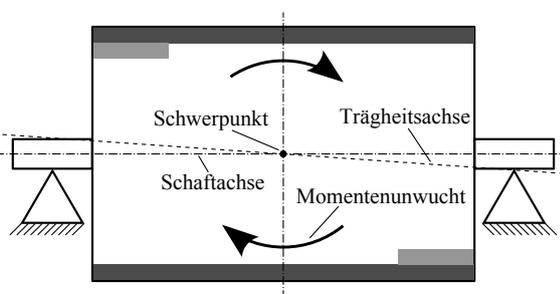


Abbildung 2.19: Momentenunwucht [30]

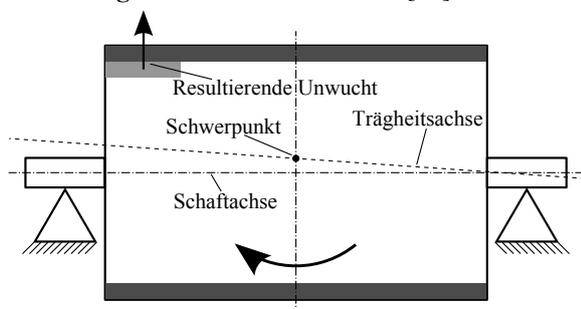


Abbildung 2.20: Resultierende Unwucht [30]

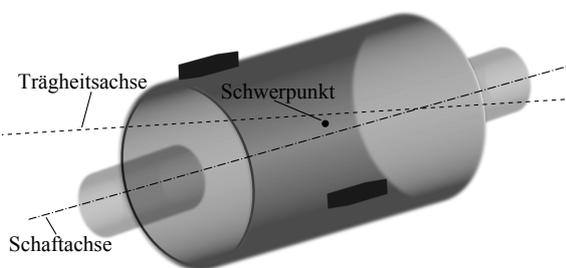


Abbildung 2.21: Dynamische Unwucht [30]

In Spektralkarten der Rotordynamik tritt die Unwucht als erste Ordnung

$$\Theta_u^e = \frac{f_r^e}{f_r^e} = 1 \quad (2.26)$$

auf. Beschreibt der Rotor in seinem Orbit um die Schaftachse keine Kreisbahn, treten zusätzlich Abwandlungen der Rotorordnung in Erscheinung. Oftmals verteilt sich die Energie, zusätzlich zur ersten Ordnung, auf ganzzahlige Vielfache der eigentlichen Rotorordnung

$$\Theta_{u,k}^e = \Theta_u^e k \quad \text{für } k = 2; 3; 4; \dots \quad (2.27)$$

wobei die erste Ordnung meist dominant bleibt. Bei nichtlinearen Systemen mit Fanglagern kann k auch rationale Zahlen annehmen, beispielsweise $k = 1,5$ [42].

Zahnkontakt im Getriebe

Die Ursachen für Geräusche im Getriebe sind denen für Geräusche des Wälzlagers ähnlich. So lassen sich, wie von Heckl [12] beschrieben, die Mechanismen der Schwingungsentstehung mit einer Kugel beschreiben, die auf einer ebenen, veränderlichen Unterlage abrollt. Laut Dresig [5] gibt es drei Auslöser für Schwingungen in Getrieben,

- Formfehler hervorgerufen durch Fertigungsungenauigkeiten oder Schädigungen der Zähne (Abbildung 2.22),
- Steifigkeitswechsel aufgrund sich verschiebender Kräfteingriffspunkte vom Zahnfuß hin zum Zahnkopf sowie aufgrund von Steifigkeitssprüngen beim Zahnwechsel (Abbildung 2.23),
- äußere Anregungen, welche bei hohen Schwingbeschleunigungen zum Abheben mit anschließendem impulsartigen Auftreffen führen können (Abbildung 2.24).

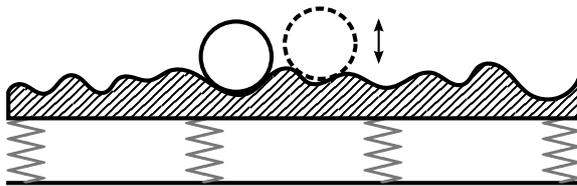


Abbildung 2.22: Formfehler im Getriebe wegen Schäden oder Fertigungsungenauigkeiten [12]

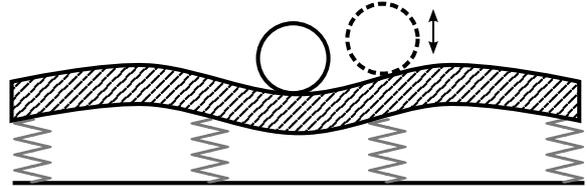


Abbildung 2.23: Steifigkeitswechsel im Getriebe durch Wandern von Zahnfuß zu Zahnkopf [12]

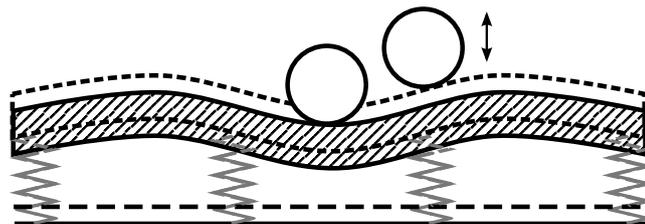


Abbildung 2.24: Äußere Anregung des Getriebes bei hohen Beschleunigungen mit Abheben der Zahnflanken [12]

Die markanteste Frequenz eines Getriebes ist die Zahneingriffsfrequenz und deren zugehörige Ordnung

$$f_z^e = f_{r,g}^e z_z \quad \text{mit} \quad \Theta_z^e = \frac{f_{r,g}^e}{f_r^e} z_z, \quad (2.28)$$

welche sich aus der Rotorfrequenz $f_{r,g}^e$ der Getriebewelle, und der Zähnezah z_z des Zahnrades berechnen lässt. Für die Berechnung in übersetzten Getrieben muss sich die Rotorfrequenz immer auf

die Drehzahl des entsprechenden Zahnrades beziehen. Fertigungsungenauigkeiten verstärken die Intensität der Eingriffsfrequenz oder führen zu deren Vielfachen

$$f_{z,k}^e = f_z^e k \quad \text{bzw.} \quad \Theta_{z,k}^e = \Theta_z^e k \quad \text{für} \quad k = 2; 3; 4; \dots, \quad (2.29)$$

wenn während eines Zahneingriffes weitere Ereignisse eintreten, wie in Abbildung 2.22 veranschaulicht. Treten Drehzahlschwankungen während des Betriebes auf, entstehen die Seitenbandstrukturen, welche sich um die Trägerfrequenz herum ausbilden. Derartige Schwankungen können durch Torsionsschwingungen oder die Regelung der elektrischen Maschine hervorgerufen werden. Durch Annahme einer Schwankung der Drehzahl im Betriebspunkt in der Größenordnung Δn_i ergibt sich für die Frequenz der Seitenbänder und deren harmonische Vielfache

$$f_{z, \text{sb}, k}^e = f_z^e \pm \Delta n_i k \quad \text{für} \quad k = 1; 2; 3; 4; \dots. \quad (2.30)$$

Die zugehörigen Ordnungen

$$\Theta_{z, \text{sb}, k}^e = \frac{f_{z, \text{sb}, k}^e}{f_{r, g}^e} \quad \text{für} \quad k = 1; 2; 3; 4; \dots \quad (2.31)$$

können, wie üblich, über die Rotorgrundfrequenz der Getriebewelle berechnet werden.

Eigenfrequenzen

Das Eigenverhalten einer technischen Struktur ist abhängig vom Material, ihrer Geometrie und den Randbedingungen. Breiten sich in einem Festkörper Wellen aus, werden diese in der Regel an den Rändern der Struktur reflektiert und klingen mit der Zeit ab. Bei adäquater Wellenlänge bildet sich durch die Reflexionen eine stehende Welle, in welcher das System Energie speichert. Bei nicht ausreichender Dämpfung kann die gespeicherte Energie nicht vollständig dissipieren, und es kommt zum Resonanzfall. Die kritischen Anregungsfrequenzen

$$f_i^k = \frac{v_{\text{Material}}}{\lambda_i^k} \quad \begin{array}{l} \leftarrow \text{Material} \\ \leftarrow \text{Geometrie und Randbedingungen} \end{array} \quad (2.32)$$

sind dabei umgekehrt proportional zu den kritischen Wellenlängen λ_i^k und der für das Material spezifischen Wellenausbreitungsgeschwindigkeit v_{Material} . Ferner wird bei den Ausbreitungsgeschwindigkeiten zwischen Longitudinalwellen und Transversalwellen unterschieden, welche in Festkörpern über die Poissonzahl ν verknüpft sind.

Gleicht beim Betrieb eines elektrischen Aggregates eine Erregerfrequenz einer kritischen Eigenfrequenz

$$f_i^e = f_j^k \quad (2.33)$$

wird die entsprechende Eigenform bei passender Erregungsmode mit Energie versorgt. Die Schwingungen werden intensiviert und die Maschine emittiert mehr Lärm [5].

3 ZIELSETZUNG UND VORGEHENSWEISE

3.1 Zielsetzung

Ziel der Arbeit ist der Einsatz von Elastomeren am Lagersitz zur Isolation von Schwingungen, welche am Rotor entstehen und an den Stator und das Gehäuse weitergeleitet werden. Angestrebt wird eine Verwendung in Hochdrehzahl-Traktionsmaschinen, woraus sich die Randbedingungen für die Isolationsschicht ergeben. Die Isolation darf dabei die Steifigkeit der Lagerung nicht auf ein unpraktikables Niveau herabsetzen. Es ist nicht Ziel, die charakteristischen Eigenfrequenzen des Rotor-Lagersystems zu verschieben und somit das System zur Beruhigung im überkritischen Bereich zu betreiben. Ferner soll die Reflexion von Schallwellen an Impedanzsprüngen ausgenutzt werden.

Die Zusammenfassung der Literatur in Unterabschnitt 2.2.2 zeigt, dass sich vorangegangene Arbeiten vor allem mit der Berechnung und Simulation sowie der Materialcharakterisierung von Elastomeren auseinandergesetzt haben. Dabei wurden nicht die für den Einsatz in Hochdrehzahl-Traktionsmaschinen nötigen Drehzahlen experimentell untersucht. Die praktischen Untersuchungen beschränken sich meist auf Ergebnisse in der Nähe des Resonanzbereichs bei Raumtemperatur und beschreiben den Einfluss auf die Eigenfrequenzen und Übertragungsfunktionen. Relevant für den praktischen Einsatz ist jedoch ebenfalls die reine Isolation, welche verhindern soll, dass am Rotor entstehende Anregungskräfte an das Aggregatgehäuse weitergeleitet werden und dort Eigenfrequenzen anregen. Für die praktische Anwendung müssen auch Verpressungen, Toleranzen und Wärmeausdehnung mit berücksichtigt werden, denn die Betriebstemperaturen variieren und unterscheiden sich von der Umgebungstemperatur bei der Montage. Die Charakterisierung der Materialien über Masterkurven mittels DMA ist umsetzbar, bei der Vielfalt an möglichen Werkstoffen allerdings nur mit Aufwand ökonomisch einsetzbar. Des Weiteren liefert die Masterkurve der DMA ein größeres Frequenzspektrum, als benötigt wird, aber zum Teil nur indirekt Ergebnisse über 'Shifting' im interessanten Frequenzbereich bis 7 kHz.

Somit sollen auch die im vorhergehenden Abschnitt genannten Lücken geschlossen werden, um die praktische Umsetzung von Elastomer-Lagersitzen in Hochdrehzahl-Traktionsmaschinen zu erleichtern. Vor der Umsetzung muss jedoch die Frage geklärt werden, ob der Einsatz von Elastomer-Lagersitzen Erfolg versprechend ist. Dafür ist es unabdingbar, die Ursachen für Geräusche im elektrischen Antriebsstrang besser zu verstehen. Der Fokus dieser Arbeit liegt auf den Untersuchungen am Prüfstand bis 18000 min^{-1} und der Untersuchung eines effizienteren Verfahrens zur Charakterisierung

von Elastomeren im Zielfrequenzbereich. Zur Plausibilitätsprüfung und Deutung sollen die Ergebnisse simulativ nachvollzogen werden.

3.2 Vorgehensweise

Die Herangehensweise skizziert Abbildung 3.1. Das Thema untergliedert sich in vier Teilgebiete: Materialverhalten, Simulation, Komponententests und Methodenentwicklung, wobei der Schwerpunkt auf den Komponententests und dem Materialverhalten liegt.

Bevor jedoch die Komponententests durchgeführt und Materialien untersucht werden können, müssen Elastomere und geeignete Ringgeometrien ausgesucht und hergestellt werden. Die Materialauswahl erfolgt bezüglich ihres Anwendungsszenarios nach Kosten, chemischer Beständigkeit, Temperaturempfindlichkeit und Steifigkeit. Die Form der Elastomerringe muss, aufgrund der angestrebten Fertigung mittels Spritzgießen, schon vor der Anwendung festgelegt werden. Die Ringgestalt soll in zwei verschiedenen Prüfständen einsetzbar sein und unterschiedliche Lagergrößen aufnehmen, um die Herstellung verschiedener Werkzeuge für die Fertigung zu vermeiden.

Die Zwischenschicht der Lagersitze wird auf Druck beansprucht. Infolgedessen erfolgt die Bestimmung der statischen Materialkennwerte über Druckversuche mit speziell dafür hergestellten Probekörpern. Über einen ähnlichen Weg kann die Beurteilung der Temperaturempfindlichkeit erfolgen. Der Probekörper wird zusätzlich gekühlt oder erwärmt. Der Aufbau eines neuen Versuchsstandes dient der Bestimmung des dynamischen Elastizitätsmoduls. Durch Ermittlung der Übertragungsfunktion kann über bekannte Gleichungen der Wellenausbreitung in Stäben der in Unterabschnitt 2.1.2 vorgestellte komplexe E-Modul bestimmt werden. Die chemische Beständigkeit darf nicht vernachlässigt werden; deshalb wird das Quellverhalten im eingesetzten Getriebeöl untersucht.

Die Simulation dient der Plausibilitätsprüfung und Verdeutlichung von Messergebnissen. Die Berechnungen basieren auf der Methode der finiten Elemente (FEM) und werden mit Abaqus durchgeführt. Über Simulation von Druckversuch und Longitudinalverfahren werden Modellvorstellungen und Berechnungsmethoden verifiziert. Die Nachstellung von experimenteller Modalanalyse und Konstantläufen des Unwuchtprüfstandes erleichtert die Interpretation der Ergebnisse und bestätigt die Auswertemethodik.

Die Elastomer-Lagersitze werden auf zwei Prüfständen bis $18\,000\text{ min}^{-1}$ getestet. Der Unwuchtprüfstand ist simpel aufgebaut, somit leichter in Simulationen nachzustellen und ermöglicht über den Einsatz von Fühlerlehrenbändern die Untersuchung verschiedener Verpressungen. Mittels Wirbelstromsensoren wird der Wellenorbit vermessen und über bekannte Systemparameter die wirkende Kraft der Unwucht berechnet. Zusätzlich kann die Verformung unter dem Lager abgeschätzt werden,

und somit auch die Elastizität des Lagersystems und der Einfluss von Elastomerringen auf Verschiebungen des Rotors und die Steifigkeit der Lager. Am Systemprüfstand können ähnliche Umgebungsbedingungen wie im Elektromotor nachgestellt werden. Beölungssituation und Temperaturen sowie Vorspannungen und Aufbau des Lagersitzes sind einer realen Traktionsmaschine nachempfunden. Überdies kann die Umgebungstemperatur mit einer Klimakammer eingestellt werden. Dies ermöglicht Kaltstartversuche.

Die Erstellung von zusätzlichen Skripten und einer Anwendung mit Benutzeroberfläche soll nicht nur die Arbeitsabläufe vereinfachen, sondern auch das Verständnis für die Auswertung und Messergebnisse aus dem Bereich der Schwingungstechnik erhöhen. Dafür wird Python und Qt verwendet. Python ist frei zugänglich, und wissenschaftliche Bibliotheken können nach Bedarf abgerufen werden.

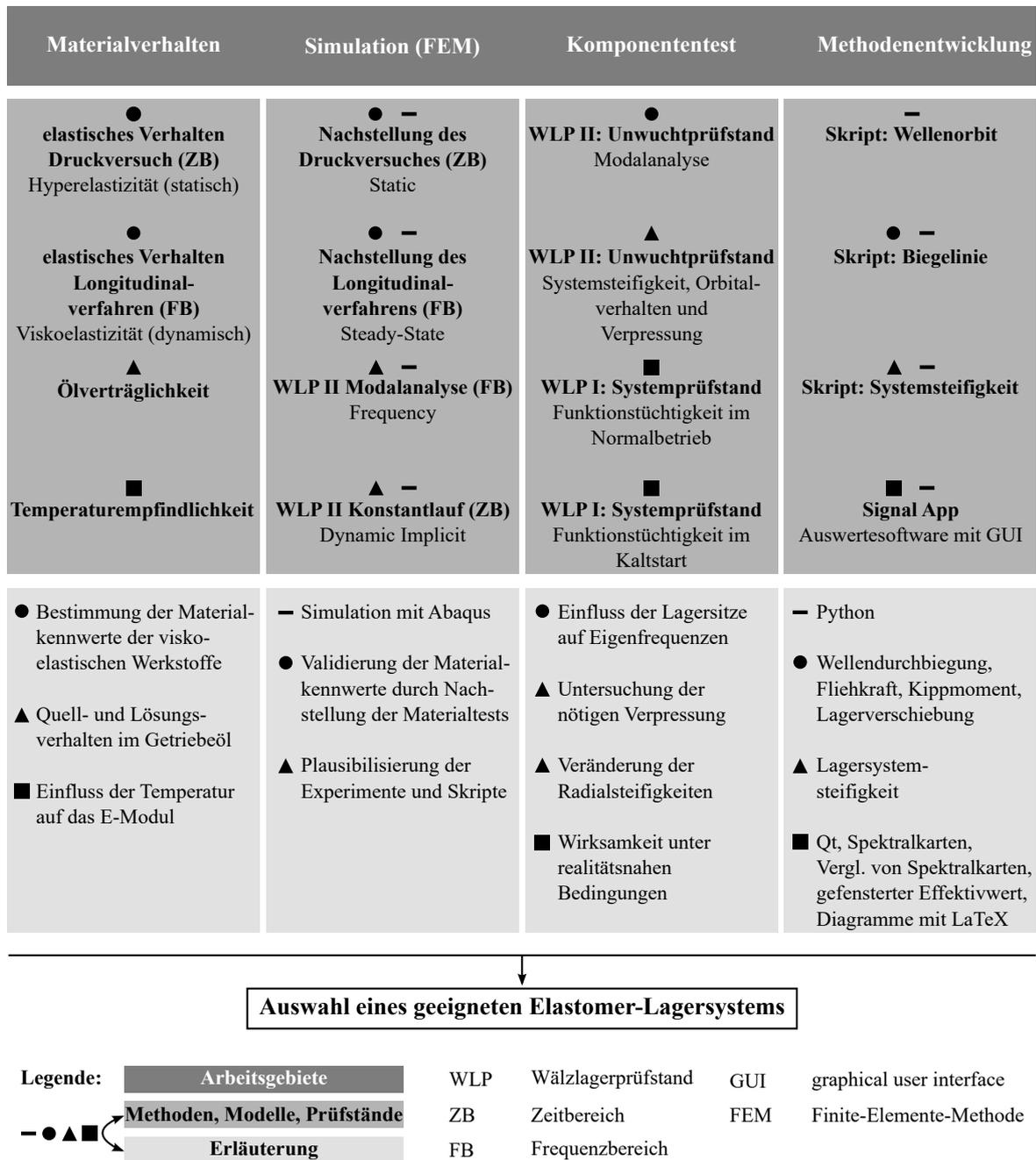


Abbildung 3.1: Vorgehensweise der vorliegenden Arbeit

4 MATERIALVERHALTEN

Für die Untersuchungen wurden drei Materialien ausgesucht, **AEM70**, **AEM60** und **ACM60**. Für die Arbeit gilt die folgende Entsprechung: Ergebnisse AEM70 betreffend sind in blau dargestellt, analog dazu, AEM60-Ergebnisse in rot und ACM60 in grün. Die Zahlen 60 und 70 beschreiben näherungsweise die Shore-Härte A der gewählten Werkstoffe. Um das Verhalten der ausgewählten Elastomere besser verstehen zu können, werden im Folgenden das elastisch statische und dynamische Verhalten näher untersucht.

Das Spannungs-Dehnungsverhalten von Elastomeren hängt von der Belastungsart ab. Die Grafik in Abbildung 4.1 skizziert das Verhalten von Elastomeren unter statischer und dynamischer Belastung mit Temperatureinfluss. Somit muss bei der Berechnung der Bauteilsteifigkeit über das Elastizitätsmodul der Belastungszustand des Materials mit berücksichtigt werden. Die Bauteilsteifigkeit ist ein entscheidender Faktor für das Isolationsverhalten. Generell gilt: je weicher, desto größer der Impedanzsprung an den Grenzflächen, wenn die umgebenden Bauteile eine hohe Steifigkeit besitzen.

Die durchgeführten Simulationen dienen der Validierung der Materialuntersuchungen und Modelle und stellen den Materialtest nach. Es fließen demnach die Ergebnisse der Versuche in das Materialmodell der Simulation ein. Rückwirkend liefert die Simulation dann die Messgrößen des Versuches zum Vergleich mit dem gemessenen Daten. Folgendes Beispiel soll die Denkweise näher bringen:

1. Messung von Kraft und Weg im Druckversuch an einer Universalprüfmaschine
2. Danach Umrechnung über Probenkörpergeometrie zum Spannungs-Dehnungsverhalten des Materials
3. Eingabe des Spannungs-Dehnungsverhaltens in das Materialmodell
4. Nachstellung des Druckversuches in einer FEM-Software mit dem Materialmodell
5. Ausgabe der Reaktionskraft des nachgestellten Druckversuches und Vergleich mit ursprünglichem Kraft-Wegverlauf.

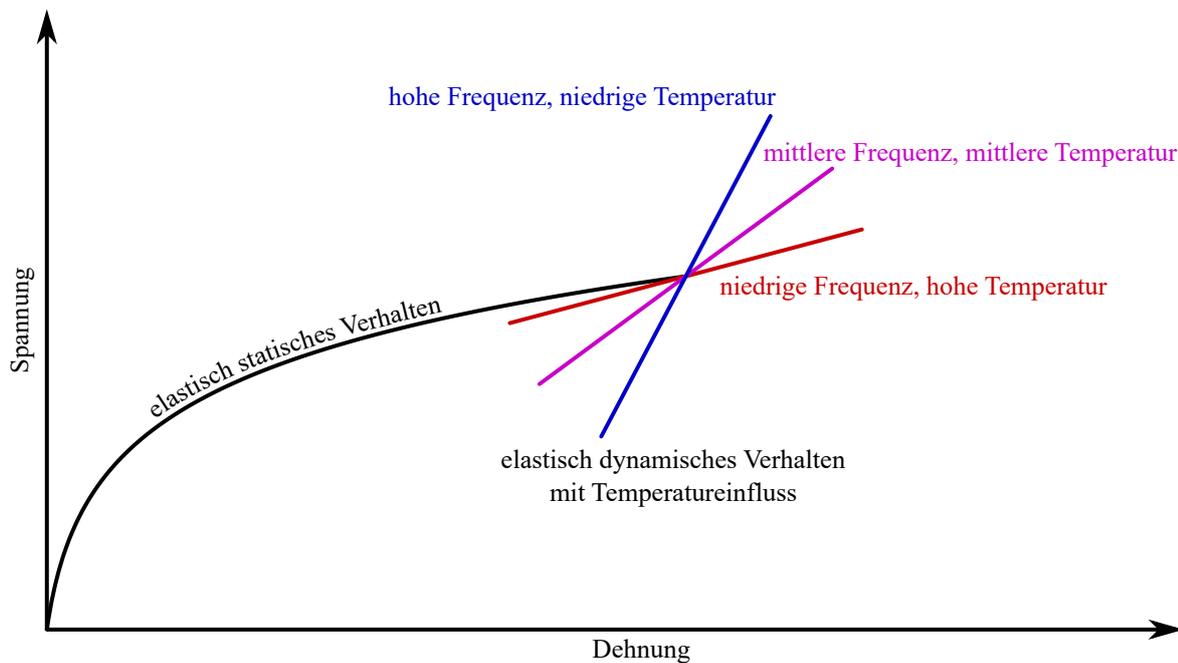


Abbildung 4.1: Verhalten von Elastomeren bei statischer und dynamischer Belastung sowie verschiedenen Temperaturen

4.1 Elastisches Verhalten: Statisch

Am Prüfstand werden die Elastomer-Lagersitze mit Verpressungen zwischen 0 % und 10 % beaufschlagt. Die Reaktion der Materialien darauf wird über Druckversuche bestimmt.

4.1.1 Experimentelle Grundlagen: Druckversuch bei Raumtemperatur

Den Aufbau mit Prüfplatten kann man Abbildung 4.2 entnehmen sowie die Gestalt der Probekörper Abbildung 4.3. Die Probekörper wurden aufwendig im Spritzgießverfahren hergestellt, um einen ähnlichen Vulkanisationsprozess wie im realen Bauteil zu gewährleisten, denn der formgebende Prozess beeinflusst ebenfalls die Materialeigenschaften. Von jedem Material steht nur ein Probekörper zur Verfügung. Die Belastungshistorie für jeden Probekörper ist folgende:

1. Druckversuch bis 450 N (Verwendung für Materialmodell).
2. Druckversuch bis zu einer Dehnung von 15 %.
3. Druckversuche mit verschiedenen Temperaturen, von hoch zu niedrig (Unterabschnitt 4.1.5).

Zur Bestimmung des statischen Elastizitätsmoduls sowie des Spannungs-Dehnungsverhaltens fährt die Maschine mit 1 mm min^{-1} , bis ein Grenzwert von 450 N erreicht ist. Die Kraftmessung erfolgt über eine 500 N-Kraftmessdose, welche in Reihe liegt mit dem Aufbau und sich zwischen Traverse

und Druckplatte befindet. Die Wegmessung erfolgt direkt über den Weg der Traverse. Hinreichend genau ist dies, weil die wirkenden Kräfte klein sind und die Verschiebungen groß. Wegen der hohen Traversensteifigkeit kann deren Dehnung vernachlässigt werden. Bevor die Messung beginnt, fährt die Maschine eine Vorkraft von 25 N an.

Die Versuche zur Bestimmung des Spannungs-Dehnungsverhaltens bei großen Dehnungen unterscheiden sich nur unwesentlich von denen zur Charakterisierung des statischen Elastizitätsmoduls. Das Abschaltkriterium liegt nun bei einer Grenzdehnung von 15 %, um die im späteren Verlauf untersuchten Verpressungen bis 10 % abzusichern. Die Kraftmessung erfolgt mit einer 10 kN-Kraftmessdose.

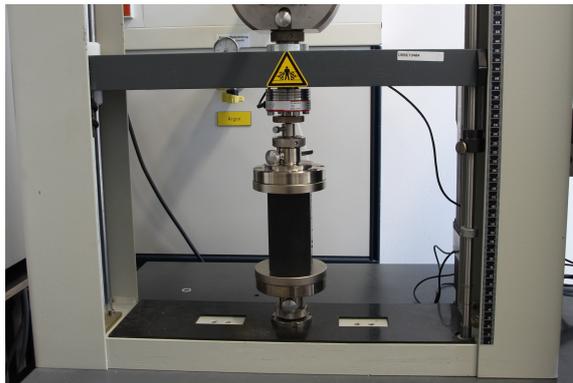


Abbildung 4.2: Probekörper in Prüfmaschine für Druckversuche (Zwick Roell statische Universal-Prüfmaschine BZ1-MM14450)

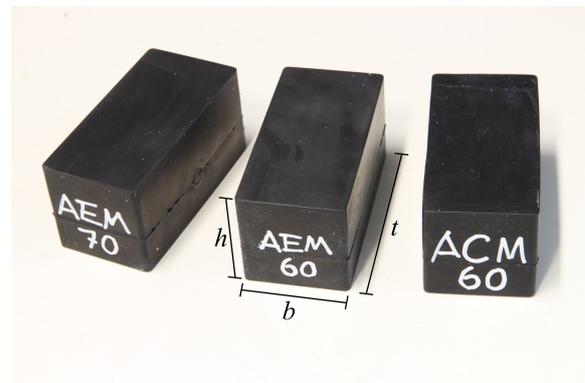


Abbildung 4.3: Probekörper für Druckversuche $h \times b \times t = 50 \text{ mm} \times 50 \text{ mm} \times 100 \text{ mm}$

4.1.2 Experimentelle Ergebnisse: Druckversuch bei Raumtemperatur

Das Resultat der Druckversuche visualisiert Abbildung 4.4. Das Diagramm zeigt die nominelle Spannung, somit bezogen auf den Ausgangsquerschnitt und die Dehnung gegenüber der Ausgangslänge. Die Kurven von AEM70 zeigen den steilsten Verlauf. ACM60 ist steifer als AEM60 trotz ähnlicher Werte für die Shore-Härte. Die wiederholte Messung mit erhöhter Dehnung zeigt einen Verlauf etwas oberhalb der ursprünglichen Kurve. Die wiederholte Messung beeinflusst AEM60 am geringsten. Die Messung bis zu einer Dehnung von 15 % zeigt zwei annähernd lineare Bereiche verschiedenen Anstiegs.

Der Elastizitätsmodul wird durch Anlegen einer Gerade im Startpunkt der Kurve bis zur ersten signifikanten Änderung des Anstieges bestimmt. Dies entspricht für AEM60 einer Dehnung von $\varepsilon = 0,3 \%$, für AEM70 von $\varepsilon = 0,4 \%$ und für ACM60 von $\varepsilon = 0,5 \%$. Den höchsten Elastizitätsmodul hat AEM70 mit 9,52 MPa, ACM60 hat ein E-Modul von 7,15 MPa und AEM60 ist nur in etwa halb so steif wie AEM70 mit 5,45 MPa. Die Größenordnungen stimmen mit denen aus der Literatur überein.

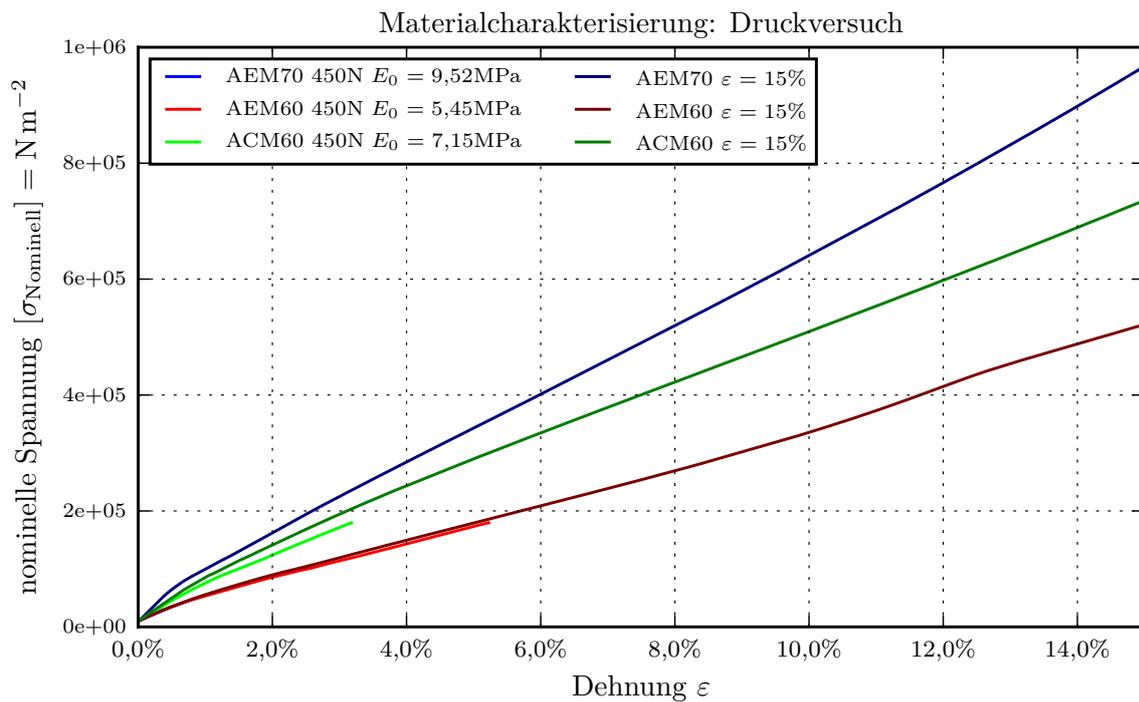


Abbildung 4.4: Ergebnisse der Druckversuche bei Raumtemperatur

4.1.3 Simulative Grundlagen: Druckversuch bei Raumtemperatur

Wie im Anfang von Kapitel 4 beschrieben, dient die Simulation der Verifizierung der Materialmodelle und stellt den Druckversuch nach. Vorrangig werden so das Materialmodell validiert und die Berechnungsmethoden verifiziert.

Für die Beschreibung des Spannungs-Dehnungsverhaltens wird das Marlow-Modell verwendet [20]. Dieses ist ein Phänomen-basiertes Modell zur Beschreibung von Hyperelastizität. In der Materialtheorie gilt ein Material als hyperelastisch, wenn der Spannungstensor durch partielle Ableitung der freien Energie nach dem Verzerrungstensor gebildet werden kann. Unter Vernachlässigung von Entropie und thermischer Energie genügt die Betrachtung der Formänderungsarbeit U . Angenommen wird, dass der Teil der Formänderungsarbeit, welcher nicht durch Volumendehnung verursacht wird, nur von der ersten Invariante des Verzerrungstensors beeinflusst wird und nicht, wie üblich, auch von der zweiten Invariante abhängt. Damit ergibt sich für die Formänderungsarbeit

$$U = U_{\text{dev}}(I_1^\varepsilon) + U_{\text{vol}}(I_3^\varepsilon) \quad . \quad (4.1)$$

Die erste Invariante des Verzerrungstensors

$$I_1^\varepsilon = \text{spur}(\bar{\bar{B}}) \quad (4.2)$$

wird gebildet über die Spur des linken Cauchy-Green-Tensors

$$\bar{\mathbf{B}} = \bar{\mathbf{F}} \bar{\mathbf{F}}^T \quad , \quad (4.3)$$

welcher aus dem Deformationsgradient berechnet wird. Der Deformationsgradient kommt aus der Kontinuumsmechanik und projiziert die Referenz auf die aktuelle Konfiguration. Der deviatorische Anteil der Formänderungsarbeit kann definiert werden über Prüfdaten aus verschiedenen Spannungszuständen. Für den Fall des einachsigen Zugspannungszustandes kann man den Ausführungen von Marlow folgende Gleichung für die deviatorische Formänderungsarbeit entnehmen

$$U_{\text{dev}}(I_1^\varepsilon) = \int_0^{\lambda(I_1^\varepsilon)-1} \sigma_{\text{nominell}}(\varepsilon) d\varepsilon \quad . \quad (4.4)$$

Der Spannungs-Dehnungsverlauf aus den Materialtests wird in das Integral eingesetzt. Somit wird die Fläche unter der Spannungs-Dehnungskurve berechnet. Die obere Integrationsgrenze hängt von der aktuellen Konfiguration ab und kann über

$$\lambda(I_1^\varepsilon)^3 - I_1^\varepsilon \cdot \lambda(I_1^\varepsilon) + 2 = 0 \quad (4.5)$$

berechnet werden. Der volumetrische Anteil der Formänderungsarbeit U_{vol} wird definiert über die Eingabe von volumetrischen Testdaten, die Poissonzahl oder über die Angabe der zugehörigen Gleitungen (Querdehnungen). In diesem Fall wird die Poissonzahl verwendet.

Das Marlow-Modell eignet sich im besonderen zur Abschätzung der Materialantwort, wenn nur detaillierte Prüfdaten von einer Belastungsart (hier einachsiger Druck) vorliegen. Ein Curve-Fit für das Modell ist nicht notwendig. An das Materialmodell werden die nominellen Spannungen aus dem Druckversuch bis zu einer Prüfkraft von 450N übergeben (hellere Kurven aus Abbildung 4.4). Dies waren die ersten Materialtests; eine Vorschädigung der Probekörper kann ausgeschlossen werden. Die Materialantwort auf verschiedene Spannungszustände kann im Anhang auf Seite 131 eingesehen werden.

Die Tabelle 4.1 gibt einen Überblick über die Simulationsdaten. Modellgröße und Aufbau können Abbildung 4.5 entnommen werden. Ziel der Berechnung ist die Reaktionskraft, welche dann mit den Messdaten der Kraftmessdose aus dem echten Druckversuch verglichen wird. Die Belastung von 15,5 mm auf der Lastseite wird über 1000 einzelne Berechnungsschritte aufgebracht.

4.1.4 Simulative Ergebnisse: Druckversuch bei Raumtemperatur

Abbildung 4.6 zeigt die Ergebnisse der Simulation für niedrige Dehnungen. Den Vergleich von Simulation und Versuch für Dehnungen bis zu 15 % kann man dem Anhang auf Seite 131 entnehmen.

Tabelle 4.1: Simulationsdaten für die Nachstellung des Druckversuches in Abaqus

Parameter und Beschreibung	Symbol	Einheit	Wert
Berechnungsziele			
<ul style="list-style-type: none"> Reaktionskraft an der Druckplatte 			
Material: Probekörper			
<ul style="list-style-type: none"> Hyperelastizität (ZB) 			
Marlow-Modell aus einachsigen Druckversuch			
wahre Spannung	σ_{Nominell}	N m^{-2}	Datenreihe
Dehnung	ϵ	-	Datenreihe
Poissonzahl	ν	-	0,4995
Randbedingungen			
<ul style="list-style-type: none"> Lastseite, Druckplatte als steife Fläche 		m	x; y; z; x _r ; y _r ; z _r 0; 0; -0,0155; 0; 0; 0
Schrittweise Lastaufbringung bis $\epsilon = 15,5\%$			
<ul style="list-style-type: none"> Unterseite, Druckplatte als steife Fläche 		m	0; 0; 0; 0; 0; 0
Kontaktbedingungen			
<ul style="list-style-type: none"> Steife Fläche (Stahl) ↔ Probekörper (Elastomer) 			
Tangentialverhalten mit Reibung	μ	-	0,3
Normalverhalten mit hartem Kontakt			
Vernetzung			
<ul style="list-style-type: none"> Elementtyp 		-	C3D8R
<ul style="list-style-type: none"> Elementanzahl 		-	16000
<ul style="list-style-type: none"> Knotenpunkte 		-	18081
Berechnungsart			
<ul style="list-style-type: none"> Statische Rechnung (ZB) 			

Für niedrige Dehnungen wird der Verlauf der Reaktionskraft gut wiedergegeben. Im Besonderen wird der erste Anstieg bis zu Dehnungen von 1 % gut nachgestellt, der Fehler liegt durchgängig unter 5 %. Mit zunehmender Dehnung steigt die Diskrepanz zwischen Messung und Simulation. Dennoch zeigt die Simulation, dass über einen einfachen Druckversuch und das Marlow-Modell eine gute Nachstellung der Materialeigenschaften erreicht werden kann. Für größere Dehnung ist das Ergebnis akzeptabel. Bei Dehnungen von 15 % liegt der Fehler bei ca. 30 %.

Ein Teil des Simulationsfehlers kommt aus dem Reibungskoeffizienten, welcher nur geschätzt und nicht über Versuche ermittelt wurde. Simulationen mit Variationen des Reibungskoeffizienten zeigten aber nur einen geringen Einfluss auf das Berechnungsergebnis. Eine weitere Fehlerquelle kommt aus dem Materialmodell. Während der einachsige Spannungszustand über die Prüfdaten gut nachgestellt werden kann, nimmt die Genauigkeit bei Mehrachsigkeit ab. Die Erwartung ist, dass in der Prüfkörpermitte ein nahezu einachsiger Spannungszustand vorliegt. Am Rand der Probe, direkt unterhalb der Druckplatten, ist die Mehrachsigkeit jedoch erhöht. Ein Maß für die Mehrachsigkeit liefert die

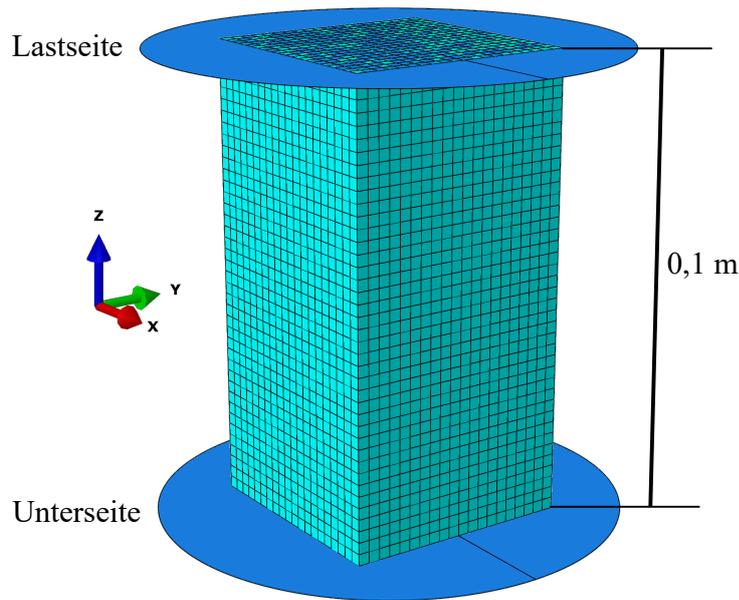


Abbildung 4.5: Modell des Druckversuches mit Finiten-Elementen

Triaxialität

$$T_{\sigma} = \frac{\sigma_{\text{vol}}}{\sigma_{\text{Mises}}} \quad , \quad (4.6)$$

welche aus der von Mises-Vergleichsspannung σ_{Mises} und der hydrostatischen Spannung

$$\sigma_{\text{vol}} = \frac{\text{spur}(\bar{\sigma})}{3} \quad (4.7)$$

berechnet wird. Ein einachsiger Spannungszustand liegt bei einer Triaxialität von $T_{\sigma} = \pm 1/3$ vor. Die Triaxialität kann Werte zwischen -1 und $+1$ annehmen. Für Werte zwischen $-1/3$ und $+1/3$ liegt ein Schub-dominierter Spannungszustand vor. Werte größer $|T_{\sigma}| = 1/3$ korrelieren mit einer erhöhten Mehrachsigkeit.

Für die Untersuchung der Triaxialität wurde die Simulation mit dem Material AEM60 ausgesucht. Die Ergebnisse zeigt Tabelle 4.2. Die ausgewählten Elemente können dem Bild im Anhang auf Seite 132 entnommen werden. In Probenmitte liegt, den Erwartungen entsprechend, ein nahezu einachsiger Spannungszustand vor, auch bei hohen Dehnungen. Betrachtet man den Rand der Probe, ändert sich dies. Bei niedrigen Dehnungen ist die Mehrachsigkeit schon erhöht. Steigert man die Belastung weiter, steigt auch die Triaxialität und somit die Mehrachsigkeit des Spannungszustandes. Die Genauigkeit des Materialmodells, welches nur auf einachsigen Daten beruht, nimmt somit ab. Für eine Erhöhung der Genauigkeit wären zusätzliche Materialtests notwendig, beispielsweise zweiachsige Zugversuche (Equibiaxial-Tension-Tests).

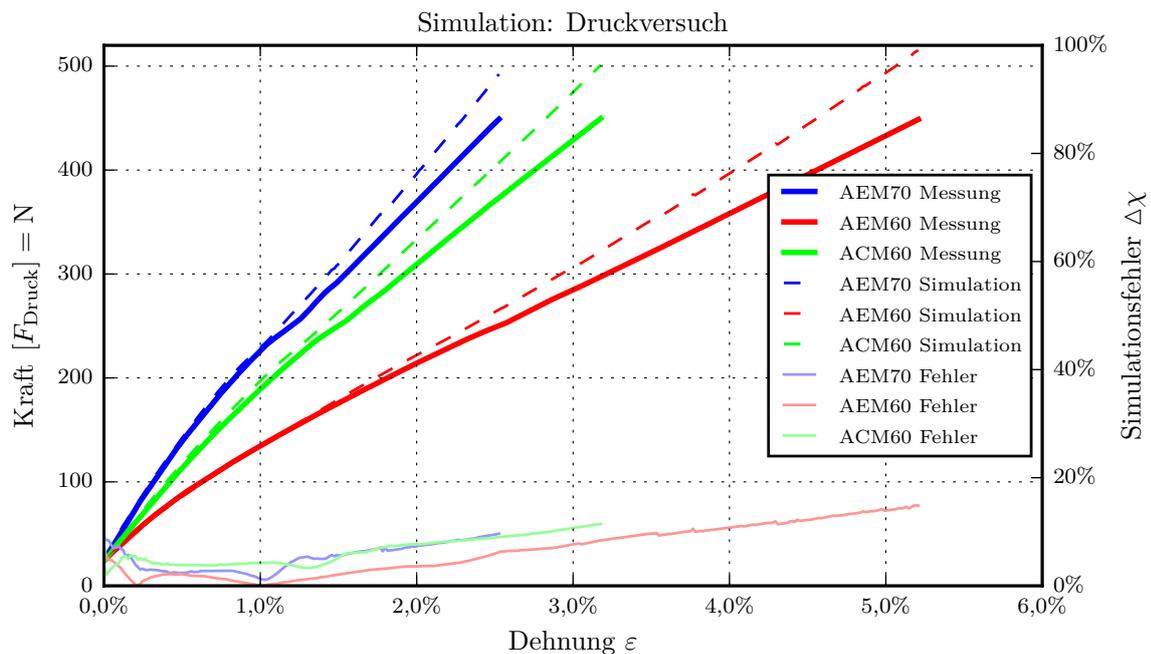


Abbildung 4.6: Ergebnisse der Simulation zur Nachstellung des Druckversuches

Tabelle 4.2: Triaxialität zweier finiter Elemente in Probenmitte und am Rand der Probe

Dehnung in 1 %	Triaxialität T_{σ}	
	Element in Probenmitte	Element am Probenrand unterhalb Druckplatte
gering (1,55)	-0,32	-0,46
hoch (15,5)	-0,31	-0,67

4.1.5 Experimentelle Grundlagen: Druckversuch mit Temperaturvariation

Relevant für die Anwendung ist der Temperaturbereich von -30°C bis 110°C . Diese Temperaturen beschreiben das Szenario des Kaltstarts im extremen Winter sowie die kurzzeitige Fahrt mit Spitzenleistung.

Für die Bestimmung des Elastizitätsmodules bei verschiedenen Temperaturen werden die Versuche aus Abschnitt 4.1 wiederholt. Da der Elastizitätsmodul bei geringen Dehnungen bestimmt wird, werden die Versuche nur bis zu einer Dehnung von 1,5 % durchgeführt. Bei tiefen Temperaturen würden darüber hinaus die Kräfte zu sehr ansteigen oder die Probe reißen.

Für die Temperaturmessung wurden die Probekörper mit einem kleinem Loch in der Mitte versehen. Durch das Loch soll sichergestellt werden, dass die gemessene Temperatur im Inneren des Probekörpers vorliegt und dieser vollständig erwärmt bzw. gekühlt ist. Die Messung erfolgt mit einem Mantelthermoelement vom Typ K (NiCr-Ni). Zum Erreichen der Zieltemperatur wurde der Probekörper

in einem Ofen oder einer Tiefkühlbox bis über die Zieltemperatur hinaus erwärmt oder gekühlt. Die Temperatur bei der Durchführung des Versuches wurde vermerkt und variiert leicht.

4.1.6 Experimentelle Ergebnisse: Druckversuch mit Temperaturvariation

Den gemessenen Kraft-Weg-Verlauf bei -30°C und 110°C kann man in Abbildung 4.7 einsehen. Der Verlauf ist klar temperaturabhängig. Aufgrund der großen Unterschiede bezüglich der Reaktionskraft werden die Kurven mit zwei Y-Achsen dargestellt. Die Startkraft der Messung betrug weiterhin 25 N.

Die Versuche bei 110°C zeigen ein einfaches lineares Verhalten. Der Anstieg der Geraden von AEM60 und ACM60 ist näherungsweise gleich. AEM70 ist immer noch erkennbar steifer. Im Gegensatz dazu zeigen die Versuche bei -30°C ein stark nichtlineares, quasistatisches Verhalten. Bis zu einer Dehnung von 0,2 % scheint es noch zu einem Setzen des Aufbaus zu kommen; entsprechend erfolgt die Auswertung des Elastizitätsmoduls am Anstieg danach. ACM60 antwortet bei tiefen Temperaturen mit dem größten Widerstand gegen die aufgebrachte Verformung. AEM60 reagiert immer noch am weichsten, und AEM70 liegt vom Verhalten zwischen AEM60 und ACM60 bei -30°C .

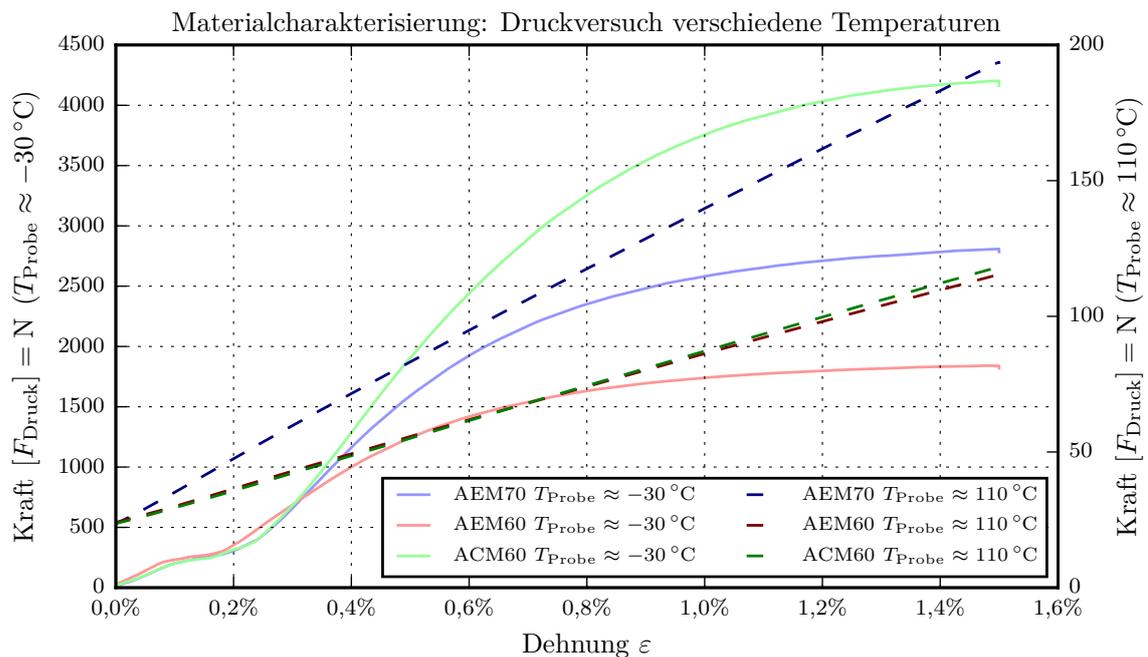


Abbildung 4.7: Einfluss der Temperatur auf das Kraft-Weg-Verhalten der Probekörper; zwei Y-Achsen wurden für die Darstellung verwendet, deswegen auch zwei Schnittpunkte mit der linken Y-Achse, obwohl die Startkraft jeweils 25 N beträgt

Der Elastizitätsmodul wird bei tiefen Temperaturen über den zweiten Anstieg nach dem Setzen der Probe bestimmt. Die Ergebnisse sind Abbildung 4.8 zu entnehmen. ACM60 ist empfindlicher bezüg-

lich Temperaturänderungen als AEM70 und AEM60. Diese verhalten sich gleich. Die Steigerung des Elastizitätsmoduls ist bei allen Probekörpern erheblich. ACM60 zeigt bei -30 °C eine Steigerung des Elastizitätsmoduls um den Faktor 36 und bei 110 °C eine Reduktion um den Faktor 3. Äquivalent dazu steigt bei AEM60 und AEM70 der Modul um den Faktor 22 bzw. 18. Bei beiden liegt eine Reduktion um den Faktor 2 vor. Die Ergebnisse zeigen, dass vor allem die niedrigen Temperaturen das Verhalten der ausgesuchten Elastomere verändern. Höhere Temperaturen sollten mit entsprechender Verpressung keine Probleme verursachen. Die unterschiedlichen Glasübergangstemperaturen sind im Diagramm mit eingezeichnet. ACM60 befindet sich bei den niedrigsten Temperaturen bereits unterhalb der Glasübergangstemperatur, arbeitet aber noch nicht vollständig im Bereich der Energieelastizität (noch keine Sättigung). AEM60 erreicht bei der niedrigsten Prüftemperatur gerade die Übergangstemperatur; AEM70 ist kurz vor dieser. Die Glasübergangstemperaturen wurden dem Herstellerdatenblatt der Kautschukmischungen entnommen.

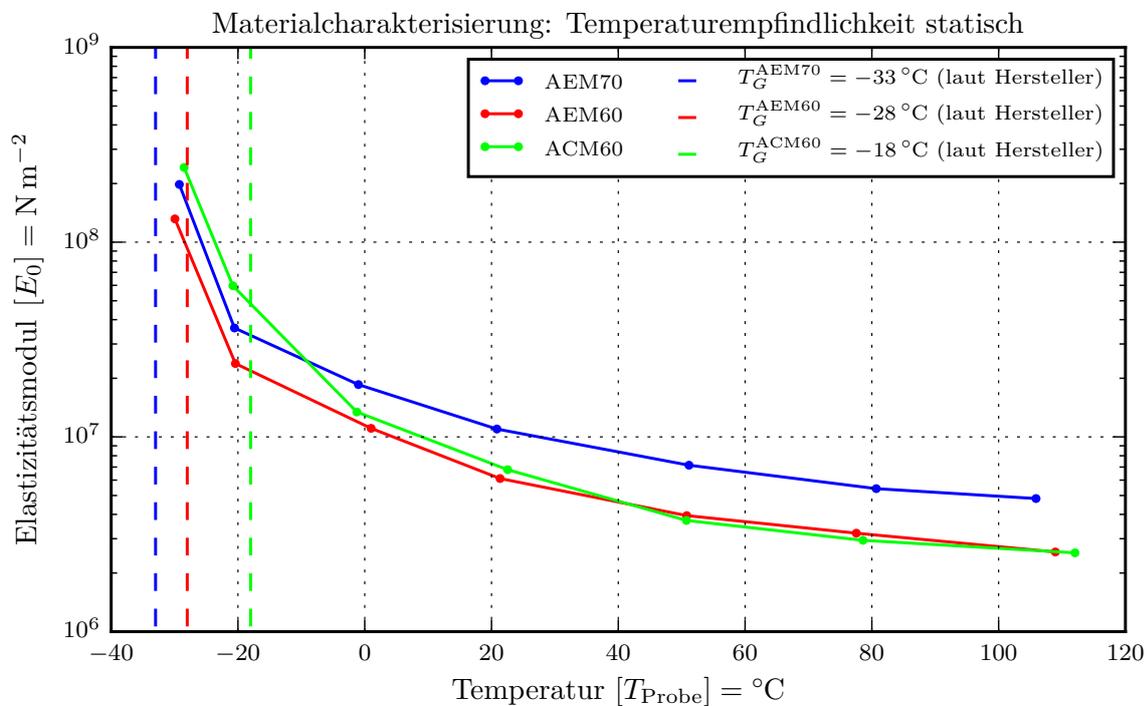


Abbildung 4.8: Veränderung des statischen Elastizitätsmoduls über der Temperatur

4.2 Elastisches Verhalten: Dynamisch

Über die vorhergehenden Versuche wurde das hyperelastische Verhalten der Materialien charakterisiert. Der Einfluss verschiedener Anregungsfrequenzen auf das Materialverhalten ist für Simulationen im Frequenzbereich relevant und gibt einen Einblick in das dynamische bzw. viskoelastische Verhalten der Werkstoffe. Die Bestimmung des komplexen Elastizitätsmoduls \hat{E} über die Ausbreitung von

Longitudinalwellen in stabförmigen Probekörpern ist bekannt und wird beispielsweise in den Quellen [24, 28, 16] beschrieben. Die dynamischen Ergebnisse gelten mit dem vorgestelltem Prüfaufbau für Raumtemperatur. Aufbauten für variierende Temperaturen sind jedoch denkbar.

4.2.1 Experimentelle Grundlagen: Longitudinalverfahren

Das Messverfahren basiert auf den Erkenntnissen zur Ausbreitung von Wellen in Festkörpern und dem Zusammenhang von Wellenausbreitungsgeschwindigkeit und Elastizitätsmodul. Das Prinzip beruht auf dem in Abbildung 4.9 vorgestellten Modell. Eine stabförmige Probe wird auf der Eingangsseite mit einer bestimmten Frequenz und Amplitude angeregt und zugleich am Probenende vermessen. Die Bestimmung des dynamischen E-Moduls

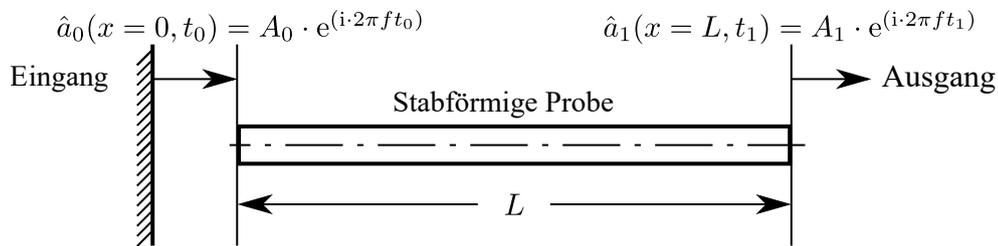


Abbildung 4.9: Modell für das Longitudinalverfahren mit stabförmigen Probekörpern [24]

$$\hat{E}(f) = \underbrace{\frac{4\pi^2 f^2 \rho}{(\beta^2 + \alpha^2)^2}}_x \underbrace{[(\beta^2 - \alpha^2)}_{xE'} + i \underbrace{2\alpha\beta}_{xE''}] \quad (4.8)$$

basiert auf der numerischen Berechnung von α , dem logarithmischen Dekrement, und β , dem Phasenparameter. Weiterhin wird die Materialdichte ρ und die Anregungsfrequenz f benötigt. Die Lösung der Bewegungsgleichung aus dem in Abbildung 4.9 vorgestellten Modell ohne zusätzliche Masse führt auf die Gleichungen [28]

$$\operatorname{Re}(\hat{V}_L^{-1}) = |\hat{V}_L|^{-1} \cos(\Delta\varphi_L) = \cosh(\alpha L) \cos(\beta L), \quad (4.9)$$

$$\operatorname{Im}(\hat{V}_L^{-1}) = -|\hat{V}_L|^{-1} \sin(\Delta\varphi_L) = \sinh(\alpha L) \sin(\beta L), \quad (4.10)$$

welche über die gemessene Vergrößerungsfunktion

$$\hat{V}_L = \frac{\hat{a}_1}{\hat{a}_0} \quad (4.11)$$

die Berechnung von α und β ermöglichen. Dafür muss das nichtlineare Gleichungssystem numerisch gelöst werden. Die Eingangsbeschleunigung \hat{a}_0 wird über einen Beschleunigungssensor mit Loch gemessen, welcher zwischen Probe und Shaker sitzt. Das Laser-Doppler-Vibrometer (LDV)

misst berührungslos die Schwingschnelle des Probenendes. Die Umrechnung in Schwingbeschleunigung zur Bestimmung der einheitenlosen Vergrößerungsfunktion erfolgt über Omega-Arithmetik im Frequenzbereich mittels $\hat{a}_1 = i2\pi f\hat{v}_1$.

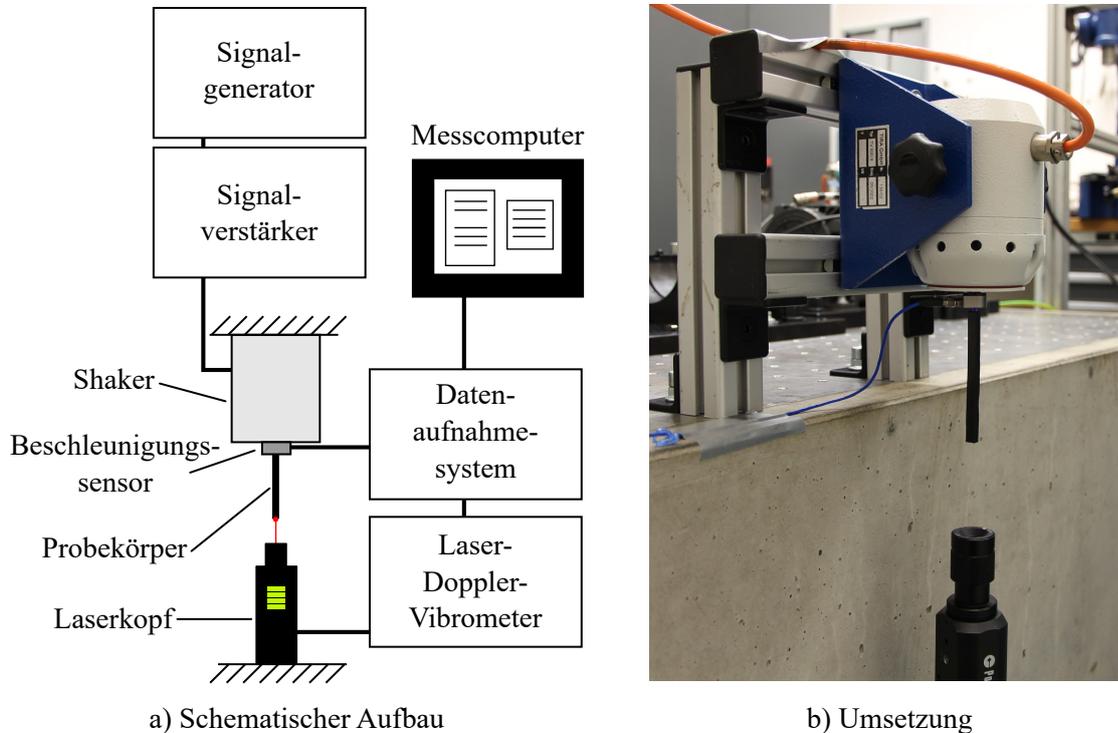


Abbildung 4.10: Schematischer Aufbau und Umsetzung des Longitudinalmessverfahrens

Der schematische sowie der tatsächliche Aufbau sind in Abbildung 4.10 zu sehen. Der Shaker wird durch eine Konstruktion von Aluminiumprofilen gehalten und ist über die Prüfplatte aus Beton gänzlich vom LDV isoliert. Die verwendeten Probekörper zeigt Abbildung 4.11. Es gilt das Farbschema aus den vorhergehenden Abschnitten (**AEM70** in blau, **AEM60** in rot und **ACM60** in grün). Bei steigender Frequenz wird die Spannung und somit auch die Ausgangsleistung am Signalgenerator erhöht, um dem Einbruch der Eingangsamplitude bei hohen Frequenzen entgegenzuwirken. Je Probenlänge werden drei Messungen durchgeführt und gemittelt. Das Messverfahren ist, abgesehen von der Verschiebung der Eigenfrequenz, unabhängig von der Probenlänge. Deswegen werden die Ergebnisse für Vergrößerungsfunktion und Phasenverschiebung verschiedener Probenlängen ebenfalls gemittelt. Es ergibt sich der Durchschnitt aus neun Messungen.

Für die Bestimmung der Phase ist die Totzeit der Messtechnik relevant. Voruntersuchungen konnten die Abhängigkeit der Messgüte des LDV von der Frequenz bestätigen. Der Zusammenhang von Phasenfehler und Frequenz ist linear und kann dem Datenblatt des LDV entnommen werden. Bei den Voruntersuchungen wurde derselbe Faktor ermittelt, der bei der Berechnung der Phase berücksichtigt wird.

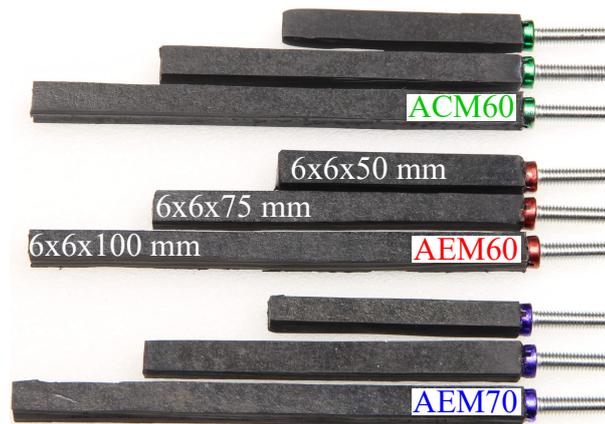


Abbildung 4.11: Probekörper für das Longitudinalverfahren, hergestellt aus 6 mm starken Prüfplatten

4.2.2 Experimentelle Ergebnisse: Longitudinalverfahren

Das Speichermodul ist dem oft eingesetzten statischen Elastizitätsmodul ähnlich und ermöglicht Vergleiche. Die Resultate für das Speichermodul können in Abbildung 4.12 eingesehen werden. Wie in den statischen Versuchen zeigt AEM70 den höchsten Widerstand gegen Verformung, ACM60 ist nur wenig steifer als AEM60. Die Standardabweichung der Messungen ist akzeptabel für AEM70 und gering für ACM60 und AEM60. Der Verlauf der Kurven ist nicht linear und wie erwartet frequenzabhängig. Gegenüber dem statischen E-Modul erhöht sich bei AEM70 der Modul um den Faktor 7 bei 200 Hz und um den Faktor 12 bei 7000 Hz. AEM60 und ACM60 weisen eine geringere Steigerung auf mit den Faktoren 3 bzw. 5 für AEM60 sowie 5 bzw. 7 für ACM60. Der Vergleich mit den Messungen zur Temperaturempfindlichkeit lässt erkennen, dass die untersuchten Frequenzen für AEM70 und AEM60 noch unterhalb des Glasübergangs liegen. Der Vergleich des statischen Elastizitätsmoduls bei Glasübergangstemperatur aus Abbildung 4.8 mit dem Speichermodul aus Abbildung 4.12 belegt dies. Für ACM60 ist das Ergebnis nicht eindeutig. Die korrespondierende Glasübergangsfrequenz bei Raumtemperatur liegt möglicherweise in der Nähe von 7 kHz.

Der Verlustfaktor ist ein Maß für die Dämpfung des Materials. ACM dämpft schlechter als AEM, wie in Abbildung 4.13 dargestellt. Besonders auffällig ist das starke Dämpfungsvermögen von AEM60 bei höheren Frequenzen. Eigenmoden sollte der Werkstoff im besonderen dämpfen. Trotz der deutlich höheren Steifigkeit zeigt AEM70 immer noch eine gute Dämpfungsfähigkeit. Die Standardabweichung streut bei AEM70 und bei ACM60 am stärksten im Bereich der Eigenfrequenzen der verschiedenen Proben.

Ein Vergleich der Messergebnisse mit der Masterkurve für AEM65 aus dem Anhang der Dissertation von Scholz [31] ergibt eine gute Übereinstimmung von Verlustfaktor und Speichermodul.

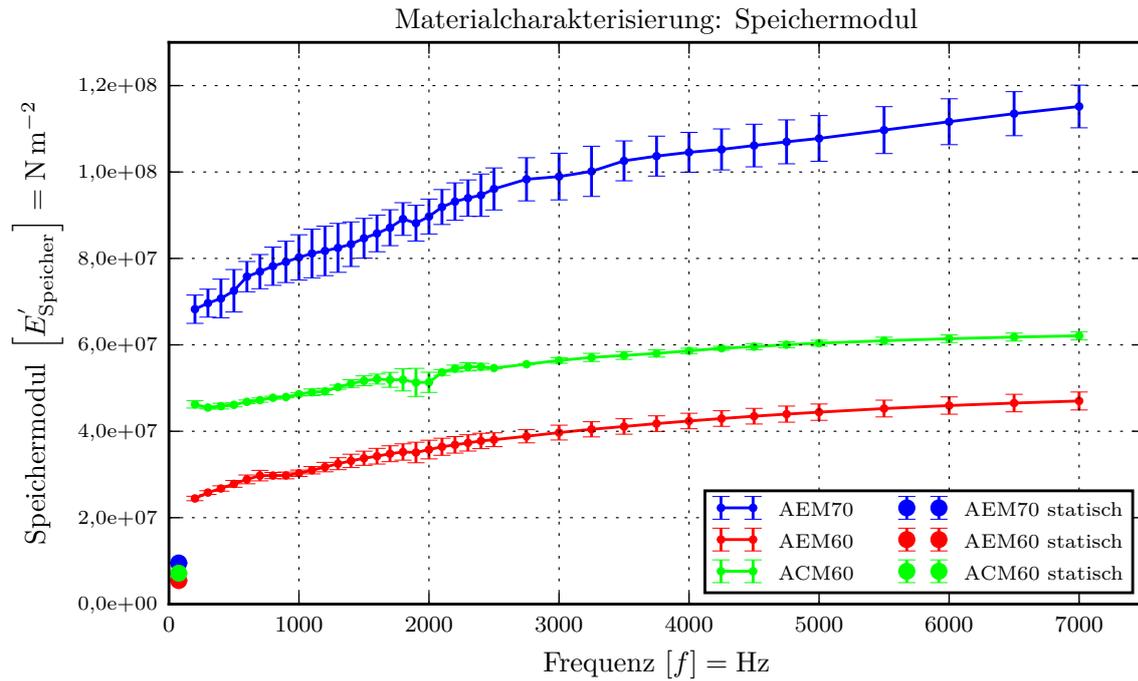


Abbildung 4.12: Ergebnisse des Longitudinalverfahrens für den Speichermodul mit Standardabweichung

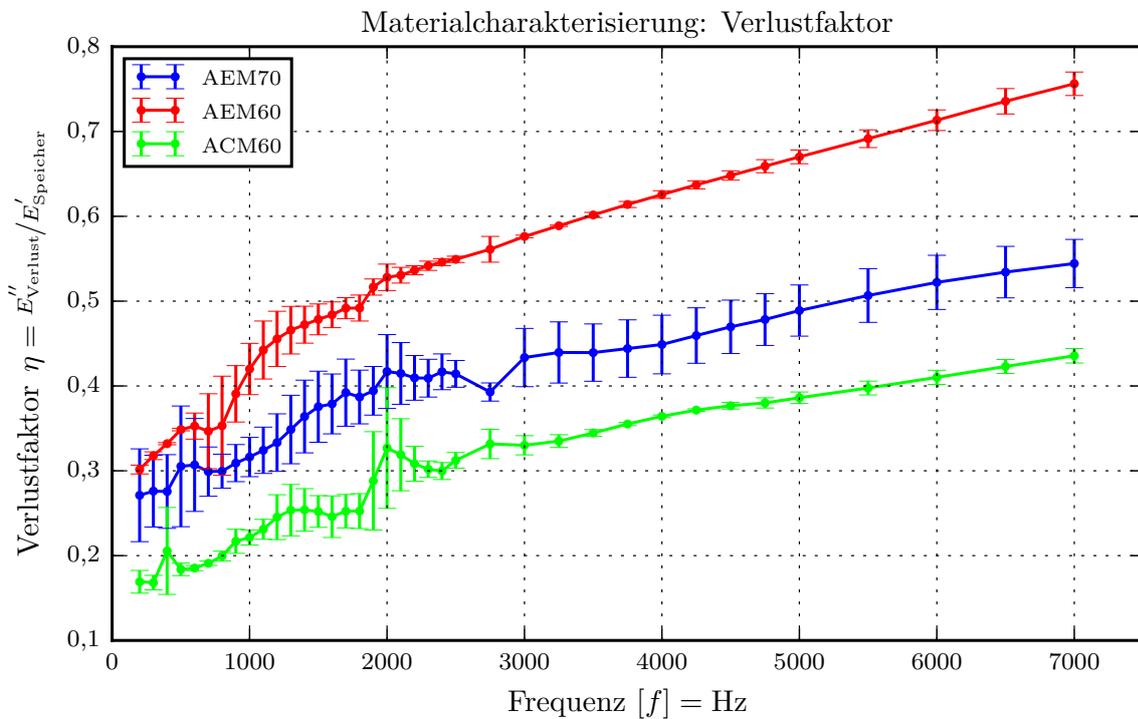


Abbildung 4.13: Ergebnisse des Longitudinalverfahrens für den Verlustfaktor mit Standardabweichung

4.2.3 Simulative Grundlagen: Longitudinalverfahren

Die Parameter der Simulation können Tabelle 4.3 entnommen werden. Das zugehörige Modell zeigt Abbildung 4.14. Für die Nachstellung der Versuche wurde die Probe mit einer Länge von 100 mm gewählt.

Das dynamische Elastizitätsmodul kann in der Form des Speichermoduls und des Verlustmoduls direkt in Abhängigkeit von der Frequenz in Abaqus als viskoelastisches Materialverhalten definiert werden. Für die Simulation wurde die direkte Störungsrechnung gewählt, welche rechenzeitintensiver ist als die meisten Berechnungen im Frequenzbereich. Die Abaqus-Dokumentation weist darauf hin, dass die direkte Störungsrechnung gegenüber der modenbasierten eine höhere Genauigkeit hat, wenn frequenzabhängige Dämpfung oder viskoelastisches Materialverhalten vorliegt. Über eine Störungsrechnung wird die komplexe Antwort des Systems bei harmonischen Anregungen mit verschiedenen Frequenzen bestimmt. Der Modellzustand wird aus dem letzten vorhergehenden allgemeinem Berechnungsschritt übernommen. So können beispielsweise Kontaktsteifigkeiten übertragen werden.

Für die Berechnung der Übertragungsfunktion wird die Antwort in der Mitte des freien Endes am Knoten 2825 ausgewertet.

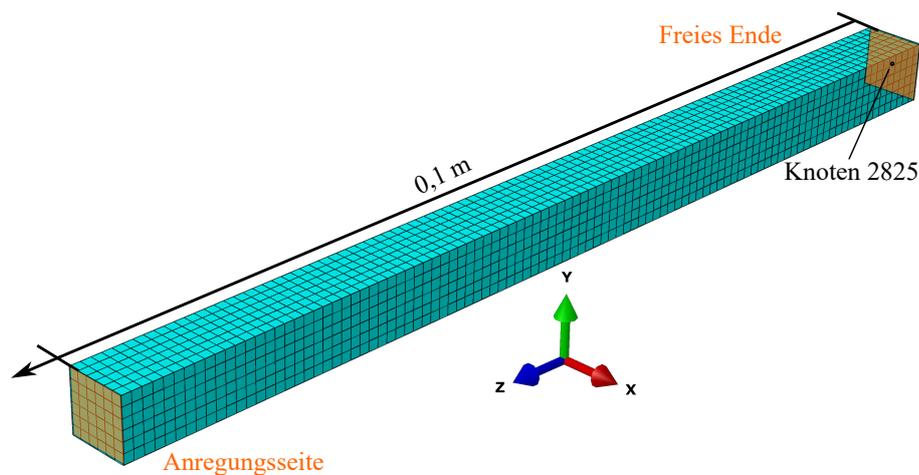


Abbildung 4.14: Modell der stabförmigen Probe mit finiten Elementen für das Longitudinalverfahren

4.2.4 Simulative Ergebnisse: Longitudinalverfahren

Die Simulationsergebnisse für Phasenverschiebung und Vergrößerungsfunktion können Abbildung 4.16 und Abbildung 4.15 entnommen werden.

Die Eigenfrequenzen der Probe werden gut abgebildet. Der Verlauf von Phase und Vergrößerungsfunktion wird ebenfalls gut nachgestellt. Aufgrund der hohen Dämpfung nimmt die Vergrößerungsfunktion bei AEM60 am stärksten ab. Die Darstellung des Simulationsfehlers in Abbildung 4.17

Tabelle 4.3: Simulationsparameter für die Nachstellung des Longitudinalverfahrens in Abaqus

Parameter	Symbol	Einheit	Wert
Berechnungsziele			
<ul style="list-style-type: none"> • Vergrößerungsfunktion des Probekörpers • Phasenverschiebung des Probekörpers 			
Material: Probekörper			
• Dichte			
AEM70	ρ	N m^{-2}	1356
AEM60	ρ	N m^{-2}	1296
ACM60	ρ	N m^{-2}	1480
• Viskoelastizität (FB)			
Verlustmodul	$E''(f)$	N m^{-2}	Datenreihe
Speichermodul	$E'(f)$	N m^{-2}	Datenreihe
Vordehnung	ε	-	0
Poissonzahl	ν	-	0,4995
Randbedingungen			
• Anregungsseite (harmonische Schwingung)			m; x; y; z; x _r ; y _r ; z _r
• Freies Ende			_; _; 1e-4 + i0; _; _; _
Vernetzung			
• Elementtyp		-	C3D8R
• Elementanzahl		-	3600
• Knotenpunkte		-	4949
Berechnungsart			
• Dynamisch, harmonische Anregung (FB)			

zeigt ein kontinuierliches Ansteigen des Fehlers für die Simulation der Vergrößerungsfunktion ab 3 kHz. Mit steigender Frequenz verringert sich die Amplitude am freien Ende der Probe, die Signalstärke nimmt ab und die Messgenauigkeit sinkt kontinuierlich. Bis 4 kHz sind die Ergebnisse dennoch ausreichend genau. Ob die Genauigkeit des Verfahrens bei Frequenzen über 4 kHz noch hinreichend ist, hängt von der angestrebten Simulationsgenauigkeit ab und muss für den Anwendungsfall geprüft werden. Ferner nimmt die Genauigkeit bei Messungen in der Nähe von Eigenfrequenzen ab.

Der Fehler für die Berechnung der Phase ist im Allgemeinen kleiner und liegt auch bei hohen Frequenzen unter 5 %. Bei niedrigen Frequenzen ist die Abweichung für AEM70 besonders hoch, möglicherweise das Ergebnis sehr kleiner Phasenverschiebungen bei niedrigen Frequenzen. Abschließend lässt sich sagen, dass das Messverfahren für den akustisch relevanten Bereich von elektrischen Traktionsmaschinen hinreichend genau ist. Für die Messung von Frequenzen unter 200 Hz oder über 7 kHz eignet sich das Verfahren in der hier umgesetzten Form nicht. Ergebnisse außerhalb dieses Bereiches wurden bereits vorher aufgrund der hohen Standardabweichung entfernt.

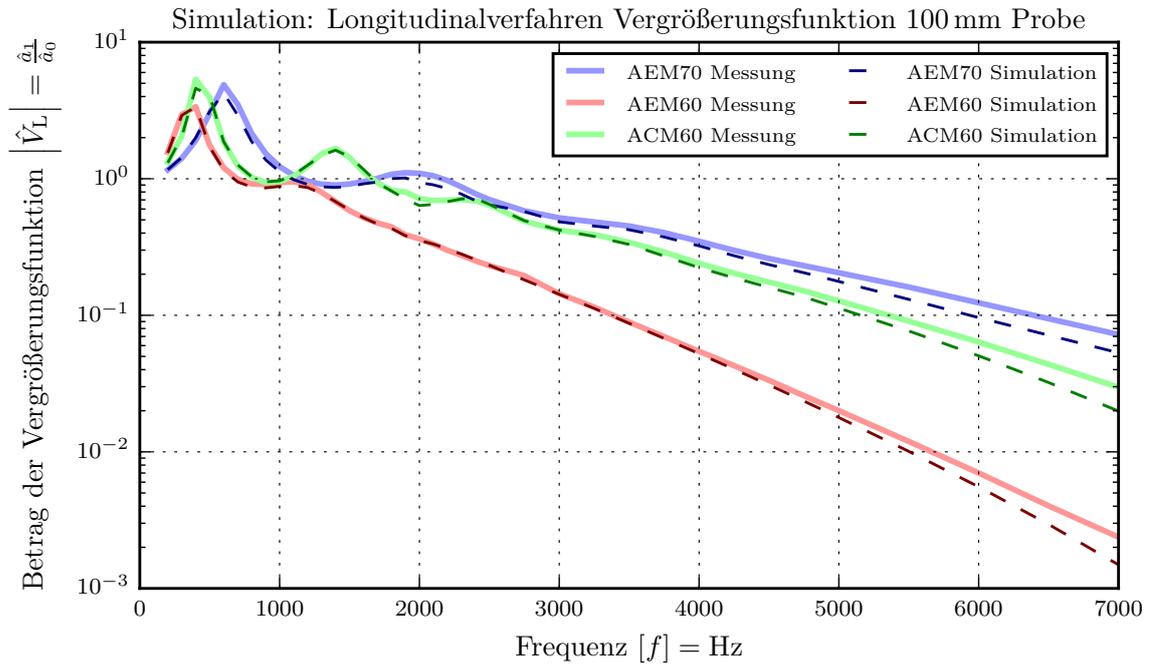


Abbildung 4.15: Ergebnisse für die Vergrößerungsfunktion aus der Simulation zur Nachstellung des Longitudinalverfahrens

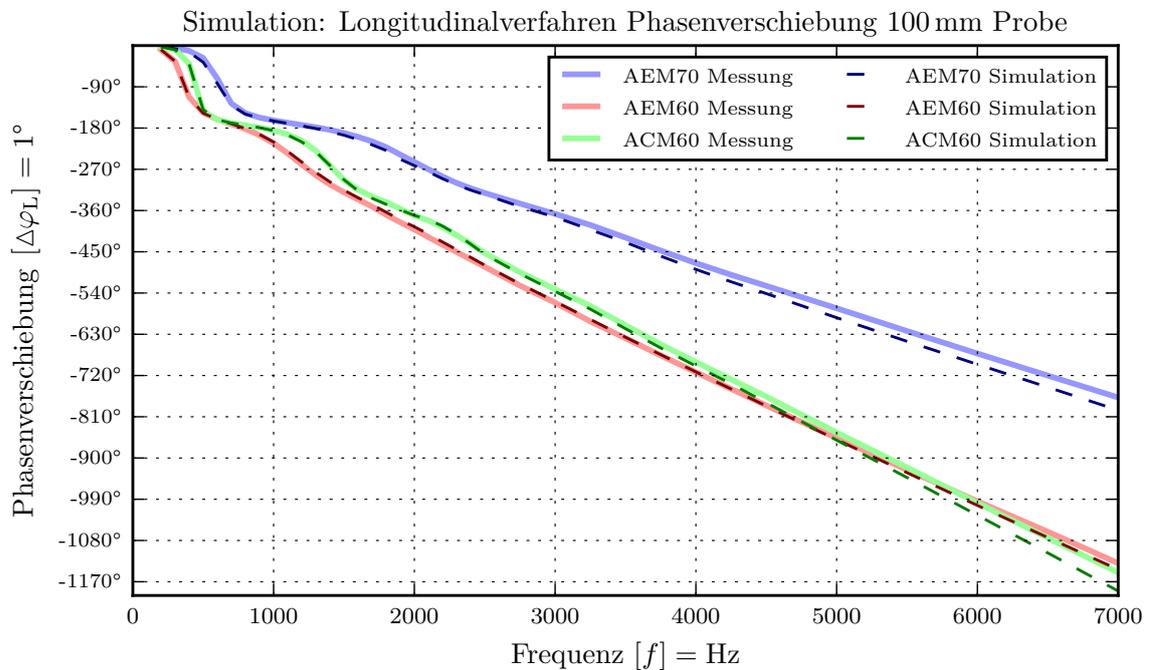


Abbildung 4.16: Ergebnisse für die Phasenverschiebung aus der Simulation zur Nachstellung des Longitudinalverfahrens

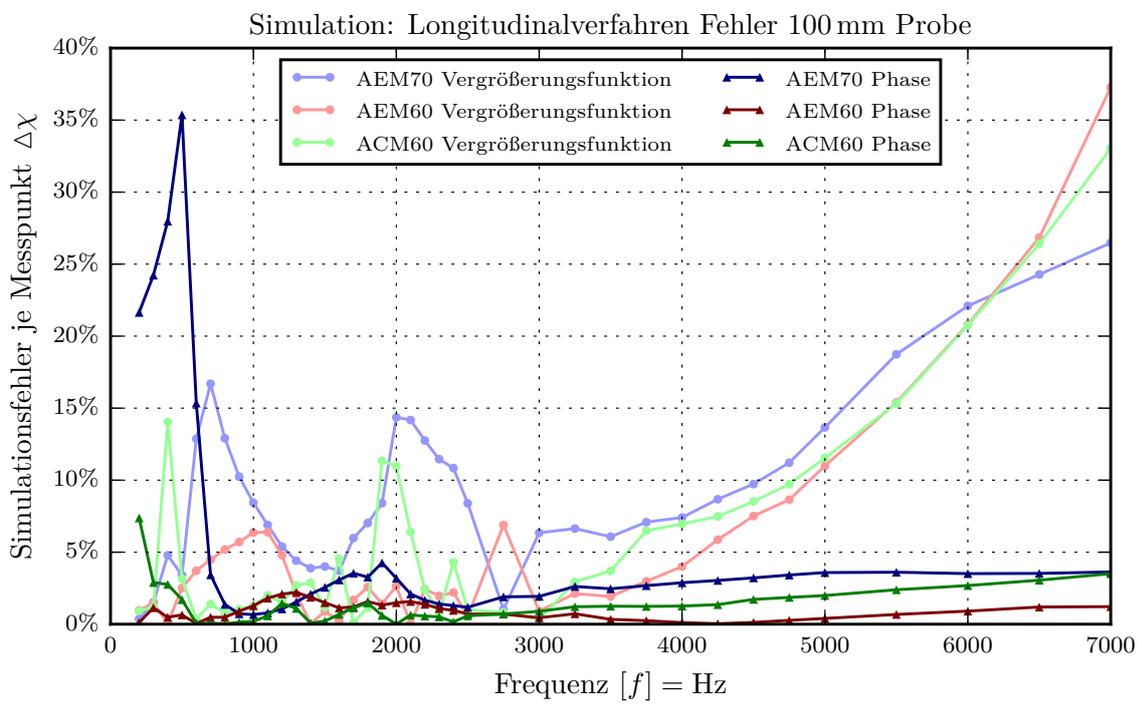


Abbildung 4.17: Fehler der Simulation für die Nachstellung des Longitudinalverfahrens in Abaqus

4.3 Quellverhalten

Obwohl der Aspekt der Ölbeständigkeit bei der Auswahl der Elastomere mit beachtet wurde, kann die Verträglichkeit nicht garantiert werden, ohne einen Versuch mit direkter chemischer Beanspruchung mit dem eingesetztem Getriebeöl, denn die Vielzahl an Ölen und Additiven erschwert die vorhergehende Beurteilung und kann lediglich als Indiz betrachtet werden.

4.3.1 Experimentelle Grundlagen: Quellverhalten

Für die Untersuchung der Ölbeständigkeit werden jeweils drei plättchenförmige Proben je Elastomer mit einer Oberfläche von ca. 4 cm^2 vorbereitet. Chemisch belastet werden die Proben 168 h bei einer Temperatur von 110 °C mit dem Getriebeöl des Komponentenprüfstandes. Die eingesetzte Ölmenge ist von der Gesamtprobenfläche je Kolben, 27 ml cm^{-2} , abhängig. Ein kleines Loch in der Probe dient der Aufhängung mittels Faden. Getestet wird die Quellbeständigkeit und ob Auflösungserscheinungen stattfinden. Die Anordnung kann Abbildung 4.18 entnommen werden.

Zur Beurteilung der Veränderung wird das Gewicht der Proben vor und nach der Korrosion mit einer Laborwaage gemessen. Bevor die Gewichtsmessung jeweils durchgeführt wird, werden die Proben gereinigt und anschließend bei 60 °C im Vakuumofen für 24 h ausgelagert. Verändert sich das Gewicht der Proben nicht, kann ein Einfluss des Getriebeöls auf die Materialien ausgeschlossen werden. Treten Auflösungserscheinungen ein, wird dies durch eine Gewichtsabnahme sichtbar. Eine Gewichtszunahme ist die Folge einer Einlagerung der Ölmoleküle in die Elastomere. Dies führt zur Quellung und somit zur Vergrößerung des Probenvolumens. Des Weiteren können dann Veränderungen der Materialparameter wie Steifigkeit und Dämpfung eintreten.

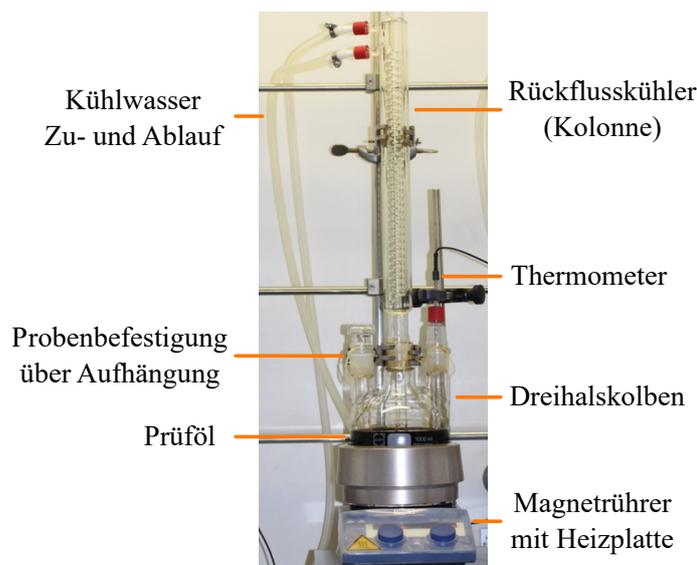


Abbildung 4.18: Versuchsaufbau je Elastomer zur Untersuchung der Ölbeständigkeit

4.3.2 Experimentelle Ergebnisse: Quellverhalten

Der Befund ist in Abbildung 4.19 dargestellt. Die Messungen zeigen für ACM60 und AEM60 eine ähnliche Gewichtszunahme von 2,4 % bzw. 2,5 %. Für diese beiden Proben sind die Abweichungen untereinander gering. Die Gewichtszunahme für AEM70 liegt bei zwei der Proben bei 3,6 %; die dritte Probe verliert jedoch $-4,4\%$ ihrer Masse. Ob dies das Resultat erster Auflösungserscheinungen ist oder versehentlich hervorgerufener Partikelabfall, kann nicht beantwortet werden.

Die Umstände im vorliegendem Test sind gegenüber den tatsächlichen Einsatzbedingungen für den Werkstoff schädlicher. Dies liegt vor allem an der großen Angriffsfläche. In Elastomer-Lagersitzen hat nur ein kleiner Teil der Sandwichstruktur Kontakt zum Öl. Dennoch liefert der Versuch den Hinweis darauf, dass bei der Verwendung von AEM70 als Elastomer-Lagersitz im besonderen die Tauglichkeit geprüft werden muss. Die beiden anderen Werkstoffe zeigen geringere Beeinflussung durch das Getriebeöl und können aller Voraussicht nach unbedenklich eingesetzt werden. Vor dem Einsatz in Serienmotoren muss dennoch eine detaillierte Freigabe erfolgen. Auch hier könnte die Erhöhung der Masse einen Einfluss auf die Materialparameter nehmen und somit die Langzeitnutzbarkeit der Elastomere verschlechtern. Durch eine Veränderung der Steifigkeit verschlechtert sich unter Umständen die Isolationsfähigkeit des Lagersitzes gegenüber Körperschall.

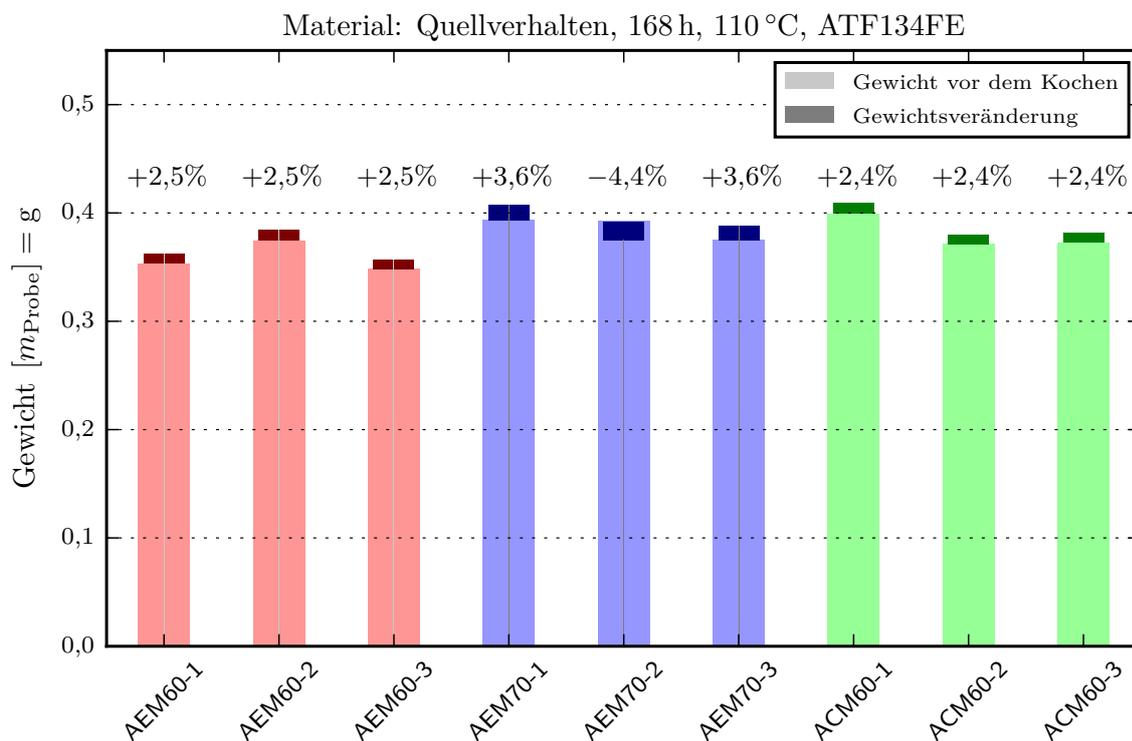


Abbildung 4.19: Ergebnisse der Untersuchungen zum Quellverhalten

5 ELASTOMERRING UND KOMPONENTENPRÜFSTÄNDE

Der Adaption und Konzeption von Prüfständen geht die Prüflingsauswahl voraus, welche zuerst beschrieben wird. Für die Untersuchung der Elastomer-Lagersitze werden zwei Wälzlagerprüfstände eingesetzt. Der Unwuchtprüfstand wird für die Voruntersuchung der Elastomerringe verwendet. Mit diesem wird der Einfluss der Verpressung auf die Steifigkeit und das Laufverhalten sowie das Modalverhalten erforscht. Die Nachstellung der tatsächlichen Lagerumgebung und die Überprüfung der Funktionstüchtigkeit erfolgt am Systemprüfstand.

5.1 Elastomerring

Der Elastomerring bildet die Basis für Prüfstandsum- und -aufbauten. Anhand vorheriger Untersuchungen zu Elastomer-Lagersitzen von Tillema und Scholz ([38, 31]) wurden Materialien und Ringstärke ausgewählt. Die endgültigen Maße sind der Zeichnung in Abbildung 5.1 zu entnehmen. Die Ringe haben eine Stärke s_{ring} von 2 mm und einen Innendurchmesser von 116 mm, um die Aufnahme verschiedener typischer Lagergrößen zu ermöglichen (6008, 6209, 6309). Die drei kreisrunden Bohrungen werden als freie Flächen für Sensoren genutzt. So kann ein Beschleunigungssensor direkt auf den Außenring des Lagers geklebt werden oder die Messung der Temperatur direkt am Lager erfolgen. Die ovale Bohrung dient der Aufnahme einer Passfeder. Eine allgemeine Geometrie war nötig, um das Fertigen neuer Werkzeuge zwecks der seriennahen Herstellung mittels Spritzgießen zu vermeiden. Eingesetzt werden die Werkstoffe AEM60, AEM70 und ACM60, welche bereits in Kapitel 4 näher beschrieben wurden.

5.2 Unwuchtprüfstand

Eine Unwucht ist eine der einfachsten Formen, um ein Lagersystem dynamisch zu belasten. Der Unwuchtprüfstand ist ein geschleppter Wälzlagerprüfstand, dessen Aufbau in Abbildung 5.2 veranschaulicht ist. Der Prüfstand wurde speziell für die Bewertung verschiedener Lagersitzvarianten mit und ohne Elastomeren entworfen. Ziel des Prüfstandes ist es, in Voruntersuchungen die nötige Verpressung für Elastomerringe sowie den Steifigkeitsverlust zu quantifizieren. Der Aufbau ist symmetrisch. Unter der Annahme perfekter Symmetrie genügt somit die Vermessung einer Prüfstandshälfte. Des Weiteren wurde er im Hinblick auf Einfachheit erdacht, um die Verifizierung der

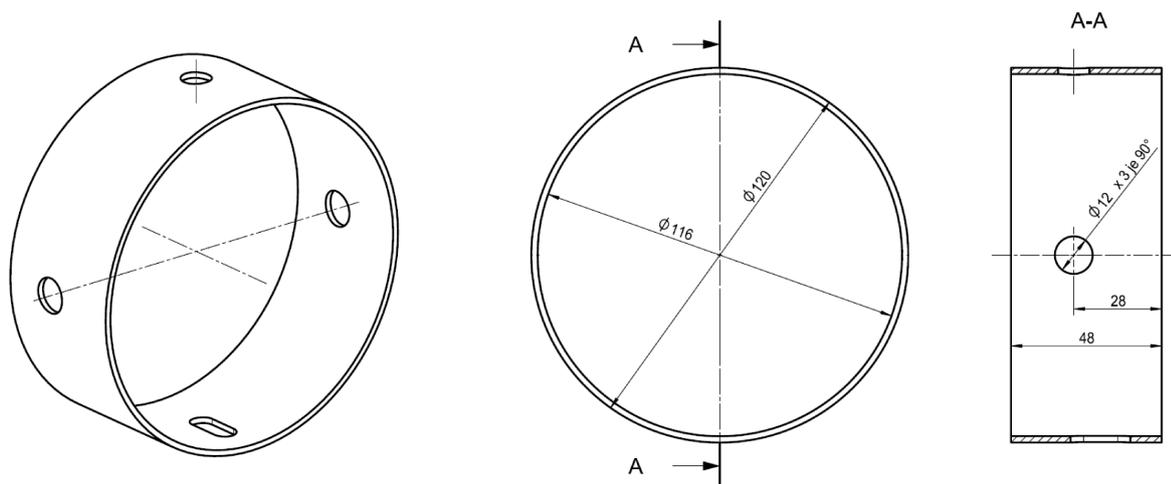


Abbildung 5.1: Zeichnung des eingesetzten Elastomerringes aus AEM60, AEM70 und ACM60

Auswertemethoden durch Simulation zu ermöglichen. Ferner erleichtert ein reduzierter Komplexitätsgrad regelmäßiges Umbauen und verbessert die Wiederholbarkeit.

Die Kenndaten des Schleppmotors können Tabelle 5.1 entnommen werden. Für beide Prüfstände wird derselbe Motortyp verwendet. Die Schmierung der Lager erfolgt über ein Hochleistungs-Wälzlagerfett von SKF, Typ LGHP 2. Die eingesetzten Wälzlager haben einen mit Glasfaser verstärkten Polyamid-Käfig. Dieser ist als einseitiger Schnappkäfig zur Verbesserung der Hochdrehzahl-eignung des Lagers ausgeführt. Um stärkere Erwärmungen zu vermeiden, wird die Wärme an beiden Lagersitzen durch Luftventilation abgeführt. Thermoelemente am Außenring messen die Lagertemperatur und dienen auch der Prüfstandsüberwachung. Überschreitet die Außenring-Temperatur 35°C , schaltet der Prüfstand ab. Ein Schwingungswächter kontrolliert ebenfalls die Schwingungsschnelle und deaktiviert den Antrieb beim Überschreiten eines Effektivwertes von 5 mm s^{-1} .

Über eine Schelle mit Gewindebohrungen können bis zu zehn Madenschrauben für das Aufbringen einer künstlichen Unwucht eingesetzt werden. Die detailgetreue CAD-Baugruppe der Schelle erlaubt die Berechnung von Massezentrum, Gesamtmasse und Trägheitsmomenten der Unwucht, um diese in Simulationen als konzentrierte Masse zu repräsentieren. Die CAD-Modelle der Baugruppe wurden angepasst, bis berechnete und mittels Waage gemessene Masse übereinstimmten. Durch Wirbelstromsensoren wird die Verlagerung der Welle an zwei Positionen gemessen. Dadurch kann die Biegelinie der Welle approximiert werden. Näheres dazu steht in Abschnitt 6.2. Für die Vermessung der auftretenden Schwingungen werden drei Beschleunigungsaufnehmer am Prüflagerbock montiert, zwei am Außenring und einer auf dem Lagerbock. Welche Schwingungen die Grundplatte erreichen, vermisst ein vierter Aufnehmer.

Die detaillierte Gestaltung der schwimmenden Lagerung für eines der symmetrisch aufgebauten Lager ist Abbildung 5.3 zu entnehmen. Aufgrund des Lastfalles mit einer am Innenring mitrotierenden Kraft wird der Außenring festgehalten und der Innenring des Lagers mit einer losen Passung

versehen [26]. Die ausgewählte Übergangspassung am Außenring tendiert zu einer Presspassung und wurde in Absprache mit dem Fertiger ausgewählt. Weiterhin ist der Lagersitz durch den Elastomerring gekennzeichnet, welcher den Rotor radial entkoppelt. Axial liegt weiterhin ein steiferer Stahl-zu-Stahl-Kontakt vor. Die Axialkräfte übertragende Nase muss in radialer Richtung mit ausreichend Luft in den Lagerbock eingelassen werden, damit die Entkopplung effektiv arbeiten kann. Zwischen Lagerbock und Elastomerring liegt, ohne Fühlerlehrenband, bei optimaler Fertigung eine Übergangspassung mit ca. 0 % Verpressung vor. Durch das Hinzufügen von Fühlerlehrenbändern verschiedener Dicke können gezielt Verpressungen der Sandwichstruktur untersucht werden. In der Referenzkonfiguration mit Stahlbuchse ohne Elastomerring wird kein Fühlerlehrenband verwendet, und der Durchmesser der Lagerbuchse ist um 4 mm größer, um den fehlenden Ring zu ersetzen. Weiterhin gibt es eine Passfeder, um tangenciales Wandern der Lagerbuchse bei unzureichender Reibungskraft zu verhindern. Diese Passfeder wurde für Versuche mit Elastomerring aus Prüfplatten gleichen Materials nachgeschnitten, um radial keinen Metall-zu-Metall-Kontakt zu verursachen.

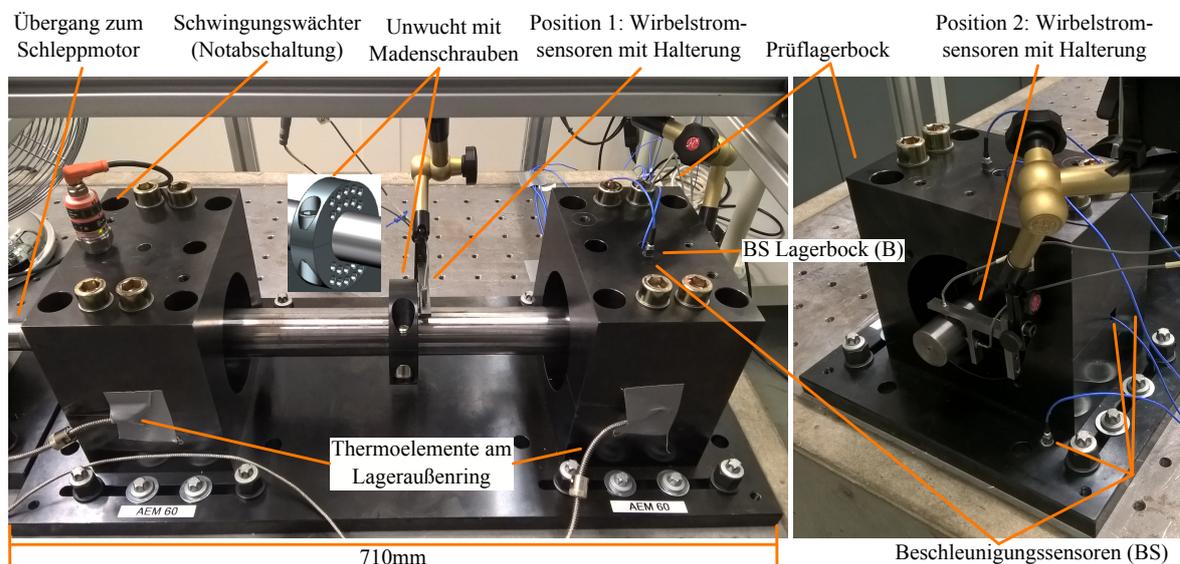


Abbildung 5.2: Aufbau des Unwuchtprüfstandes zur Untersuchung von Steifigkeit und Verpressungen

5.3 Systemprüfstand

Der Systemprüfstand ist dem Unwuchtprüfstand in seinen Grundzügen ähnlich, hat jedoch einen erhöhten Komplexitätsgrad. Entworfen und aufgebaut wurde der Prüfstand in einem vorangegangenen Promotionsvorhaben von M. Nabhan ([21]). Die Kenngrößen des Systemprüfstandes sind in Tabelle 5.1 aufgelistet. Ein Schleppmotor treibt den Wälzlagerprüfstand an und erlaubt Drehzahlen bis 20000 min^{-1} . Ziel des Prüfstandes ist die Nachstellung der Lagerumgebung von Elektromotoren. Zu diesem Zweck werden alle lagerrelevanten Bauteile mit realistischen Passungen nachgebildet. Des

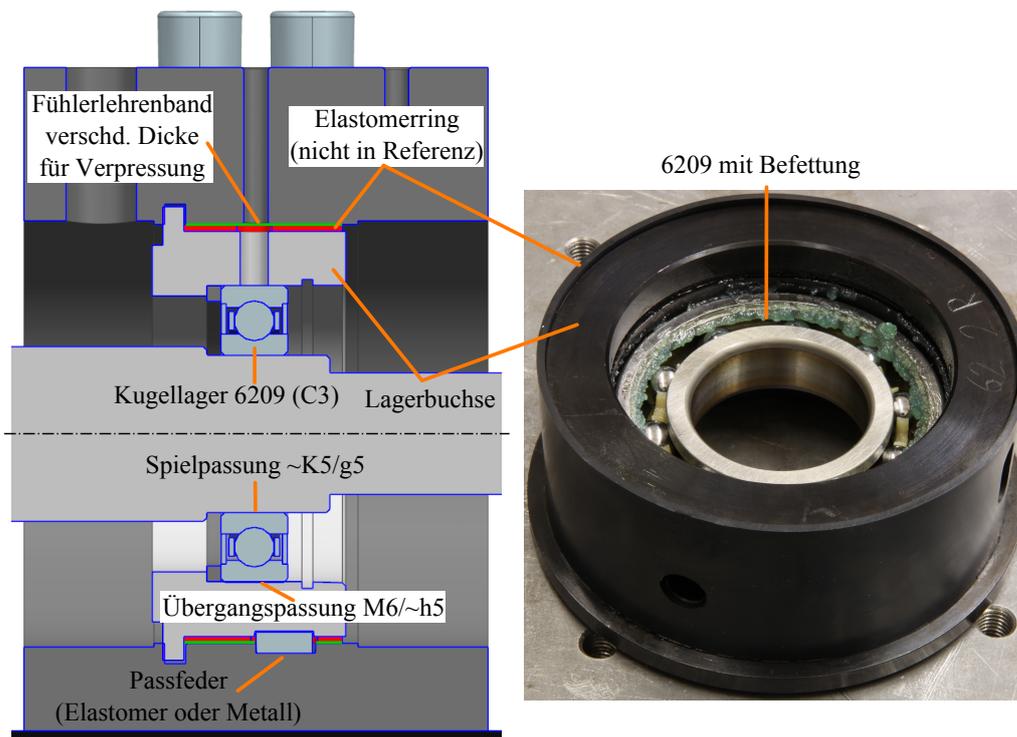


Abbildung 5.3: Aufbau des Lagersitzes zur Untersuchung von Steifigkeit und Verpressungen am Unwuchtprüfstand

Weiteren wird die Beölungssituation und die Thermik durch Öl- und Umgebungstemperierung simuliert. Der Prüfstand wurde explizit als Wälzlager- und Komponentenprüfstand entworfen und spiegelt nicht die Belastung durch Wechselströme und ein zusätzliches Getriebe wider, wie es für einen Lebensdauerprüfstand notwendig wäre. Abbildung 5.4 zeigt die Anordnung der essentiellen Bestandteile innerhalb der Prüfstandskammer. Die Ölkonditionieranlage arbeitet mit zwei Ölkreisläufen und einem Wärmetauscher. Im ersten Kreislauf befindet sich das wärmebeständige Thermoöl, der zweite beinhaltet das Getriebeöl des Prüfstandes. Ein zusätzlicher Ölentlüftungsbehälter reduziert den Schaum des rückfließenden Öls, um die Messgüte im Coriolis-Durchflussmessgerät zu verbessern. Für die Bettung des Prüfstandes wird eine Platte mit dämpfendem Spezial-Beton eingesetzt, welche auf einer Druckluft gespeisten Schwingisolierung mit vier Füßen aufliegt. Der Prüfling befindet sich in einer externen Klimakammer, um die Prüfung verschiedener Temperaturbereiche zu ermöglichen. Die Prüflingsgrundplatte liegt auf sechs Säulen, jede mit einem Durchmesser von 48 mm und einer Länge von 114 mm. Durch diese konstruktive Maßnahme verliert die Grundplattenlagerung an Steifigkeit, was ein notwendiger Kompromiss ist, um den Aufbau innerhalb der Kammer zu ermöglichen. Dennoch ist der gesamte Antriebsstrang für hohe Drehzahlen geeignet und wurde so konzipiert, dass Verkippungen und Verlagerungen von Wellenenden genau zueinander eingestellt werden können, um eine gute Fluchtung zu erreichen.

Die Gestaltung des Lagersitzes und des Prüflings kann Abbildung 5.5 entnommen werden. Die vorgespannte, schwimmende Lagerung in X-Anordnung mit den Lagern 6008 und 6209 entspricht der Ro-

Tabelle 5.1: Kenngrößen des Systemprüfstandes

Schleppmotor		Klimakammer	
Max. Drehzahl	20 000 min ⁻¹	Temperierung	-25 °C bis 100 °C
Max. Drehmoment	65 Nm		
Max. Leistung	32 kW		
Ölkonditionierung		Messgrößen (über Prinzip)	
Öltemperierung	23 °C bis 120 °C	Drehmoment	Torsion mit DMS
Max. Öldruck	10 bar	Öl- und Lagertemp.	Element Typ K
Max. Ölmenge	65 lmin ⁻¹	Öldurchflüsse	Ultraschall und Coriolis
		Körperschall	piezoelektrisch
		Luftschall	akustische Kamera

torabstützung des nachgebauten Elektromotors. Der Vorspannsatz überträgt durch drei Anlagepunkte über drei Kraftmessdosen die Vorspannung und kann stufenlos über das Anziehen von Schrauben eingestellt werden. Im Gegensatz zum Unwuchtprüfstand befindet sich die Presspassung am Lagerinnenring und die lose Passung am Lageraußenring, obwohl bei hohen Drehzahlen die umlaufende Belastung durch die Unwucht dominant ist. Die Passungswahl ist ebenfalls derjenigen im Elektromotor nachempfunden, in welchem die ortsfeste Radialkraft des Getriebes vorherrschend ist. Näheres zur Auslegung der Sandwich-Struktur aus Lagerbuchse, Elastomerring und Lagerschild ist in Unterabschnitt 7.3.1 aufgeführt.

Der Ölzulauf in die Hohlwelle erfolgt über ein abgedichtetes Rohr. Über kleine Düsen in der Welle wird das Öl durch die Rotation im Prüfling verteilt. Der Großteil des Öls fließt über die Ölrückflüsse an der Unterseite zurück. Wenige Milliliter Öl pro Minute durchlaufen die Lager und dienen der Schmierung. Die Regelung der Beölung erfolgt entweder über den Öldruck oder die Ölmenge. Die genaue Öldruckregelung ist, wegen des ausgeprägten Saugverhaltens des Prüflings und der vorhandenen Pumpenleistung, bei hohen Drehzahlen nicht mehr möglich.

Für die Berechnung der Lagerreibung wird das Drehmoment gemessen. Weitere Messgrößen sind die Temperaturen verschiedener Öl-Zu- und -Abläufe sowie die Erwärmung des Lageraußenringes mittels Thermoelementen. Die zugeführte Ölmenge und der Rückfluss an Seite A wird über Durchflussmesser bestimmt. Für die Beurteilung von Körper- und Luftschall werden piezoelektrische Beschleunigungsaufnehmer und eine akustische Kamera verwendet. Der Prüfstands Aufbau erlaubt auch die Messung der Beschleunigung an der Lagerbuchse, welche sich im Transferpfad vor der Elastomerschicht befindet. Der Einsatz der akustischen Kamera ist bei geschlossener Klimakammer nicht möglich, weshalb Luftschallmessungen nur bei Versuchen mit Umgebungstemperatur durchführbar sind. Um Reflexionen und Geräusche von Nebenaggregaten, wie die der Ölkonditionieranlage oder des Schleppmotors von der Messung abzuschirmen, werden bei Prüfungen mit Luftschallmessung in der Klimakammer und an deren Rand zusätzlich Dämmmatten eingesetzt.

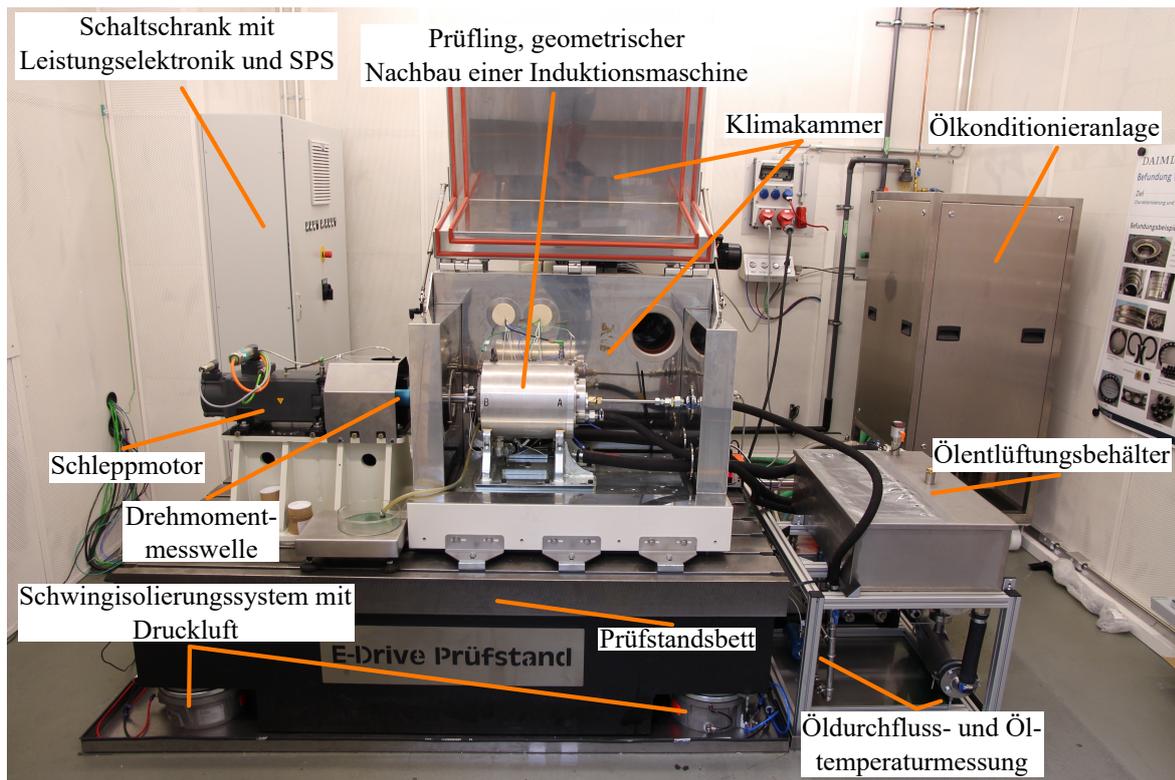


Abbildung 5.4: Aufbau des Systemprüfstandes zur Absicherung der Funktion

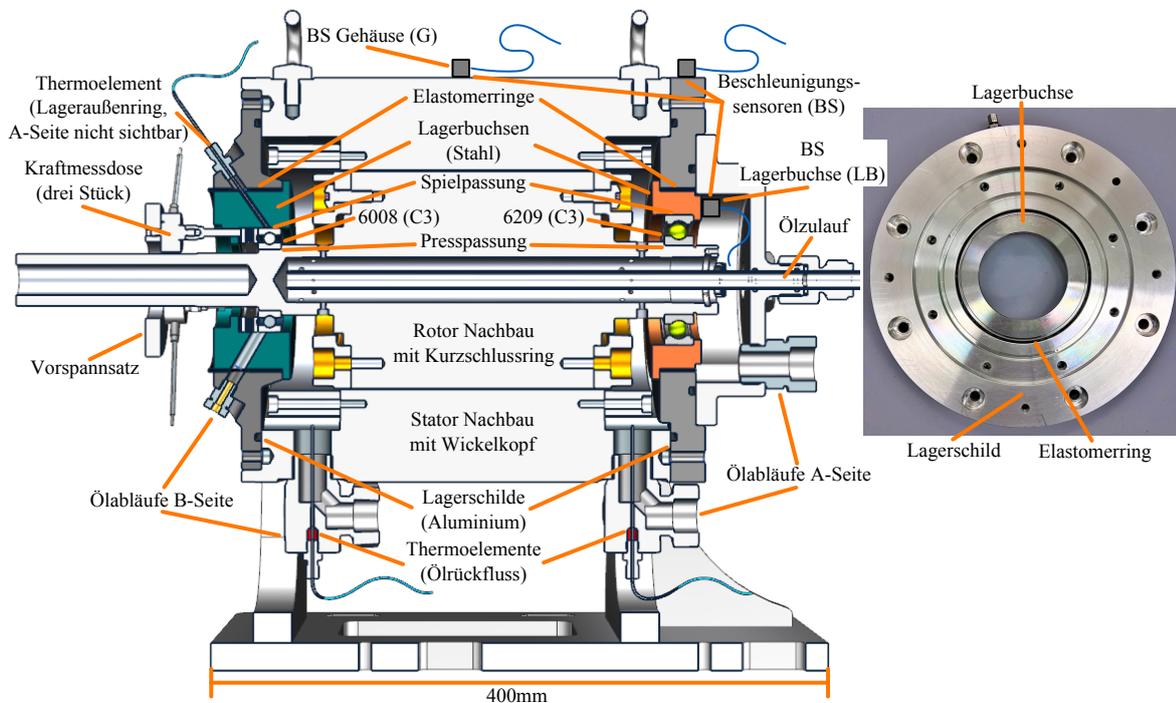


Abbildung 5.5: Aufbau des Lagersitzes und des Prüflings am Systemprüfstand, Prüfling als Nachbau einer Induktionsmaschine

6 AUSWERTEMETHODIK

Die im Kapitel 7 vorgestellten Ergebnisse der Prüfstände werden durch verschiedene Pythonskripte und Oberflächen erzeugt. Die Berechnungsmethoden für die Ergebnisse des Unwuchtprüfstandes werden in diesem Kapitel vorgestellt. Die mit Qt4 erstellte Oberfläche zur Auswertung von Schwingungsuntersuchungen wird nicht näher erläutert, da übliche Algorithmen verwendet werden. Des Weiteren dient die Oberfläche zur Erstellung von Diagrammen mit \LaTeX -Unterstützung. Bilder der Oberfläche sind im Anhang auf Seite 136 abgebildet. Die Diagramme innerhalb der Arbeit wurden mit dem Tool erstellt.

6.1 Wellenorbit aufgeschlüsselt nach Ordnungen

Der Orbit der Welle besteht bei höheren Drehzahlen aus verschiedenen überlagerten Bewegungsformen, die in ihrer Summe nur schwer zu verstehen sind. Das Skript dient zuerst der Lokalisierung der Ordnungen, welche die Bewegungsform am meisten prägen. Danach wird die Bewegung in ihre einzelnen Ordnungen aufgeteilt. Der schematische Ablauf der Berechnung ist einsehbar in Abbildung 6.1. Die Methode ist für die Auswertung von Versuchen mit konstanter Drehzahl entworfen worden. Abbildung 7.8 zeigt beispielsweise ein Ergebnis des Skriptes.

Für die Berechnung werden die Ergebnisse der Wirbelstromsensoren an Position 1 (siehe dazu Abbildung 6.2 oben) ausgewertet. Eine perfekte Unwucht beschreibt eine Kreisbahn oder eine Ellipse (bei anisotroper Lagersteifigkeit) und wird durch die erste Ordnung charakterisiert. Untersucht wird der Ordnungsbereich von der nullten bis zur fünften Ordnung. Der Energiegehalt in höheren Ordnungen kann vernachlässigt werden bei einem Unwucht dominierten Rotorsystem. Die Ergebnisse dieses Ordnungsbereiches zeigen deshalb die allgemeine Bewegungsform der Welle. Das Maximum und das Minimum in vertikaler und in horizontaler Bewegungsrichtung wird über den Betrag der Vektoren zu einem Vergleichswert zusammengefasst. Ein Pfeil zeigt die Drehrichtung an.

Mithilfe eines Welch-Spektrums, in welchem die Ergebnisse in dB dargestellt werden, können die prägnanten Ordnungen gefunden werden. Der gewählte Betrachtungsbereich sind hier 20 dB, was einem Leistungsverhältnis von 100 entspricht. Ordnungen, die in diesem Bereich nicht auftauchen, tragen deutlich unter 1 % zur Bewegung bei.

Nach dem Auffinden der Ordnungen können diese aus dem Signal herausgefiltert werden. Dafür wird derselbe Algorithmus verwendet, welcher schon das Grundsignal auf den Bereich von nullter bis fünfter Ordnung zuschneidet. Die Grenzen werden jetzt sehr eng gewählt (gesuchte Ordnung $\pm 0,01$). Somit ergibt sich beispielsweise für die zweite Ordnung der Bereich 1,99 bis 2,01. Analog zur allgemeinen Bewegungsform wird der Vergleichswert aus Maximum und Minimum bestimmt und prozentual verglichen. Die Drehrichtung gibt ein Pfeil an, welcher im Vergleich genutzt werden kann, um Gleichlauf und Gegenlauf zu separieren.

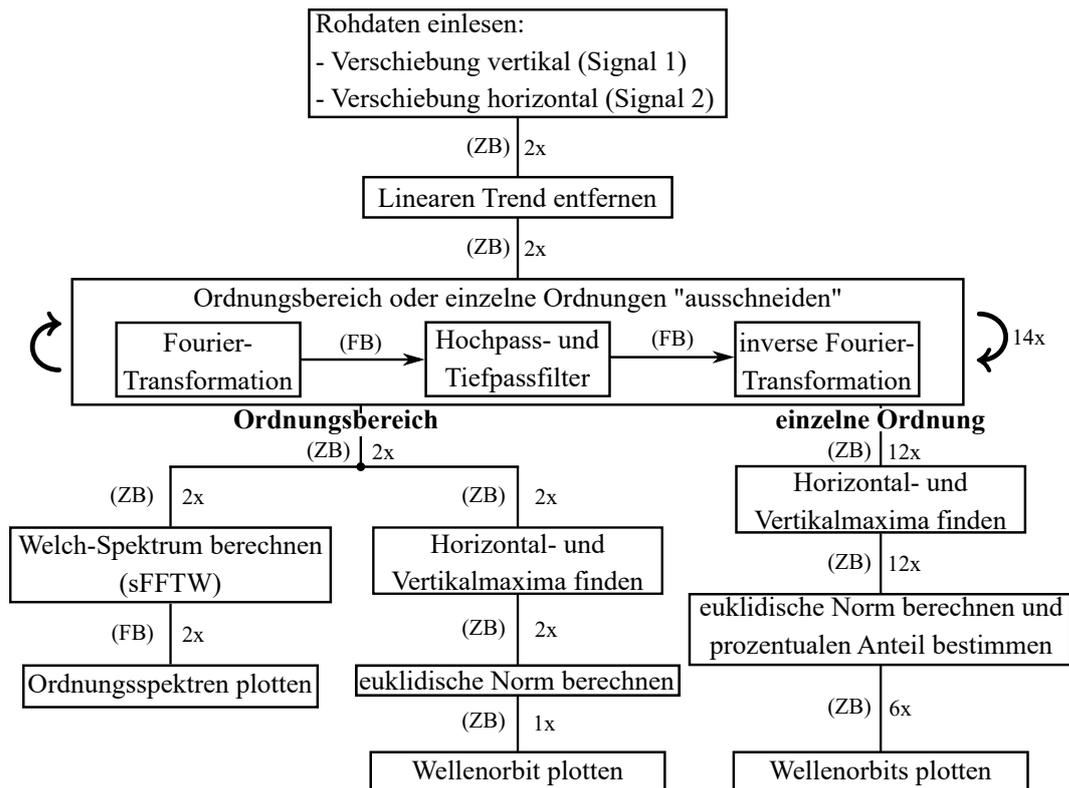


Abbildung 6.1: Schema des Skriptes zur Berechnung des Wellenorbits verschiedener Ordnungen (ZB: Zeitbereich, FB: Frequenzbereich, sFFTW: 'Fastest Fourier Transform in the West' [8])

6.2 Biegelinie und Fliehkraft

Das Ziel ist die Berechnung der Lagersitzsteifigkeit, im Folgenden auch Lagersystemsteifigkeit genannt, mit den vorhandenen Sensoren. Dafür muss die Verschiebung unter dem Lager und die auf das Lager wirkende radiale Kraft berechnet werden. Die erdachten Modelle zeigt Abbildung 6.2. Wie das vorhergehende Skript wurde diese Auswertung für Versuche mit konstanten Drehzahlen entworfen.

Mit drei bekannten Bedingungen kann eine quadratische Funktion gelöst werden. Bekannt sind die

Verschiebungen an den Positionen eins und zwei sowie der Ort der maximalen Verschiebung x_u , welcher an der Position der Unwucht vorliegt. Die Lage der maximalen Auslenkung ist vorher schon bekannt und kann in die quadratische Gleichung

$$u_v(x) = ax^2 - 2ax_u x + c \quad (6.1)$$

vor dem Auswerten der Sensoren eingearbeitet werden.

Um Messfehler und komplexere Formen der Welle auszuschließen, wird nur die Verschiebung der ersten Ordnung für die Berechnung verwendet. Dazu wird das Signal der Sensoren in den Frequenzbereich transformiert und ein Leistungsspektrum erstellt, aus welchem die Spitze der ersten Ordnung ausgelesen wird. Für die Transformation wird die Methode von Welch benutzt. Diese ist weniger anfällig für Rauschen und eignet sich im Besonderen für endliche und reelle Signale aus Messungen. Die Ergebnisse aus dem Leistungsspektrum S_{xx} entsprechen dem quadratischen Effektivwert und müssen noch in einen Scheitelwert

$$\hat{u}_v(x = x_I, x_{II}) = \sqrt{S_{xx}(f = f_{1ord}, x = x_I, x_{II})} \cdot \sqrt{2} \quad (6.2)$$

umgerechnet werden. Weiterhin ist es notwendig, die Phasenverschiebung $\Delta\varphi_{I,II}$ zwischen Position eins und zwei zu bestimmen. Wie Abbildung 6.2 zeigt, können sich die Vorzeichen unterscheiden. Darüber hinaus müssen die Maxima der Verschiebungen erster Ordnung nicht zeitgleich vorliegen. Dies beeinflusst die Form der Biegelinie. Um diese zu berücksichtigen, wird die Verschiebung an Position 2

$$\hat{u}'_v(x_{II}) = u_v(x_{II}) \cos \Delta\varphi_{I,II} \quad (6.3)$$

über die Phasenverschiebung angepasst. Liegen die Signale beider Sensoren in Phase wird das Signal an Position 2 nicht verändert; bei 90° ist die Verschiebung Null und bei 180° negativ. Alle anderen Fälle liegen dazwischen. Mit den Verschiebungen $\hat{u}_v(x_I)$ und $\hat{u}'_v(x_{II})$ können die Parameter a und c aus Formel (6.1) bestimmt werden.

Die Fliehkraft, welche das Lager aufnehmen muss, setzt sich aus zwei Komponenten zusammen: der künstlich hervorgerufenen Unwucht infolge einer Schelle, welche mit Madenschrauben bestückt werden kann, und der Unwucht, welche der Welle inhärent ist, weil Schaftachse und Trägheitsachse sich unterscheiden. Die resultierende radiale Lagerbelastung und das Kippmoment auf ein Lager infolge der Unwucht

$$F_{v,Unwucht} = \sum_{i=1}^N [m_i r_{e,v,i} \omega_n^2] + \frac{F_{v,Unwuchtschelle}}{2} \quad (6.4)$$

$$M_{h,Unwucht} = \sum_{i=1}^N [m_i r_{e,v,i} \omega_n^2 (x_{Lager} - x_i)] + \frac{F_{v,Unwuchtschelle}}{2} (x_{Lager} - x_u) \quad (6.5)$$

werden durch das Aufteilen der Welle in endlich viele Scheibensegmente errechnet. Die Masse eines

Segmentes wird über die Werkstoffdicke berechnet. Der Abstand eines Segmentes von der Drehachse

$$r_{v,e,i} = u_v(x_i) \tag{6.6}$$

kann mit der vorher errechneten Biegelinie bestimmt werden. Der Abstand des Masseschwerpunktes der Unwucht bzw. Schelle kann, unter Berücksichtigung der Wellenverformung

$$r_{v,e,s} = u_{v,max} + r_s \tag{6.7}$$

über die maximale Verschiebung der Biegelinie

$$u_{v,max} = u_v(x_u) \tag{6.8}$$

und die Exzentrizität der Madenschrauben befüllten Schelle r_s berechnet werden. Diese Werte für r_s sind in Tabelle 7.3 aufgeführt.

Zur Validierung der Messstrategie wurde dieselbe Drehzahl und Belastung am Prüfstand wiederholt angefahren, um die Verlagerung der Welle an 8 unterschiedlichen Positionen zu vermessen. Es zeigte sich eine gute Übereinstimmung mit einer quadratischen Funktion, und die Herangehensweise konnte bestätigt werden. Entsprechend genügt die Vermessung von zwei Positionen. Analog dazu können alle Größen auch in horizontaler Richtung berechnet werden.

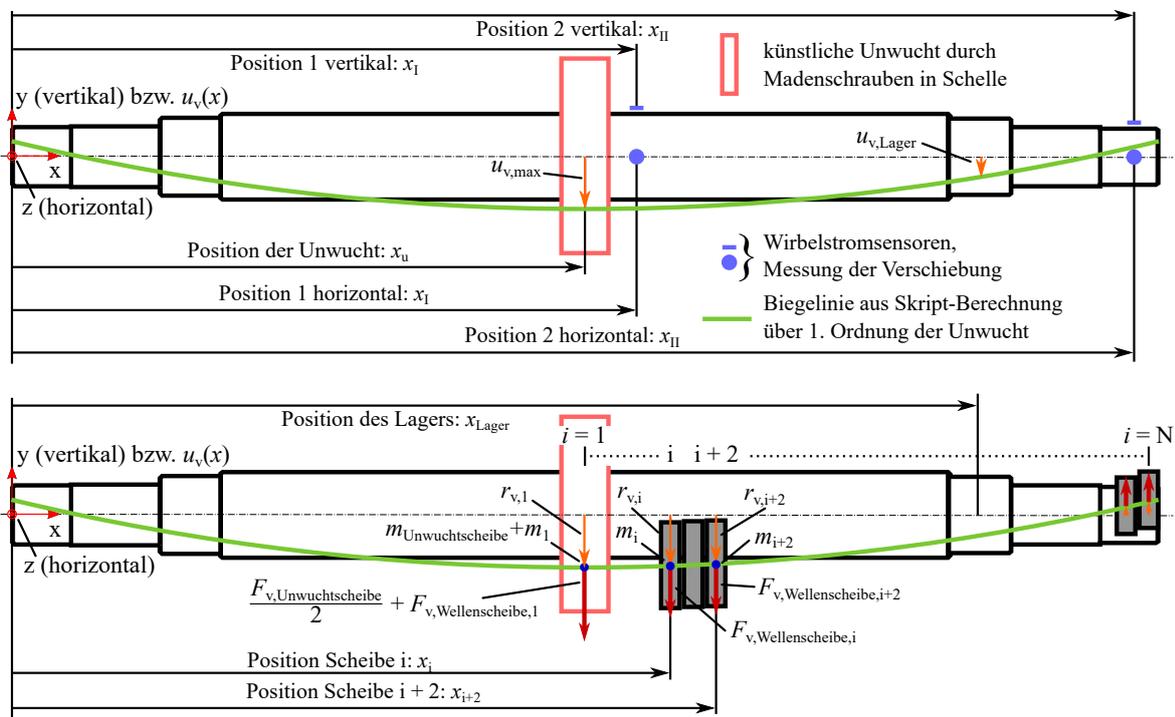


Abbildung 6.2: Modell für die Berechnung der Durchbiegung unter dem Lager in horizontaler und in vertikaler Richtung über vier Wirbelstromsensoren sowie die Aufteilung der Welle in Scheibensegmente zur Berechnung der Fliehkraft

6.3 Systemsteifigkeit

Kräfte und Verschiebungen aus Abschnitt 6.2 wurden im rotierenden System bestimmt; je höher die Drehzahl ist, desto größer ist der Einfluss der Trägheit. Für die Berechnung der Lagersystemsteifigkeit wird das Modell des Lavalläufers in elastischen Lagern aus Gasch et al. ([9]) verwendet. Umgeschrieben als Gleichungssystem erster Ordnung in vertikaler Schwingrichtung

$$\dot{x}(t) = v(t) \quad (6.9)$$

$$\dot{v}(t) = -\frac{b}{m_s}v(t) - \frac{c_{v,\text{System}}}{m_s}x(t) + \frac{F_{v,\text{Unwucht}}}{m_s}\sin(\omega_n t) \quad (6.10)$$

kann das System numerisch gelöst werden. Die gesuchte Größe ist die Steifigkeit des Lagersystems $c_{v,\text{System}}$, welche mittels Iteration angenähert wird. Die schwingende Masse m_s ist abhängig vom Versuchsaufbau. Aus der vorherigen Methode ist die wirkende Kraft $F_{v,\text{Unwucht}}$ für jede angefahrne konstante Drehzahl n bekannt. Die Dämpfungskonstante

$$b = 2b'm_s\omega_n \quad \text{mit} \quad b' = 0,01 \quad (6.11)$$

stabilisiert den Anfangswertproblemlöser für Differentialgleichungen erster Ordnung (first-order ODE-Solver) und wird über den Dämpfungsgrad b' berechnet, welcher nicht geändert wird. Das Anfangswertproblem wird für den Zeitraum $t_{\text{ges}} = 2\text{ s}$ mit einer Zeitschrittweite von $\Delta t = 1 \times 10^{-4}\text{ s}$ gelöst. In der ersten Sekunde schwingt das System vollständig ein, die zweite Sekunde wird ausgewertet. Als Zielwert der Iterationen dient die mittels Biegelinie bestimmte Verschiebung am Lager $u_v(x_{\text{Lager}})$, welche mit dem Scheitelwert der Verschiebung $\hat{x}(t = 1 \dots 2\text{ s})$ als Ergebnis des ODE-Solvers verglichen wird. Als Startwert für die Iteration wird die statische Steifigkeit

$$c_{v,\text{statisch}} = \frac{F_{v,\text{Unwucht}}}{u_v(x_{\text{Lager}})} \quad (6.12)$$

verwendet. Die Visualisierung des Modells zeigt Abbildung 6.2. Wie sich die Berechnungsmethodik auf die Ergebnisse für die Systemsteifigkeit auswirkt, ist in Tabelle 6.1 zu sehen. Bei niedrigen Drehzahlen ist der Unterschied zwischen dynamischer und statischer Methodik noch gering; mit steigender Drehzahl wächst die Differenz.

Die Kippsteifigkeit des Lagers

$$k_{v,\text{system}} = \frac{M_{v,\text{Unwucht}}}{\Theta_h} \quad (6.13)$$

wird nur statisch über das zuvor berechnete Moment der Unwucht $M_{v,\text{Unwucht}}$ und die Verkippung der Biegelinie an der Stelle des Lagers Θ_h bestimmt. Die Verkippung in horizontaler Richtung ergibt sich aus der vertikalen Biegelinie. Dies muss bei der Berechnung der Kippsteifigkeit beachtet werden.

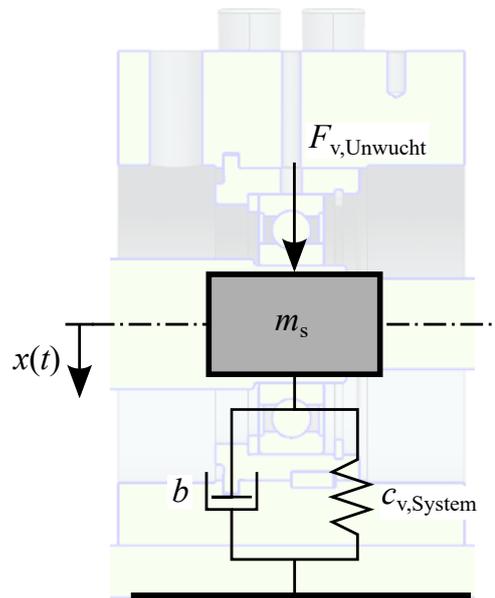


Abbildung 6.3: Modell für die Berechnung der Systemsteifigkeit

Tabelle 6.1: Vergleich von statischer und dynamischer Berechnung der Systemsteifigkeit am Beispiel der Ergebnisse von AEM60 mit 5 % Verpressung

Drehzahl [n] = min^{-1}	Statische Steifigkeit [$c_{v, \text{statisch}}$] = N m^{-1}	Dynamische Steifigkeit [$c_{v, \text{System}}$] = N m^{-1}	Unterschied [Δx] = %
5895	$3,51 \times 10^7$	$3,70 \times 10^7$	5,01
6807	$4,17 \times 10^7$	$4,43 \times 10^7$	5,57
7384	$3,96 \times 10^7$	$4,25 \times 10^7$	6,80
8199	$2,95 \times 10^7$	$3,31 \times 10^7$	10,85
8957	$3,11 \times 10^7$	$3,54 \times 10^7$	12,05
10077	$3,45 \times 10^7$	$3,99 \times 10^7$	13,57
10617	$3,73 \times 10^7$	$4,33 \times 10^7$	13,87
11956	$3,46 \times 10^7$	$4,22 \times 10^7$	18,02
12601	$3,69 \times 10^7$	$4,54 \times 10^7$	18,62
13775	$3,84 \times 10^7$	$4,85 \times 10^7$	20,85
14103	$3,95 \times 10^7$	$5,01 \times 10^7$	21,15
15604	$4,37 \times 10^7$	$5,67 \times 10^7$	22,90

7 KOMPONENTENTEST

Um den Einfluss der Elastomerringe auf das Lagersystem bewerten zu können, werden Versuche an Prüfständen durchgeführt. Ob die Elastomerringe die gewünschte Isolation in einer dem Elektromotor nachempfundenen Lagerung bewirken, zeigen Versuche am Systemprüfstand. Bevor der Lagersitz für den Systemprüfstand ausgelegt werden kann, müssen Voruntersuchungen am Unwuchtprüfstand durchgeführt werden. Zur Validierung der Ergebnisse werden FEM-Simulationen mit Abaqus begleitend eingesetzt. Für Vergleiche der Versuche wird immer eine Referenzkonfiguration, welche möglichst gleichwertig aufgebaut ist, die jedoch ohne Gummiring arbeitet, herangezogen. Es gilt das Farbschema aus Kapitel 4 für Ergebnisse mit **AEM70**, **AEM60** und **ACM60**. Für detaillierte Vergleiche mit der Referenz, in denen nicht alle Materialien herangezogen werden können, wird der Konsistenz halber immer AEM60 verwendet. Der Materialcharakterisierung zufolge ist das Potential zur Entkopplung mit diesem Material am größten. Es hat die niedrigste Steifigkeit und ein gutes Dämpfungsvermögen.

7.1 Unwuchtprüfstand: Verpressungseinfluss auf Steifigkeit und Orbit

Im Allgemeinen lebt eine Entkopplung von Impedanzsprüngen und damit einhergehend in der Praxis oft von einer Veränderung der Steifigkeit einer Lagerung. Die im Folgenden beschriebenen Versuche dienen der Quantifizierung der Steifigkeitsveränderung im Lagersystem und sollen zeigen, ob eine gezielte Beeinflussung der Steifigkeit durch Abwandlung der Verpressung der Ringe möglich ist. Dies wirft auch die Frage auf, welche Verpressung für die Funktionsfähigkeit der Ringe geeignet ist. Diese wird dabei durch stabiles Verhalten am Prüfstand bis zu den gewünschten Drehzahlen und durch eine erfolgreiche Entkopplung im gesamten Betriebsbereich definiert. Die Vermessung der Wellenverlagerung mittels Wirbelstromsensoren in horizontaler und in vertikaler Richtung ermöglicht auch detaillierte Untersuchungen des Wellenorbits.

Im Folgenden spielt die Verpressung der Elastomerringe eine übergeordnete Rolle. Die Berechnung der Verpressung

$$p_{\text{pressung}} = \frac{s_{\text{lehre}}}{s_{\text{ring}}} \quad (7.1)$$

erfolgt über die Stärke des eingesetzten Fühlerlehrenbandes $s_{\text{lehre}} = [0,05 \text{ mm}; 0,1 \text{ mm}; 0,2 \text{ mm}]$ und die Stärke des Elastomerrings $s_{\text{ring}} = 2 \text{ mm}$.

7.1.1 Experimentelle Grundlagen: Unwuchtprüfstand

Aufbau und Funktionsweise des Unwuchtprüfstandes wird in Abschnitt 5.2 näher erläutert. Einen Überblick über die realisierten Versuche gibt Tabelle 7.1. Die ersten Versuche mit Elastomerring sind Hochläufe ohne zusätzliches Fühlerlehreband und folglich mit $p_{\text{pressung}} = 0\%$. In diesem Falle konnte die Funktionsfähigkeit der Ringe nicht nachgewiesen werden, und detaillierte Versuche mit stationären Drehzahlen wurden nicht mehr durchgeführt. Eine Verpressung der Elastomerringe aus AEM70 mit 10 % führte zu instabilem Verhalten und überhöhten Schwingungen. Deshalb wurden die Versuche bei Drehzahlen von 12000 min^{-1} abgebrochen. Die wahre Belastung des Lagers kann erst

Tabelle 7.1: Versuchsmatrix für den Unwuchtprüfstand, Konstantläufe (KL) immer über 10 s, Hochläufe (HL) bis zu bestimmten Drehzahlen mit einer Beschleunigung von $5 \text{ s pro } 1000 \text{ min}^{-1}$; angegeben wird immer der Hochlauf mit der höchsten Enddrehzahl

	ACM60				AEM60				AEM70				Stahl
	Verpressung in %				Verpressung in %				Verpressung in %				
Drehzahl	0	2,5	5	10	0	2,5	5	10	0	2,5	5	10	
KL 5895		✓	✓	✓		✓	✓	✓		✓	✓	✓	✓
KL 6807		✓	✓	✓		✓	✓	✓		✓	✓	✓	✓
KL 7384		✓	✓	✓		✓	✓	✓		✓	✓	✓	✓
KL 8199		✓	✓	✓		✓	✓	✓		✓	✓	✓	✓
KL 8957		✓	✓	✓		✓	✓	✓		✓	✓	✓	✓
KL 10077		✓	✓	✓		✓	✓	✓		✓	✓	✓	✓
KL 10617		✓	✓	✓		✓	✓	✓		✓	✓	✓	✓
KL 11956		✓	✓	✓		✓	✓	✓		✓	✓	✓	✓
KL 12601		✓	✓	✓		✓	✓	✓		✓	✓		✓
KL 13775		✓	✓	✓		✓	✓	✓		✓	✓		✓
KL 14103		✓	✓	✓		✓	✓	✓		✓	✓		✓
KL 15604		✓	✓	✓		✓	✓	✓		✓	✓		✓
HL 12000												✓	
HL 15000	✓				✓					✓	✓		✓
HL 16000		✓	✓	✓		✓	✓	✓	✓				

nach dem Versuch berechnet werden, wenn die Durchbiegung der Welle bestimmt wurde. Um dennoch mit einer definierten Grundlast zu fahren, wird für die Berechnung der Versuchsdrehzahlen die Durchbiegung vernachlässigt. Als Grundlast je Lager wurde $F_{\text{Lager}} = 500 \text{ N}$ ausgewählt. Anhand dieser Auswahl und der maximal möglichen Belegung mit Madenschrauben, können die anzufahrenden Drehzahlen über

$$F_{\text{Unwuchtschelle}} = (m_{\text{Schelle}} + m_{\text{Schraube}} z_s) \omega_n^2 r_s = 2F_{\text{Lager}} \quad (7.2)$$

ausgerechnet werden. Durch Umstellen nach der $n = \omega_n / 2\pi$ können verschiedene Kombinationen von Schrauben ausgewählt werden. Bekannt sind die Masse der Schelle $m_{\text{Schelle}} = 1,12 \text{ kg}$, die Masse einer Madenschraube $m_{\text{Schraube}} = 7,44 \times 10^{-3} \text{ kg}$ und die Anzahl der Schrauben z_s je Kombination

sowie der Abstand des Schwerpunktes von der Schaftachse r_s aus dem CAD. Die Werte für r_s sind in Tabelle 7.3 aufgeführt. Die sich daraus ergebende Verteilung der Madenschrauben über die unwuchtaufbringende Schelle sind Abbildung 7.1 zu entnehmen.

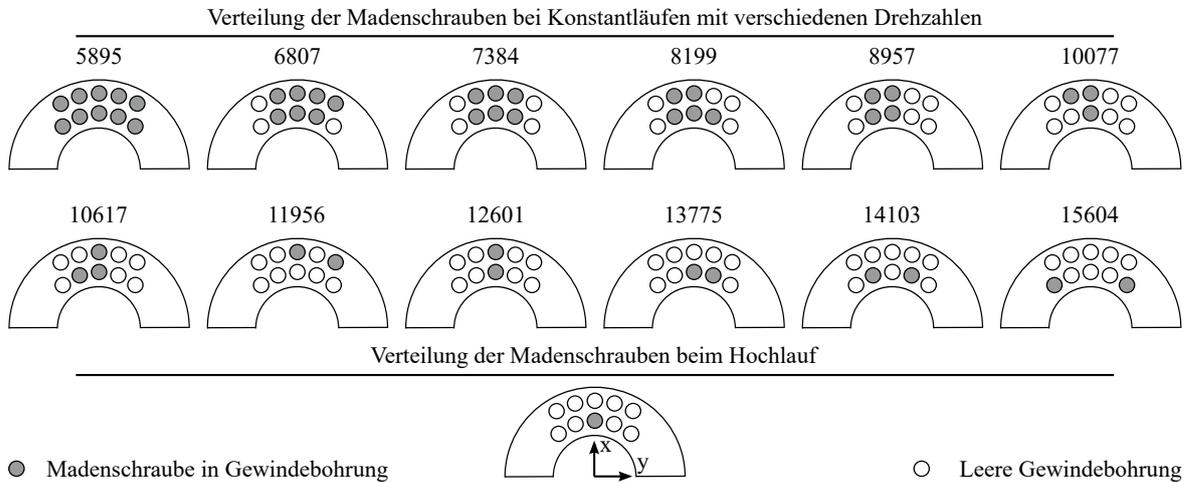


Abbildung 7.1: Belegung der Unwucht mit Madenschrauben bei verschiedenen Drehzahlen (Einheit: min^{-1}), die Gegenseite der Schelle ist immer leer

7.1.2 Experimentelle Ergebnisse: Unwuchtprüfstand

Der geteilte Aufbau der Lagerböcke ermöglicht zügiges Umbauen und somit die effektive Durchführung verschiedenster Aufbauten. Nachteil des Konzeptes ist die Asymmetrie des Lagerbockes. Die Verspannung des Lagersitzes erfolgt ausschließlich in vertikaler Richtung über vier Schrauben. Für die Vergleichbarkeit werden die Schrauben in jedem Versuch mit 40 Nm angezogen. Mit Ausnahme der Lagerträgerisotropie erfolgt die Auswertung nur in vertikaler Richtung. In dieser Dimension ist die Reproduzierbarkeit der Versuche besser und der Aufbau klar definiert.

Zur Unterscheidung der Ergebnisse nach Hochlauf (\nearrow) und Konstantlauf (\rightarrow) wird jedes Diagramm mit einem Pfeil oben rechts versehen. Des Weiteren wird, wenn möglich, der prozentuale Unterschied zur Referenzkonfiguration in der Diagrammlegende mit angegeben. Dieser basiert auf den Durchschnittswerten der Kurven zueinander.

Effektive Schwingschnelle beim Hochlauf

Die effektive Schwingschnelle eignet sich für Auswertungen im Zeitbereich, um das NVH-Verhalten einer Struktur zu beurteilen. Einerseits ist die Schwingschnelle nicht zu empfindlich für Anregungen niedriger Frequenz wie eine Auswertung nach Schwingweg, andererseits ist sie auch nicht zu sensibel für höhere Frequenzen wie die Schwingbeschleunigung. Des Weiteren ist der abgestrahlte

Schall, gemessen als Schalldruckpegel, bei einer Platte proportional zur Schwingschnelle [19]. Eine Verringerung der Schwingschnelle führt in der Regel auch zu einem geringeren Schalldruckpegel.

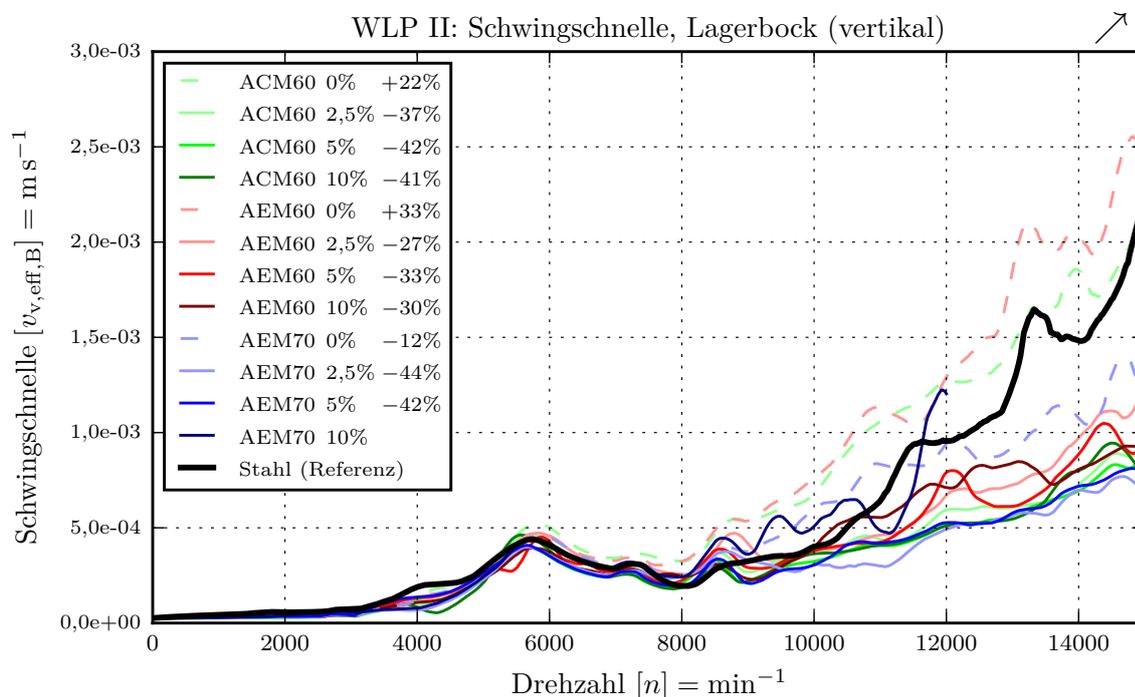


Abbildung 7.2: Schwingschnelle auf dem Lagerbock in vertikaler Richtung beim Hochlauf bis 15000 min^{-1} mit einer Beschleunigung von $5 \text{ s pro } 1000 \text{ min}^{-1}$, die erste Spalte der Legende beschreibt das Elastomer, die zweite die Verpressung und die dritte den Unterschied zur Referenz

Die Schwingschnelle aller durchgeführten Hochlaufversuche bis 15000 min^{-1} zeigt Abbildung 7.2. Unterschiede zwischen den verschiedenen Bauweisen können in dieser Darstellung erst bei höheren Drehzahlen ausgemacht werden. Die Referenzkonfiguration mit Stahlbuchse zeigt einen starken Anstieg ab einer Drehzahl von 10000 min^{-1} . ACM60 und AEM60 führen ohne Verpressung zu einer Verschlechterung. AEM70 ist steifer als ACM60 und AEM60 und kann auch ohne Verpressung bei hohen Drehzahlen eine leichte Verbesserung vorweisen. Im Allgemeinen führt die Verpressung der Elastomerringe zu einer Verbesserung. Besonders stabil verhalten sich ACM60 und AEM60. Beide Werkstoffe funktionieren mit einer Verpressung von 2,5 %, 5 % und 10 %. ACM60 zeigt leicht bessere Ergebnisse gegenüber AEM60 bei hohen Drehzahlen. AEM70 ist steifer und verträgt hohe Verpressungen schlechter. Die Ergebnisse bei niedrigeren Verpressungen sind auf dem Niveau von ACM60.

Die Ergebnisse im Detail bei niedrigen Drehzahlen bis 8000 min^{-1} können Abbildung 7.3 entnommen werden. Bei niedrigen Drehzahlen kann der Elastomer-Lagersitz seine Entkopplungsfähigkeiten weniger stark geltend machen. Die Unterschiede zur Referenzkonfiguration sind geringer. Eine Verpressung der Ringe führt hier ebenfalls zu einem Absinken der Schwingschnelle. In dieser Darstellung wird der Zusammenhang zwischen Verpressung und Materialsteifigkeit noch deutlicher. AEM60

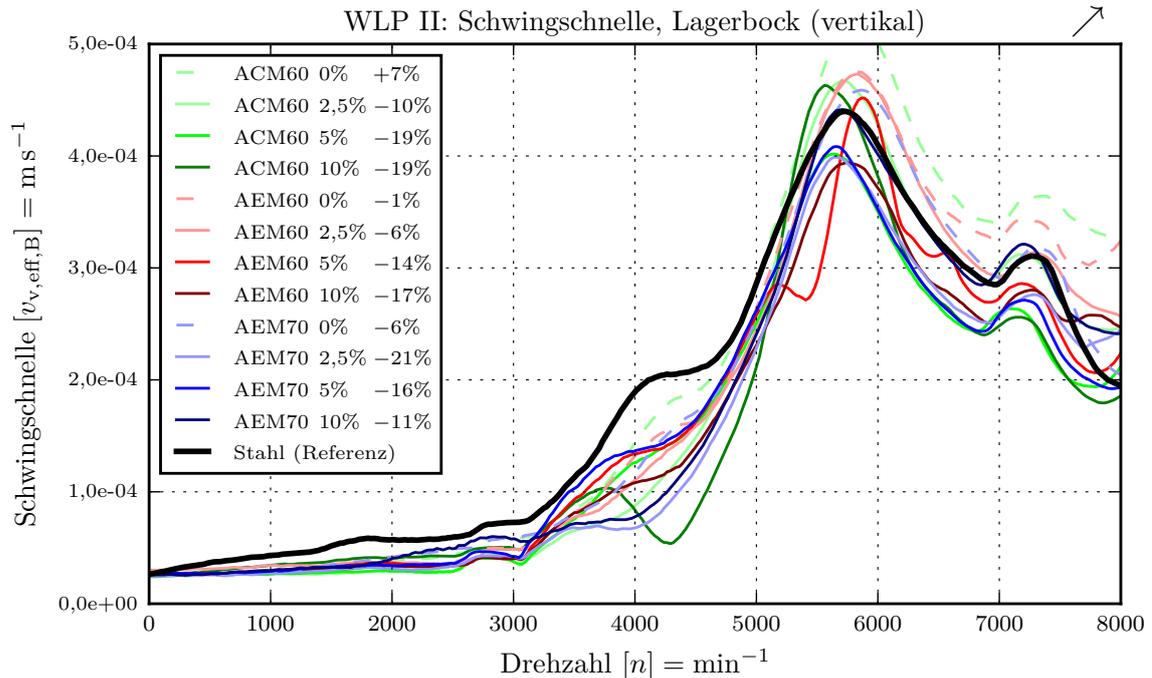


Abbildung 7.3: Schwingschnelle auf dem Lagerbock in vertikaler Richtung beim Hochlauf bis 8000 min^{-1}

ist am weichsten. Das Material kann fließen und verkräftet somit hohe Verpressungen. ACM60 ist gegenüber AEM60 steifer und zeigt schon bei 5 % Verpressung eine gute Entkopplung. Für AEM70 genügt bereits eine Verpressung von 2,5 % für das beste Ergebnis.

In der Zusammenfassung der Ergebnisse aus den Hochläufen ergibt sich folgendes Bild:

- Ohne Verpressung kann die Funktionsfähigkeit nicht gewährleistet werden.
- Die optimale Verpressung für AEM70 liegt in der Nähe von 2,5 %.
- Die optimale Verpressung für AEM60 liegt in der Nähe von 10 %, bei hohen Drehzahlen tendenziell niedriger, bei niedrigen eher höher.
- Die optimale Verpressung für ACM60 liegt in der Nähe von 5 %.

Anhand dieser Erkenntnisse wird der Lagersitz für den Einsatz am Systemprüfstand auf eine Verpressung von 5 % ausgelegt, wie in Unterabschnitt 7.3.1 beschrieben.

Steifigkeit

Für die reine Beurteilung der Funktionsfähigkeit bezüglich des NVH-Verhaltens genügt die Betrachtung der Schwingschnelle im Hochlauf nicht. Die Veränderung der Systemparameter muss für Simu-

lationen quantifiziert werden. Die Steifigkeit einer Struktur ist dabei einer der wichtigsten Parameter in der Dynamik.

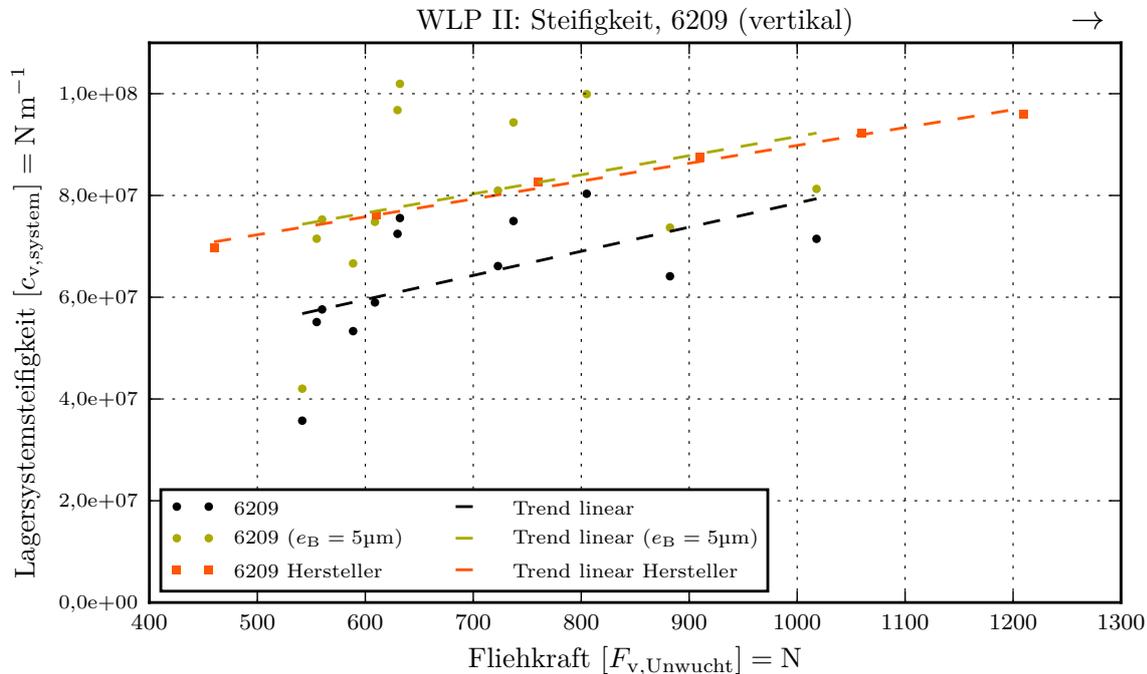


Abbildung 7.4: Berechnete Lager-systemstefigkeit für das Prüflager 6209 ohne Elastomer-Lagersitze verglichen mit der radialen Steifigkeit aus den Daten des Herstellers, Herstellerdaten unter Vernachlässigung von Lagerluft bzw. Betriebsspiel

Um die Methodik der Steifigkeitsberechnung zu validieren, werden die Ergebnisse mit den Berechnungen des Wälzlagerherstellers hinsichtlich der radialen Lagersteifigkeit verglichen. Die Daten des Herstellers zeigen die statische, radiale Steifigkeit des Lagers ohne Lagerluft. Der Verlauf ist nicht linear, sondern degressiv, kann aber in dem betrachteten Kraftbereich linear angenähert werden. Die zum Vergleich herangezogene Lager-systemstefigkeit wird im rotierenden System, also unter dynamischen Bedingungen, ermittelt. Sie beschreibt nicht nur die reine Steifigkeit des Lagers, sondern auch die des umliegenden Lagerträgers und wird auch durch das Betriebsspiel beeinflusst. Durch Veränderung des Zielwertes aus Abschnitt 6.3

$$u_v(x_{\text{Lager}})' = u_v(x_{\text{Lager}}) - \frac{e_B}{2} \quad (7.3)$$

kann die Steifigkeitsreduktion aufgrund des Betriebsspieles berücksichtigt werden. Die Lager-systemstefigkeit über der Fliehkraft für das Prüflager 6209 ist in Abbildung 7.4 dargestellt. Die zu verrechnende Lagerluft im Betrieb von $e_B = 5 \mu\text{m}$ basiert auf Erfahrungswerten. Die berechneten Steifigkeitskennwerte zeigen größere Schwankungen. Womöglich ist dies dem Eigenverhalten des Prüfstandes geschuldet. Dennoch liegen die errechneten Werte in der Nähe der Herstellerangaben für das Lager 6209. Der Anstieg der linearen Trendlinien ist nahezu identisch, gegenüber den Hersteller-

angaben jedoch marginal steiler. Ein Grund dafür könnte in Messungenauigkeiten liegen, ein anderer eine leichte Versteifung der Lager bei höheren Drehzahlen sein. Die Methode wurde nicht für genaue Absolutmessungen der Steifigkeit konzipiert und soll vordergründig dem Vergleich verschiedener Lagersitzvarianten dienen. Für diesen Zweck ist die Genauigkeit der Methode ausreichend.

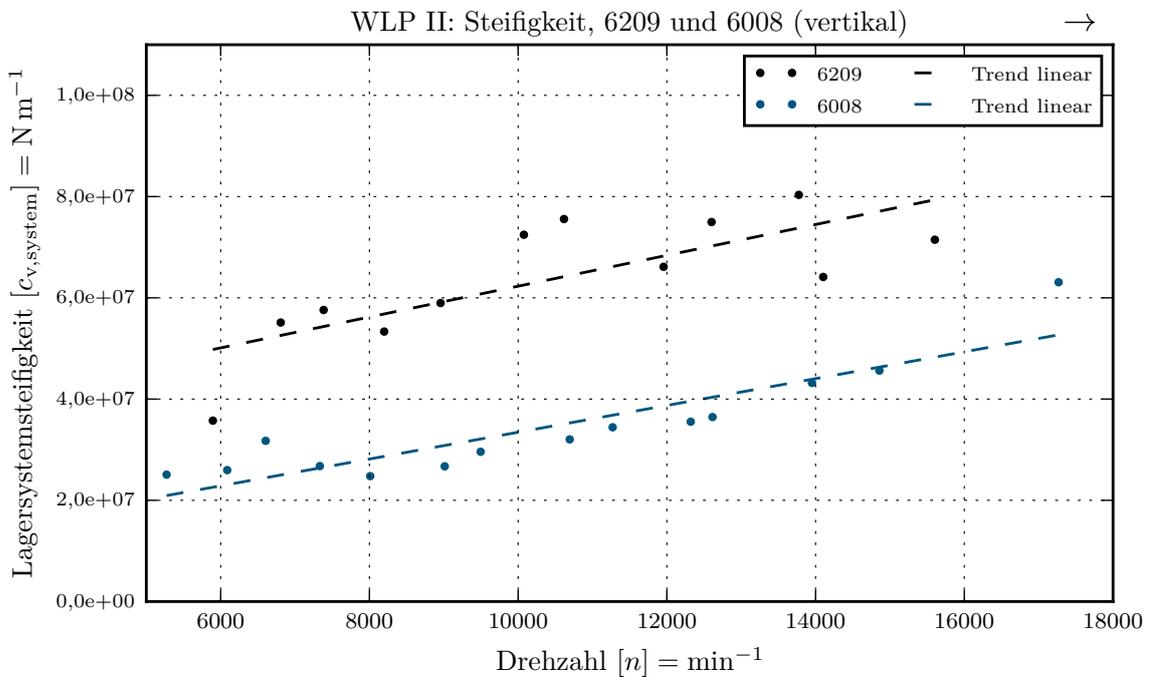


Abbildung 7.5: Berechnete Lagersystemsteifigkeit für das Prüflager 6209 ohne Elastomer-Lagersitze verglichen mit dem Lager 6008

Um die Methodik mit einer anderen Lagergröße zu testen, wurden auch die Steifigkeiten des Lagersystems mit einem Lager 6008 ermittelt. In der Abbildung 7.5 ist der Steifigkeitsverlauf des Lagers 6209 gegenüber dem Lager 6008 dargestellt, allerdings diesmal nicht über der Fliehkraft aufgetragen, sondern über der Drehzahl. Die Ergebnisse bestätigen die Erwartungen. Das kleinere Lager hat eine geringere Steifigkeit. Der Verlauf und der Anstieg der Trendlinie sind für beide Lager nahezu identisch. Durch eine höhere Drehzahl steigt auch die Steifigkeit der Lager, allerdings auch deren Belastung durch die Fliehkraft. Ob ein dynamischer Versteifungseffekt bei höheren Drehzahlen existiert, kann nicht sicher beantwortet werden. Existiert ein derartiger Effekt unabhängig von der Fliehkraft, so ist er im betrachteten Drehzahlbereich bis 16000 min⁻¹ vernachlässigbar.

Wie die Elastomerringe die Steifigkeit des Lagersystems beeinflussen, ist Abbildung 7.6 zu entnehmen. Grundsätzlich gilt: Durch die Verwendung der 2 mm starken Ringe verringert sich die Steifigkeit der Lagerung. Die Verpressung beeinflusst die Steifigkeit. ACM60 zeigt hier den klarsten Verlauf; je höher die Verpressung, desto höher die Steifigkeit des Lagerträgersystems. Ähnlich verhält es sich bei AEM60. Ebenfalls bewirkt die erhöhte Verpressung eine höhere Steifigkeit. Allerdings stagniert die Steigerung bei 5%. Das Material AEM70 verhält sich nur bei den zwei niedrigsten Verpressungen

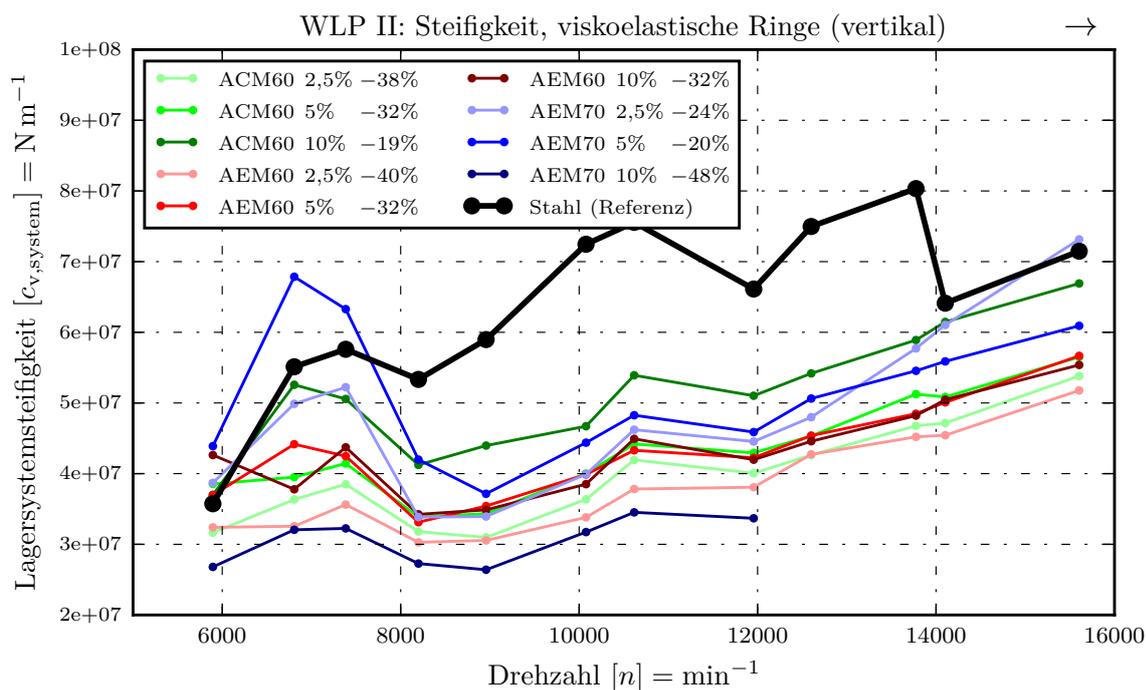


Abbildung 7.6: Berechnete Lagersystemsteifigkeit für Elastomer-Lagersitze verschiedener Verpressung verglichen mit dem Aufbau ohne Entkopplung

den Erwartungen gemäß; eine Erhöhung der Verpressung erhöht auch hier die Steifigkeit. Bei einer Verpressung von 10 % fällt die Steifigkeit stark ab. Aufgrund der höheren Materialsteifigkeit lässt sich der geteilte Lagerbock nicht mehr vollständig schließen, und das Material fließt nicht genügend zu den Seiten.

Wie gleichmäßig der Lagersitz ausgebildet ist bezüglich der Steifigkeit, ist in Abbildung 7.7 zu sehen. Abgebildet ist das Verhältnis von horizontaler zu vertikaler Steifigkeit. Ist die Isotropie gleich eins, sind die Steifigkeiten gleich und der Lagerträger homogen. Das weichste Material führt zum gleichmäßigsten Lagersitz und kann damit der parametrischen Erregung durch verschiedene Steifigkeiten des Lagerträgers entgegenwirken. Je steifer das Material, um so schlechter ist die Isotropie. Die Referenzkonfiguration mit Stahlbuchse wird vordergründig vertikal durch die Schrauben verspannt. Aus diesem Grund ist die horizontale Steifigkeit bei allen Drehzahlen niedriger. Der umgekehrte Effekt lässt sich bei AEM70 mit hoher Verpressung beobachten. Das gummiartige Material verspannt den Rotor in horizontaler Richtung, ist aber besonders weich in der vertikalen. Bei hohen Drehzahlen führt der Elastomer-Lagersitz bei fast allen Konfigurationen zu einer Isotropie nahe eins.

Wellenorbit

Die Ergebnisse des Wellenorbits stammen immer von den Wirbelstromsensoren an Position 1 aus Abbildung 6.2. Im Folgenden werden die drei Werkstoffvarianten mit jeweils 5 % Verpressung mit

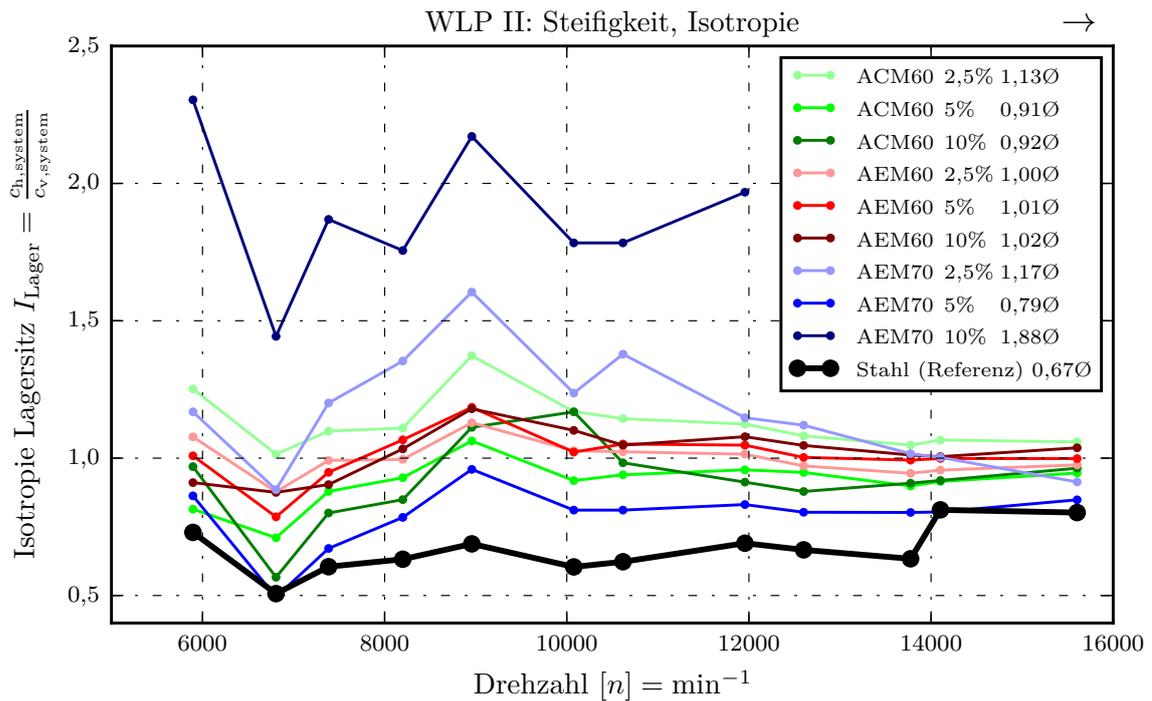


Abbildung 7.7: Berechnete Isotropie der Lagersystemsteifigkeit für Elastomer-Lagersitze verschiedener Verpressung verglichen mit dem Aufbau ohne Entkopplung

der Referenzkonfiguration ohne Elastomer bei 15604 min^{-1} miteinander verglichen. Weiterhin zeigt die Gegenüberstellung von AEM 70 mit 2,5 % und 10 % Verpressung bei 11956 min^{-1} den Einfluss der Elastomerring-Vorspannung auf das orbitale Verhalten.

Zum Lesen der nachfolgenden Diagramme hilft die Vorstellung, dass eine Ordnung angibt, wie oft ein Ereignis je vollständige Umdrehung des verursachenden Rotors auftritt. Das Bewegungsbild der zweiten Ordnung tritt demzufolge im Gesamtorbit zweimal je 360° auf und wiederholt sich alle 180° . Eine 1,5te Ordnung wiederholt sich alle 240° . Aufgrund der Auswertemethodik, welche für die Berechnung der Anteile verschiedener Ordnungen den maximalen Ausschlag verwendet, ergibt sich die prozentuale Summe nicht zu 100 %. Dennoch geben die prozentualen Angaben einen Hinweis darauf, wie groß der Einfluss einzelner Ordnungen auf das Gesamtbild ist. In Abbildung 7.8 sind die Ergebnisse für den zerlegten Wellenorbit von Stahl bei 15604 min^{-1} dargestellt. Der zusammengesetzte Orbit der Ordnungen 0 bis 5 zeigt einen ungleichmäßigen Verlauf. Ausschlaggebend für den Orbit sind die erste Ordnung und die 1,5te Ordnung. Letztere schwingt maßgeblich in vertikaler Richtung. Die Ordnungen 0,5 und 1,4 rotieren gegen die Drehrichtung und beschreiben somit einen "backward whirl". Ursachen für den ungleichmäßigen Orbit können Toleranzen im Lagersitz sein, welche teilweise zu Spiel führen und einen Fanglager ähnlichen Rotorlauf verursachen. Näheres zu Fanglagern und deren Einfluss auf den Rotororbit und dessen Ordnungen ist bei Wieland [42] aufgeführt.

Der gleichmäßige Orbit von ACM60 bei 15604 min^{-1} ist in Abbildung 7.9 dargestellt. Vier Ordnun-

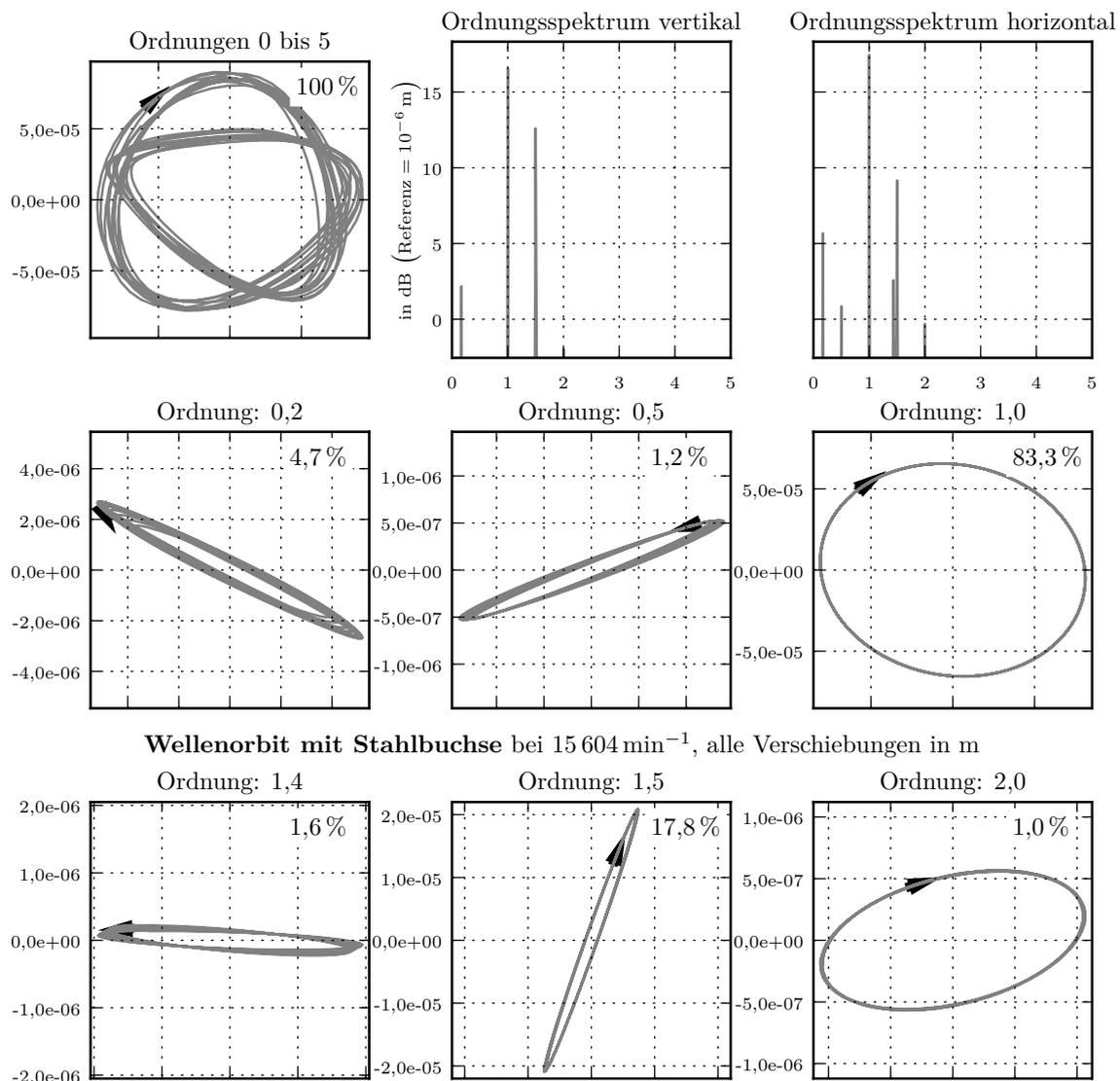


Abbildung 7.8: Ergebnisse für den Wellenorbit mit Stahlbuchse bei 15604 min^{-1}

gen beeinflussen den Orbit. Die erste Ordnung ist aber markant. Durch die 0,2te Ordnung entstehen Verbreiterungen des Orbits in den Ecken oben links und unten rechts.

Der Orbit von AEM60 bei 15604 min^{-1} ist dem von ACM60 ähnlich. Dies ist in Abbildung 7.10 erkennbar. Dieselben vier Ordnungen tragen zur Geometrie des Orbits bei. Ebenfalls ist die erste Ordnung markant. Jedoch ist die hervorgerufene Verbreiterung in den Ecken durch die 0,2te Ordnung stärker ausgeprägt, was möglicherweise eine Folge der geringeren Materialsteifigkeit ist.

Für den Orbit von AEM70 bei 15604 min^{-1} zeigt sich wieder ein gleichmäßiger Lauf der Rotormitte, was in Abbildung 7.11 dargestellt ist. Vier Ordnungen tragen zur Form des Orbits bei. Die Verbreiterung des Orbitschlauches ist jedoch geringer und gleichmäßiger ausgeprägt im Vergleich zu

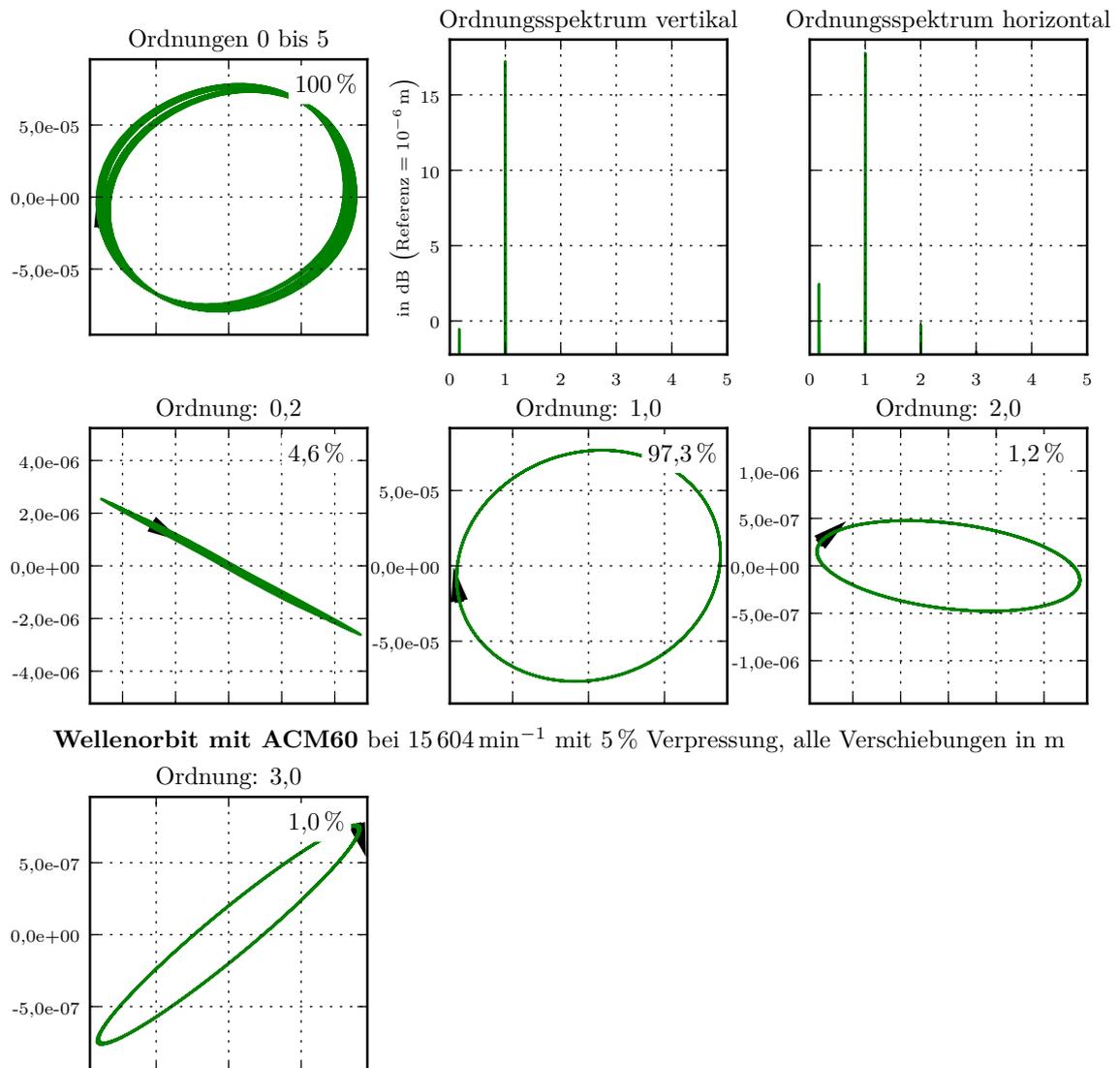


Abbildung 7.9: Ergebnisse für den Wellenorbit mit ACM60 und 5% Verpressung bei 15604 min^{-1}

AEM60 und ACM60. Die Verbreiterung wird in horizontaler Richtung durch die zweite und die 0,2te Ordnung verursacht. Die dritte Ordnung schwingt zusätzlich vertikal.

Wird die drehsynchrone Bewegung durch weitere gegenläufige Drehbewegungen (backward whirl) beeinflusst, entsteht ein rosettenförmiger Orbit [42]. Dieses Phänomen ist in Abbildung 7.12 dargestellt, welche den Orbit von AEM70 mit 2,5% Verpressung bei 11956 min^{-1} zeigt. Zu der tragenden ersten Ordnung kommt die gegenläufige 1,8te Ordnung hinzu, welche für die Charakteristik des Orbits entscheidend ist. Außerdem wird der Orbit durch vier weitere Ordnungen beschrieben.

Bei einer beträchtlichen Erhöhung der Verpressung auf 10% verändert sich der Orbit von AEM70 bei 11956 min^{-1} . Diese Änderung ist in Abbildung 7.13 deutlich erkennbar. Die rosettenförmige Drehbewegung nimmt die Form eines Tropfens an. Sechs Ordnungen ergeben in Summe den Rotorlauf.

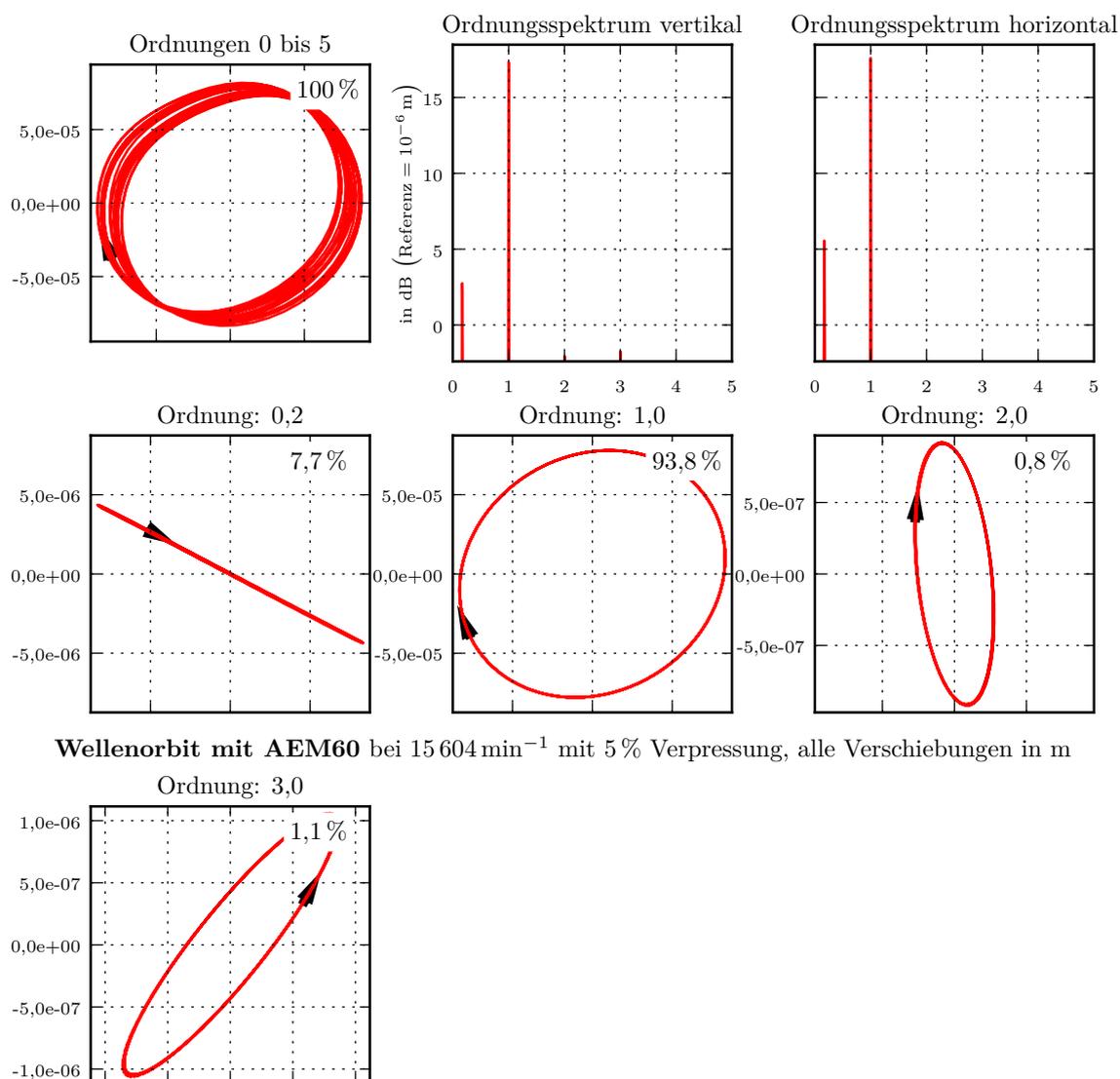
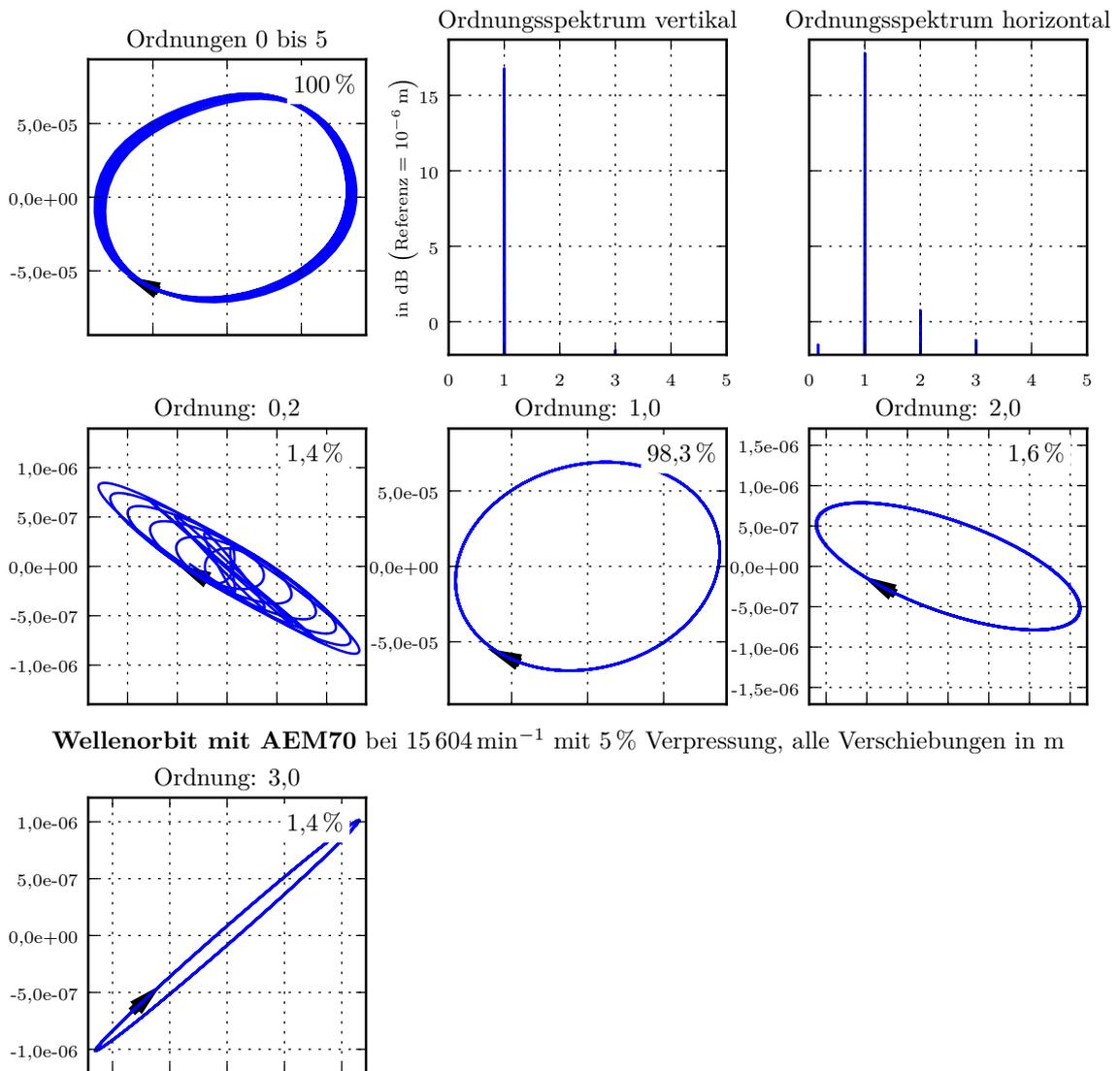


Abbildung 7.10: Ergebnisse für den Wellenorbit mit AEM60 und 5% Verpressung bei 15604 min^{-1}

Die erste Ordnung ist elliptisch mit starker Ausprägung in vertikaler Richtung, was eine Folge der geringen Steifigkeit in dieser Richtung ist. Beeinflusst wird diese Bewegung durch die zweite Ordnung, welche horizontal ausgeprägt ist und drehsynchron verläuft. Die vier weiteren Ordnungen tragen vor allem zur Verbreiterung des Orbitschlauches bei.

Der Rotororbit von AEM70 mit 5% Verpressung bei 11956 min^{-1} kann der Abbildung 19 im Anhang auf Seite 136 entnommen werden. Der Orbit ist gleichmäßig und dem aus Abbildung 7.11 ähnlich.

Abschließend lässt sich zusammenfassen, dass für den speziellen Fall des zweigeteilten Lagersitzes Ungleichmäßigkeiten durch Elastomerringe ausgeglichen werden, was zu einem ruhigeren Orbit führt. Dabei wird die Gestalt des Orbits durch die Verpressung beeinflusst.



Wellenorbit mit AEM70 bei 15 604 min⁻¹ mit 5 % Verpressung, alle Verschiebungen in m

Abbildung 7.11: Ergebnisse für den Wellenorbit mit AEM70 und 5 % Verpressung bei 15 604 min⁻¹

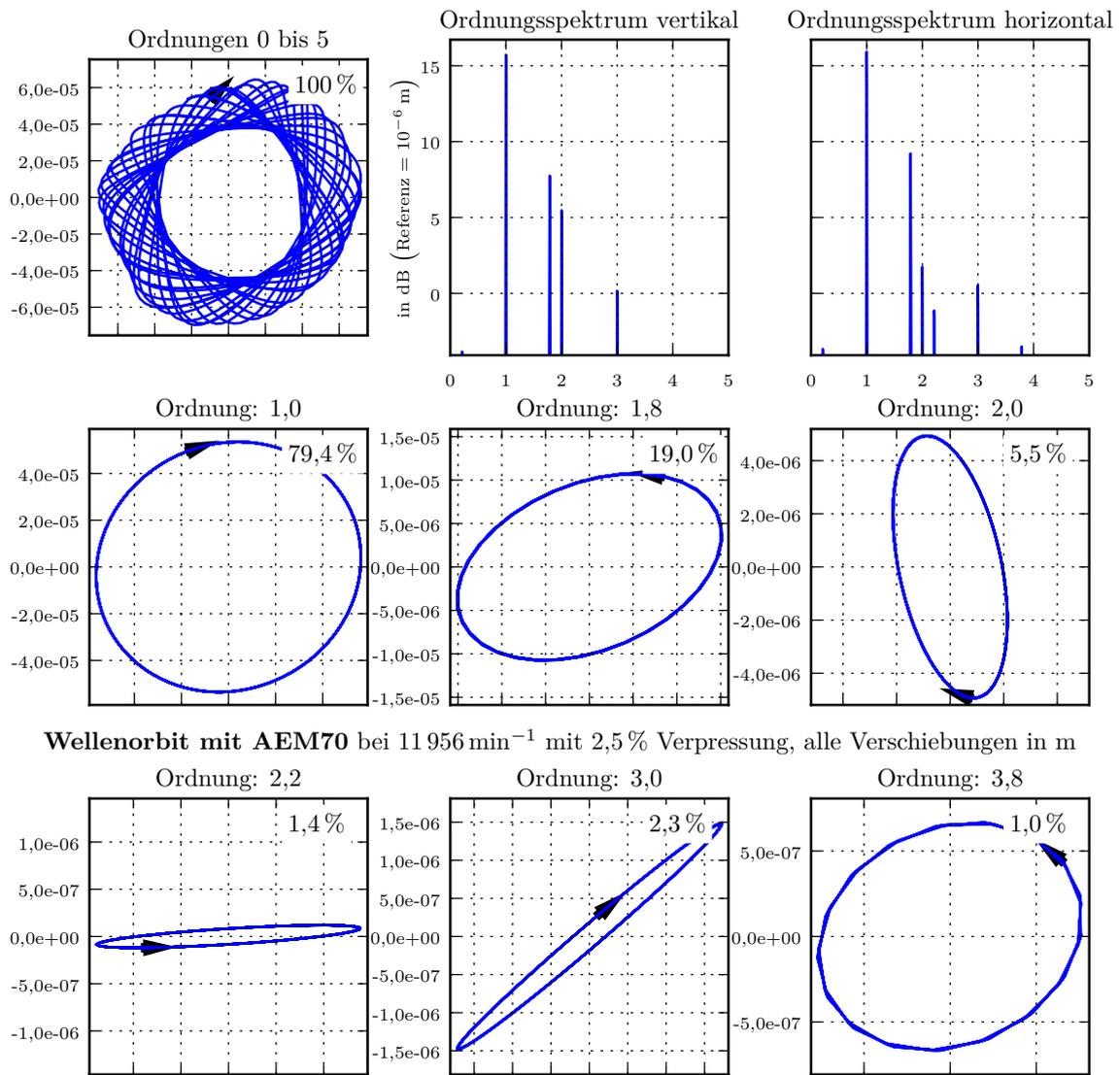


Abbildung 7.12: Ergebnisse für den Wellenorbit mit AEM70 und 2,5 % Verpressung bei $11\,956\text{ min}^{-1}$

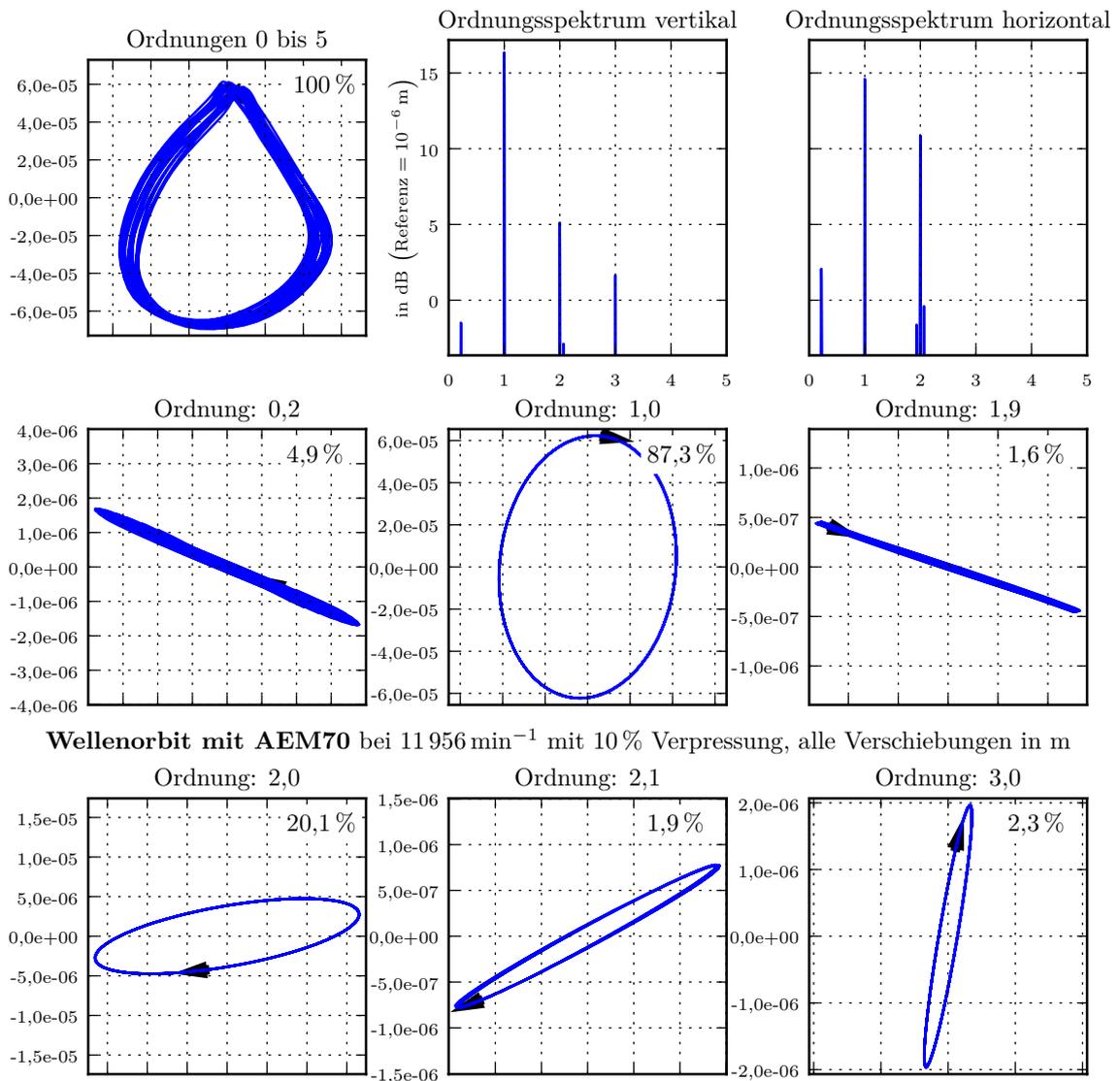


Abbildung 7.13: Ergebnisse für den Wellenorbit mit AEM70 und 10 % Verpressung bei 11956 min⁻¹

7.1.3 Simulative Grundlagen: Unwuchtprüfstand

Ähnlich den Simulationsmodellen aus Abschnitt 4.1 und Abschnitt 4.2 dient die Nachstellung der Versuche zur Plausibilisierung der Methodik. Die Parameter der Simulation können Tabelle 7.2 entnommen werden. Das zugehörige Modell ist in Abbildung 7.14 dargestellt. Für die Berechnung wird ein impliziter Lösungsalgorithmus mit Trägheitskräften verwendet. Es werden die Versuche mit dem Lager 6209 ohne Elastomerringe simuliert, um die Berechnung der Steifigkeiten zu validieren.

Tabelle 7.2: Simulationsparameter für die Nachstellung der Konstantläufe (KL) am Unwuchtprüfstand; Index i deklariert versuchsabhängige Größen, deren Werte man in Tabelle 1 im Anhang auf Seite 147 findet (Hinweis: $\omega = 2\pi n$)

Parameter	Symbol	Einheit	Wert
Berechnungsziele			
• Verschiebung am Lagerreferenzpunkt			
Material: Rotor (42CrMo4)			
• Dichte	ρ	N m^{-2}	7720
• E-Modul	E_0	N m^{-2}	$2,1 \times 10^{11}$
• Poissonzahl	ν	-	0,3
• Strukturdämpfung [25]	δ	-	$0,008 = 0,8\%$
Randbedingungen			
• Antrieb mit zeitabhängiger Amplitudenfunktion Hochlauf auf Zieldrehzahl über logistische Funktion		rad s^{-1}	$x; y; z; x_r; y_r; z_r$ _ ; _ ; _ ; _ ; ω_{yi} ; _
• Axialsicherung der Wellenmitte (Fläche)		m	_ ; 0 ; _ ; _ ; _ ; _
• Axialsicherung der Innenringe (Referenzpunkte)		m & rad	_ ; 0 ; _ ; _ ; 0 ; _
• Anbindung der Innenringe an Umgebung			
Kartesisches Federelement	c_{system}	N m^{-1}	c_{vi} ; _ ; c_{hi} ; _ ; _ ; _
Kardanisches Federelement	k_{system}	N m^{-1}	_ ; _ ; _ ; k_{vi} ; _ ; k_{hi}
Dämpfungskonstante	b	N s m^{-1}	b_i ; _ ; b_i ; _ ; _ ; _
Kontaktbedingungen			
• 2mal: Steife Fläche (Innenring) ↔ Rotor Normalverhalten mit hartem Kontakt			
Kontakttdämpfung	b	N s m^{-1}	5
Vernetzung			
• Elementtyp		-	C3D8
• Elementanzahl		-	50560
• Knotenpunkte		-	54456
Berechnungsschritte			
• Dynamisch implizit (ZB) Versuchszeit (5 Umdrehungen HL, 1 KL)	t_i	s	Versuchsabh.

Grundsätzlich besteht das FEM-Modell aus dem Rotor, zwei steifen Flächen und einem Massepunkt, welcher die Unwucht charakterisiert und die dynamischen sowie die geometrischen Kennwerte vom

CAD erbt. Die Kenngrößen für die konzentrierte Masse stehen in Tabelle 7.3. Die steifen Flächen, welche die Innenringe der Lager nachstellen, werden auf zwei Punkte referenziert. Diese sind über Federelemente an die Umgebung angebunden. Die Elemente haben sechs Freiheitsgrade, wovon vier genutzt werden, die Radialsteifigkeiten und die zugehörigen Kippsteifigkeiten. Ein axiales Verschieben der Innenringe und eine Verdrehung um die Rotationsachse der Welle wird durch Randbedingungen unterbunden.

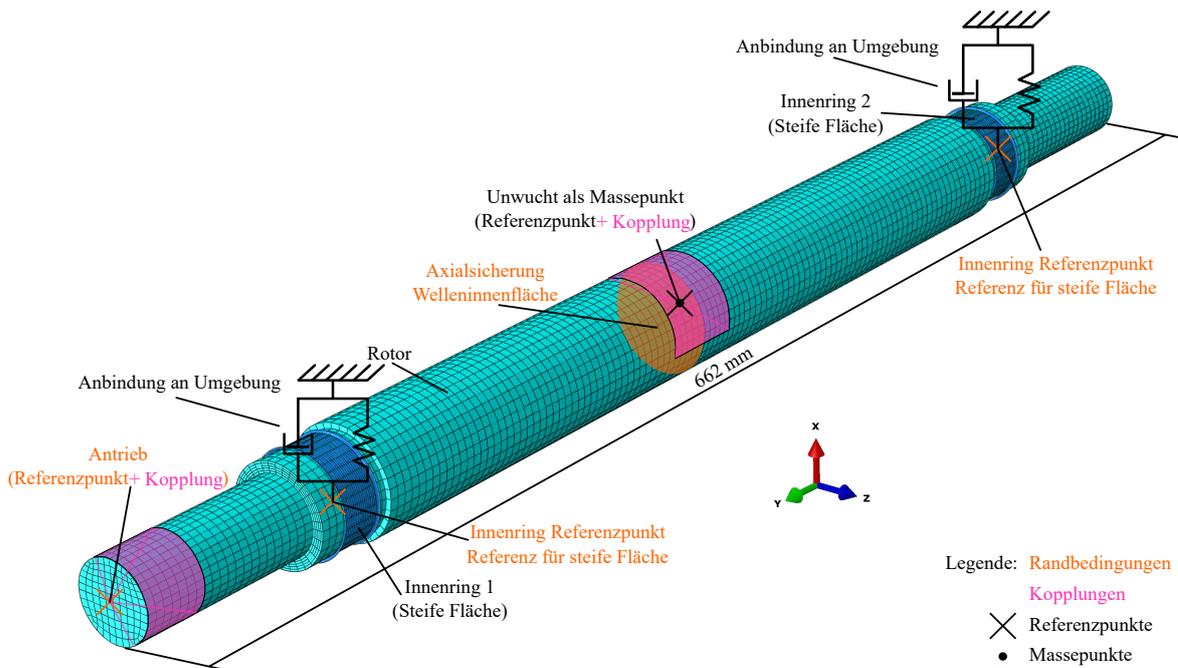


Abbildung 7.14: Abaqus-Modell für die Nachstellung der Konstantläufe

Zwischen dem Rotor und den steifen Flächen gibt es einen harten Kontakt in normaler Richtung mit einer geringen Kontaktdämpfung zur Stabilisierung des Solvers. Die zur Verformung und zum Verschieben der Lagerinnenringe führenden Kräfte sind dem Modell inhärent und werden nicht von außen aufgeprägt. Durch die Rotation der Welle entstehen Trägheitskräfte am Massepunkt, welcher über eine Kopplung mit der Welle verbunden ist. So können keine falschen Annahmen über die wirkenden Kräfte gemacht werden.

Die Berechnung besteht aus zwei Phasen, dem Beschleunigen des Modells auf Zieldrehzahl sowie der Simulation einer Umdrehung bei Zieldrehzahl. Innerhalb von fünf vollen Umdrehungen wird das Modell, unabhängig von der Höhe der Zieldrehzahl, beschleunigt. Die Beschleunigung erfolgt nichtlinear nach einer logistischen Funktion

$$\omega_y(t) = \frac{\omega_y(t_i)}{1 + [\omega_y(t_i) - 1] e^{-k\omega_y(t_i)t}} \quad , \quad (7.4)$$

auch S-Funktion genannt. Ein Pythonskript berechnet die Amplituden und Zeitwerte anhand der logistischen Funktion, damit die Zieldrehzahl exakt nach fünf Umdrehungen erreicht ist. Die Länge

Tabelle 7.3: Exzentrizität und Massenträgheitsmomente der Unwucht für verschiedene Drehzahlen; die Verteilung der Schrauben kann Abbildung 7.1 entnommen werden

Drehzahl [n] = min ⁻¹	Schwerpunkt		Exzentrizität [r_s] = m	Anzahl z_s	Massenträgheitsmoment 1×10^{-3} kgm ²		
	[x] = m	[y] = m			$J_{xx} =$	$J_{yy} =$	$J_{zz} =$
5895	$2,20 \times 10^{-3}$		$2,20 \times 10^{-3}$	10	1,19	1,10	2,12
6807	$1,67 \times 10^{-3}$	$2,10 \times 10^{-4}$	$1,68 \times 10^{-3}$	7	1,18	1,08	2,09
7384	$1,44 \times 10^{-3}$		$1,44 \times 10^{-3}$	6	1,17	1,07	2,08
8199	$1,17 \times 10^{-3}$	$1,22 \times 10^{-4}$	$1,17 \times 10^{-3}$	5	1,17	1,06	2,06
8957	$9,71 \times 10^{-4}$	$1,86 \times 10^{-4}$	$9,89 \times 10^{-4}$	4	1,17	1,05	2,05
10077	$7,79 \times 10^{-4}$	$1,06 \times 10^{-4}$	$7,86 \times 10^{-4}$	3	1,17	1,04	2,04
10617	$7,01 \times 10^{-4}$	$1,01 \times 10^{-4}$	$7,08 \times 10^{-4}$	3	1,17	1,03	2,04
11956	$5,37 \times 10^{-4}$	$1,66 \times 10^{-4}$	$5,62 \times 10^{-4}$	2	1,17	1,03	2,04
12601	$5,06 \times 10^{-4}$		$5,06 \times 10^{-4}$	2	1,17	1,03	2,03
13775	$4,14 \times 10^{-4}$	$8,90 \times 10^{-5}$	$4,23 \times 10^{-4}$	2	1,17	1,02	2,02
14103	$4,04 \times 10^{-4}$		$4,04 \times 10^{-4}$	2	1,17	1,02	2,02
15604	$3,30 \times 10^{-4}$		$3,30 \times 10^{-4}$	2	1,17	1,01	2,02
Hochlauf	$2,17 \times 10^{-4}$		$2,17 \times 10^{-4}$	1	1,17	1,01	2,01

des Zeitschrittes bis zum Erreichen von sechs Umdrehungen ist abhängig von der Enddrehzahl und von der Form der logistischen Funktion, welche über den Parameter k variiert wird. Im Allgemeinen ist der Rechenaufwand für höhere Drehzahlen geringer, sofern die Zeitschrittweite wegen großer Trägheitskräfte nicht reduziert wird.

7.1.4 Simulative Ergebnisse: Unwuchtprüfstand

Die Resultate der FEM-Simulationen bei verschiedenen Drehzahlen sind in Abbildung 7.15 dargestellt. Verglichen wird die Verschiebung am Lagerinnenring, einmal berechnet über die Methode aus Abschnitt 6.2 und andererseits aus den Ergebnissen der Simulation. In einer ersten Reihe von Simulationen wurde das Verkippen der Lager unterbunden. Aufgrund schlechter Korrelation von Simulation und Versuch wurde die Kippsteifigkeit in einer weiteren Reihe von Simulationen hinzugefügt. Die Simulation ohne mögliche Verkipfung der Lager zeigt bei hohen Drehzahlen größere Abweichungen von der Messung. Die Simulation mit Lagerverkipfung folgt dem Verlauf der Messung. Bei hohen Drehzahlen nimmt die Abweichung zu. Im Bereich von 8000 min^{-1} bis 10000 min^{-1} gibt es zwei Messpunkte mit einer besseren Korrelation der Simulation ohne Lagerverkipfung.

Die Abweichung der Simulation ist Abbildung 7.16 zu entnehmen. Die Simulation ohne Lagerverkipfung zeigt mit Ausnahme der zwei bereits genannten Drehzahlen einen ansteigenden Fehler mit steigender Drehzahl. Das Modell ist zu steif. Es kommt zu Abweichungen von über 30 %. Das Modell mit Lagerverkipfung ist bis 11000 min^{-1} zu weich und nur im hohen Drehzahlbereich zu steif. Alle Fehler liegen hier unter 15 %.

Die Ergebnisse der Simulation mit Lagerverkipfung plausibilisieren die Messmethode mit Wirbelstromsensoren und Berechnung der Biegelinie. Ohne Aufbringen äußerer Kräfte konnten in der Simulation übereinstimmende Verschiebungen für die Lagerinnenringe berechnet werden.

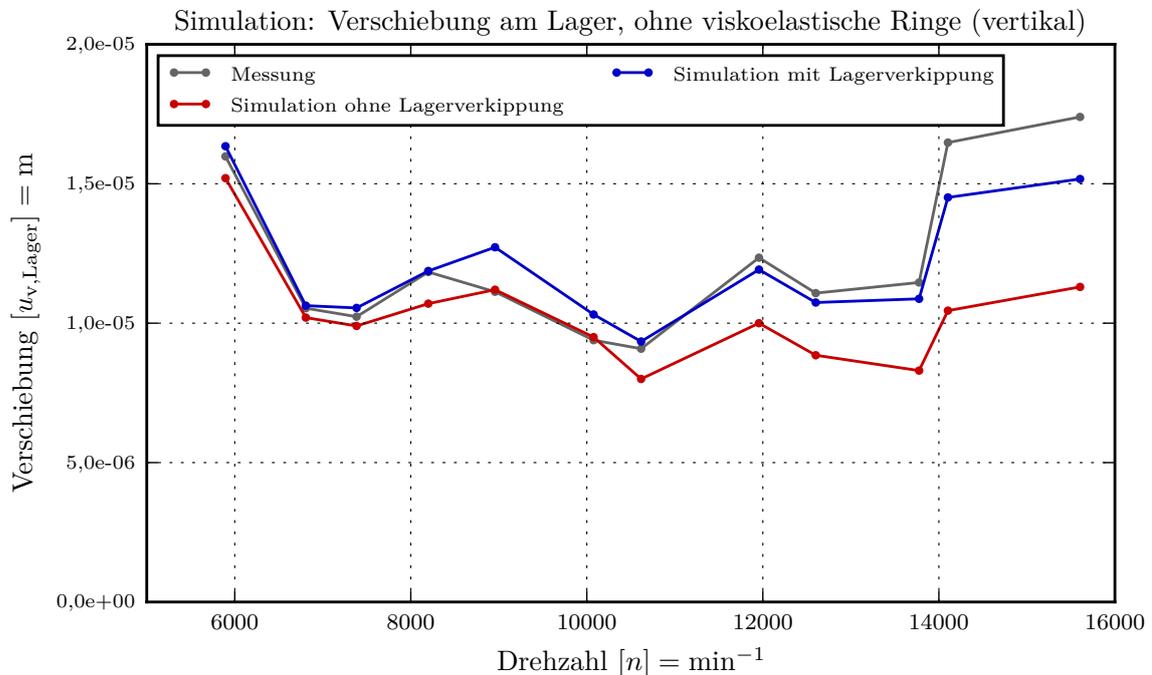


Abbildung 7.15: Verschiebung am Innenring des Lagers bei Vergleich von Simulation und Messung; Simulation einmal mit Kippsteifigkeiten und einmal ohne Kippfreiheitsgrad

7.2 Unwuchtprüfstand: Modalanalyse mit und ohne Elastomer

Um den Einfluss der viskoelastischen Ringe auf das Eigenverhalten des Prüfstandes zu untersuchen, wird eine experimentelle Modalanalyse mit verschiedenen Lagersitzvarianten durchgeführt. Das Ziel der Versuche ist es, nachzuweisen, dass die Elastomerringe das Eigenverhalten des Rotorsystems nicht maßgeblich ändern.

7.2.1 Experimentelle Grundlagen: Modalanalyse am Unwuchtprüfstand

Die Modalanalyse wird im zusammengebauten Zustand durchgeführt, um die Randbedingungen nicht zu verändern. Untersucht wird der in Abschnitt 5.2 beschriebene Aufbau. Für Versuche mit viskoelastischen Elementen gelten 5 % Verpressung. Als Anregungsfunktion wird der Impuls mittels Hammer eingesetzt, um einen breiten Frequenzbereich abzudecken. Versuche mit Shaker und dem 'Chirp-Signal' erzielten keine besseren Ergebnisse.

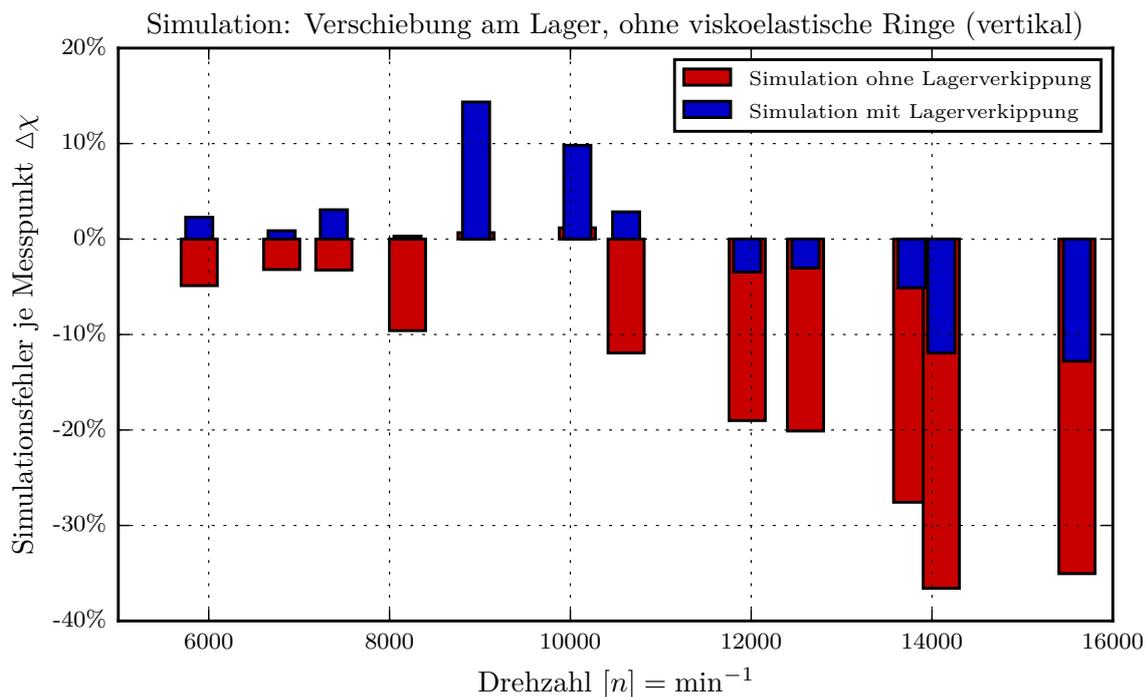


Abbildung 7.16: Simulationsfehler bei Verschiebung am Innenring des Lagers; Simulation einmal mit Kippsteifigkeiten und einmal ohne Kippfreiheitsgrad

Die Anschlagpunkte sowie Referenzpunkte können Abbildung 7.17 entnommen werden. Die Punkte 1, 5 und 9 dienen als Referenzpunkte bzw. Messpunkte. Die Punkte 1-9 dienen als Anschlagpunkte. An den Stellen der Referenzpunkte sind die Beschleunigungsaufnehmer geklebt und die Hammerschläge erfolgen versetzt. Der verwendete Hammer hat eine eingebaute Kraftmessdose zur Bestimmung der Eingangsamplitude. Für die Referenzpunkte, welche das Ausgangssignal bestimmen, werden Beschleunigungssensoren mit einer Empfindlichkeit von 100 mV/g und einem Messbereich von ±50 g verwendet.

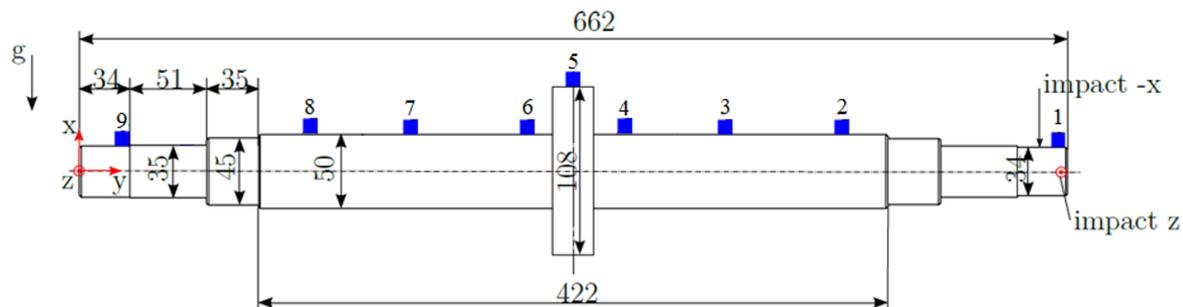


Abbildung 7.17: Referenz- und Anschlagpunkte für Modalanalyse mit Hammer; Referenzpunkte sind 1, 5 und 9, Anschlagpunkte die Stellen 1 bis 9

Für die Messung wurde ein mobiles System von LMS Siemens eingesetzt. Die Auswertung erfolgt mittels Stabilitätsdiagramm und PolyMAX-Algorithmus, welcher bereits in der Software von LMS

Siemens integriert ist. Der zu untersuchende Frequenzbereich wurde mit einer Auflösung von 1,25 Hz auf 4096 Hz festgelegt.

Für die Durchführung einer experimentellen Modalanalyse gelten verschiedene Voraussetzungen. Es müssen Linearität und zeitliche Invarianz erfüllt sein [34]. Weiterhin gilt es bei praktischen Messungen, Wiederholbarkeit, Reziprozität (Vertauschbarkeit) und den Effekt der Masse eines Beschleunigungsaufnehmers zu betrachten. Die zeitliche Invarianz ist bei ruhenden Strukturen im Allgemeinen erfüllt. Bei rotierenden Strukturen können zeitvariable Parameter auftreten. Im Folgenden werden die Eigenfrequenzen des nicht rotierenden Systems bestimmt und verschiedene Varianten miteinander verglichen. Die Ergebnisse können nicht direkt auf das rotierende System übertragen werden. Mit der Reziprozität wird der Einfluss der Richtung betrachtet. In einer idealen Struktur verändert sich die Übertragungsfunktion nicht beim Ortstausch von Ein- und Ausgangsmessung.

7.2.2 Experimentelle Ergebnisse: Modalanalyse am Unwuchtprüfstand

Um die Messfähigkeit zu prüfen, werden Linearität, Wiederholbarkeit, Reziprozität und der Einfluss der Aufnehmermasse zum Beginn der Messungen betrachtet. Dabei wird ein Versuchsaufbau mit ACM60 und 5 % Verpressung verwendet.

Zur Untersuchung der Linearität wurden neun Schläge mit drei verschiedenen Anregungsstärken durchgeführt, 100 N, 300 N und 500 N. Die Variation der Anregung führt bei den Übertragungsfunktionen zu unterschiedlichen Amplituden und zu kleinen Frequenzverschiebungen im Bereich unter 500 Hz. Die Struktur ist demnach nicht gänzlich linear. Die Ergebnisse sind im Anhang auf Seite 139 in Abbildung 20 zu sehen.

Die Überprüfung der Wiederholbarkeit führt zu einem ähnlichen Ergebnis. Um diese zu testen, wurden mehrere Übertragungsfunktionen aufgenommen und dazwischen verschiedene Bewegungen mit der Welle durchgeführt, nämlich

- eine Rotation um 360° ,
- eine weitere Rotation um 360° ,
- eine Drehung um 90° ,
- eine Verschiebung der schwimmend gelagerten Welle in Richtung $-\vec{y}$
- sowie eine Verschiebung der schwimmend gelagerten Welle in Richtung $+\vec{y}$.

Der Vergleich der Übertragungsfunktionen zeigt bei den gemessenen Amplituden Abweichungen. Die Frequenzen sind nahezu identisch. Die Ergebnisse für die Wiederholbarkeit können im Anhang auf Seite 139 in Abbildung 21 näher betrachtet werden.

Um die Vertauschbarkeit zu analysieren, wird die Welle an Punkt 9 angeschlagen und im Punkt 1 vermessen. Anschließend werden Ein- und Ausgang getauscht. Im Besonderen ab 3000 Hz und unter 750 Hz treten wieder größere Abweichungen der Amplitude und leichte Verschiebungen der Frequenz auf. Abbildung 22 mit dem Ergebnis zur Reziprozität ist im Anhang auf Seite 140 zu finden.

Die Untersuchungen zum Einfluss der Aufnehmermasse zeigen den Erwartungen entsprechend keine Auffälligkeiten. Demzufolge kann die Masse der Beschleunigungsaufnehmer vernachlässigt werden. Die zugehörigen Übertragungsfunktionen sind im Anhang auf Seite 140 in Abbildung 23 dargestellt.

Zusammenfassend ergibt sich folgendes Bild für die Ergebnisse zur Messfähigkeit der experimentellen Modalanalyse:

- Eigenfrequenzen können im Bereich von 1 kHz bis 3 kHz genau bestimmt werden.
- Eigenfrequenzen unter 1 kHz und über 3 kHz sind bestimmbar, aber ungenauer.
- Die Amplitudengenauigkeit ist gering, entsprechend ist die Bestimmung der modalen Dämpfung ungenau.
- Das System zeigt Nichtlinearitäten.

Die experimentell bestimmten Eigenfrequenzen des Rotors, gelagert in verschiedenen Lagersitzen, sind Tabelle 7.4 zu entnehmen. Das hohe Dämpfungsvermögen von AEM60 beeinflusst die Genauigkeit der Ergebnisse. Nicht alle typischen Eigenformen konnten für dieses Material sicher bestimmt werden. Die Ergebnisse zeigen, dass zusätzlich zu den bekannten Biegeeigenformen weitere Moden auftreten. So tritt im niederen Frequenzbereich nicht nur die typische Biegemode erster Ordnung auf, sondern Kombinationen dieser mit den Eigenfrequenzen der Lager. Näheres zu den Eigenformen nicht starr gelagerter Rotoren ist in Swanson [36] zu finden.

In der ersten und zweiten Eigenform schwingt das Lager in dieselbe Richtung wie die Biegung der Welle. Der Steifigkeitsabfall durch die verschiedenartigen Lagersitzmaterialien führt in der ersten und zweiten Eigenform zu einer Reduktion der Eigenfrequenz. Das Absenkungsvermögen der Eigenfrequenz durch Variation der Lagersitzmaterialien ist in der Prüfgeometrie aber gering; die Unterschiede sind klein. Zur markanten Verstimmung des Systems sind größere Steifigkeitssprünge im Lagersitz nötig, beispielsweise durch Erhöhung der Ringstärke und Verringerung der Verpressung.

Weiterhin tritt eine Eigenform auf, in der die Lager in entgegengesetzter Richtung zueinander schwingen. In dieser Mode verformt sich der Rotor nicht. In \vec{z} -Richtung kommt es für ACM60 zu einem stärkeren Absenken der Eigenfrequenz für die konträr schwingende Form. Die Absenkung taucht in Richtung der Schwerkraft (\vec{x} -Richtung) nicht auf.

Im Gegensatz zur ersten und zweiten Eigenform schwingen die Lager in der fünften und sechsten Form gegen die Richtung der Biegung. Auch hier kann eine leichte Absenkung der Eigenfrequenz durch den Einsatz der viskoelastischen Lagersitze beobachtet werden.

In den höheren Eigenmoden treten keine signifikanten Unterschiede zwischen viskoelastisch und mit reinem Stahl gelagertem Rotor mehr auf. Allgemein ist den Ergebnissen zu entnehmen, dass eine Verstimmung des Welle-Lager-Systems nur in den niedrigen Eigenformen möglich ist. Die Frequenzen der höheren Ordnungen werden durch die reduzierte Steifigkeit im Lagersystem nicht geringer.

Tabelle 7.4: Eigenfrequenzen des Rotors mit verschiedenen Lagersitzen, ermittelt über experimentelle Modalanalyse

Nummer	Richtung	Eigenform Beschreibung	Eigenfrequenz $[f_i^k] = \text{Hz}$		
			Stahl	ACM60	AEM60
1	\vec{z}	1. Ordnung: Lager mit Biegung	332	328	324
2	\vec{x}	1. Ordnung: Lager mit Biegung	337	333	323
3	\vec{z}	1. Ordnung: Lager konträr zueinander	594	565	605
4	\vec{x}	1. Ordnung: Lager konträr zueinander	601	603	606
5	\vec{z}	1. Ordnung: Lager entgegen Biegung	743	723	
6	\vec{x}	1. Ordnung: Lager entgegen Biegung	751	739	
7	\vec{x}	2. Ordnung: Zweite Biegemode	1488	1487	1489
8	\vec{z}	2. Ordnung: Zweite Biegemode	1488	1487	1489
9	\vec{z}	3. Ordnung: Dritte Biegemode	2424	2430	2427
10	\vec{x}	3. Ordnung: Dritte Biegemode	2445	2442	2430
11	\vec{y}	1. Ordnung: Erste Torsionsmode	3006	2998	
12	\vec{z}	4. Ordnung: Vierte Biegemode	3679	3675	3692
13	\vec{x}	4. Ordnung: Vierte Biegemode	3685	3689	

7.2.3 Simulative Grundlagen: Modalanalyse am Unwuchtprüfstand

Für die Simulation wird das in Unterabschnitt 7.1.3 vorgestellte Modell verwendet. Zur Berücksichtigung der Kontaktsteifigkeiten und somit auch der Lagersystemsteifigkeit sind zwei Berechnungsschritte nötig. In einem ersten statischen Schritt werden die Kontakte zu den steifen Innenringflächen der Lager hergestellt und die Steifigkeitsmatrix an die entsprechende Kontaktbedingung angepasst. Im zweiten Berechnungsschritt werden die Eigenfrequenzen des Rotors unter Berücksichtigung der Lagersteifigkeiten von 1 Hz bis 6000 Hz berechnet.

Die aus den Versuchen berechneten Werte für die Lagersystemsteifigkeit können nicht direkt für die Simulation verwendet werden. Die experimentelle Modalanalyse wurde im ruhenden System durchgeführt, während die Steifigkeitswerte der Lager im rotierenden System bestimmt wurden. Für die Simulation der Eigenmoden werden deshalb folgende Werte für die Steifigkeiten verwendet: $c_{\text{system},v} =$

$3,61 \times 10^7 \text{ Nm}^{-1}$, $c_{\text{system,h}} = 3,16 \times 10^7 \text{ Nm}^{-1}$, $k_{\text{system,v}} = 1 \text{ Nmrad}^{-1}$, $k_{\text{system,h}} = 1 \text{ Nmrad}^{-1}$. Diese Parameterauswahl erfolgte über Iterieren, wobei die Zielwerte der Iteration durch die Eigenfrequenzen der dritten und vierten Eigenmode sowie der siebten und achten Mode definiert wurden. Die dritte und vierte Eigenmode ist nahezu von den Kippsteifigkeiten der Lager unbeeinflusst und eignet sich deshalb besonders, um die Radialsteifigkeit des Systems zu identifizieren. Umgekehrt wird die siebte und achte Mode nur durch die Kippsteifigkeiten beeinflusst. Für die Zielwerte wurden die Eigenfrequenzen von ACM60 verwendet.

7.2.4 Simulative Ergebnisse: Modalanalyse am Unwuchtprüfstand

Ein erstes Ergebnis lässt sich bereits aus den Steifigkeitsparametern der Simulation ableiten. Zum Vergleich dienen die Werte aus den Versuchen mit ACM60 bei 5 % Verpressung, wobei die Kennwerte der niedrigsten Drehzahl bei 5895 min^{-1} verwendet werden. Hier ist die horizontale Steifigkeit nahezu identisch mit $c_{\text{system,h}} = 3,14 \times 10^7 \text{ Nm}^{-1}$. Die vertikale Steifigkeit ist jedoch höher im rotierenden System und liegt bei $c_{\text{system,v}} = 3,85 \times 10^7 \text{ Nm}^{-1}$. Eine drastische Erhöhung der Steifigkeit im rotierenden System tritt bei 5895 min^{-1} jedoch noch nicht auf. Die Kippsteifigkeit ist im unbewegten und unverspannten System laut experimenteller Modalanalyse besonders niedrig, vor allem im Vergleich zu den Werten aus dem rotierendem System mit $k_{\text{system,v}} = 5,22 \times 10^5 \text{ Nmrad}^{-1}$, $k_{\text{system,h}} = 6,83 \times 10^5 \text{ Nmrad}^{-1}$.

Die mittels Abaqus-Simulation berechneten Eigenfrequenzen können in Tabelle 7.5 mit den Ergebnissen der experimentellen Modalanalyse verglichen werden. Die niedrigen Eigenfrequenzen lassen sich mit der Simulation, mit Ausnahme der fünften und sechsten Eigenform, gut nachstellen. Im Frequenzbereich von 2 kHz bis 4 kHz liegt der Fehler zwischen 2 % bis 3 %. Den höchsten Fehler hat die Torsionsmode mit 7,1 %. Im Durchschnitt ist die Simulation steifer als die Experimente. Dasselbe Ergebnis zeigte auch Abbildung 7.15.

In Abbildung 7.18 sind die mit Abaqus berechneten Eigenformen dargestellt. Diese Eigenformen korrelieren gut mit den Ergebnissen aus Swanson [36] für eine weiche Lagerung, welche in Abbildung 2.11 dargestellt sind. In den ersten Eigenformen schwingen die Lager mit der Wellenbiegung. In der dritten schwingen nur die Lager; es handelt sich also um die Eigenfrequenz der Rotoraufhängung. Die fünfte Eigenform ist geprägt durch die um 180° verschobene Phase von Lagerschwingung und Wellendurchbiegung. Die Lager schwingen entgegen der Rotordurchbiegung. Die weiteren Eigenformen unterscheiden sich nicht von denen einer reinen Welle. Die siebte, neunte und zwölfte Mode entsprechen der zweiten, dritten und vierten Biegeeigenfrequenz einer Welle. Die elfte Mode ist die erste Torsionsmode des Rotors.

Aus den Ergebnissen lassen sich folgenden Schlussfolgerungen ableiten: Das verwendete Simulationsmodell eignet sich zur Untersuchung weicher Lagerungen. Die Eigenfrequenzen und Formen

Tabelle 7.5: Vergleich von Versuch und Simulation bei der Modalanalyse; die Formen können Abbildung 7.18 entnommen werden

Eigenform		Eigenfrequenz $[f_i^k] = \text{Hz}$			Fehler $[\Delta\chi] = 1\%$
Nummer	Richtung	ACM60	Simulation	Differenz	Simulation
1	\vec{z}	328	320	-8	2,4
2	\vec{x}	333	332	-1	0,4
3	\vec{z}	565	565	+0	0,0
4	\vec{x}	603	602	-1	0,1
5	\vec{z}	723	757	+34	4,7
6	\vec{x}	739	781	+42	5,6
7	\vec{x}	1487	1500	+13	0,9
8	\vec{z}	1487	1501	+4	0,3
9	\vec{z}	2430	2497	+67	2,8
10	\vec{x}	2442	2509	+67	2,7
11	\vec{y}	2998	3210	+212	7,1
12	\vec{z}	3675	3758	+83	2,3
13	\vec{x}	3689	3773	+84	2,3
					Ø 2,4

können nachgestellt werden. Die Simulationsergebnisse bestätigen die Diskrepanz zwischen stehender Parameteridentifikation und schnell rotierendem System. Für die Bestimmung von Steifigkeitskennwerten schnell rotierender Lager ist eine Modalanalyse am stehendem System ungeeignet.

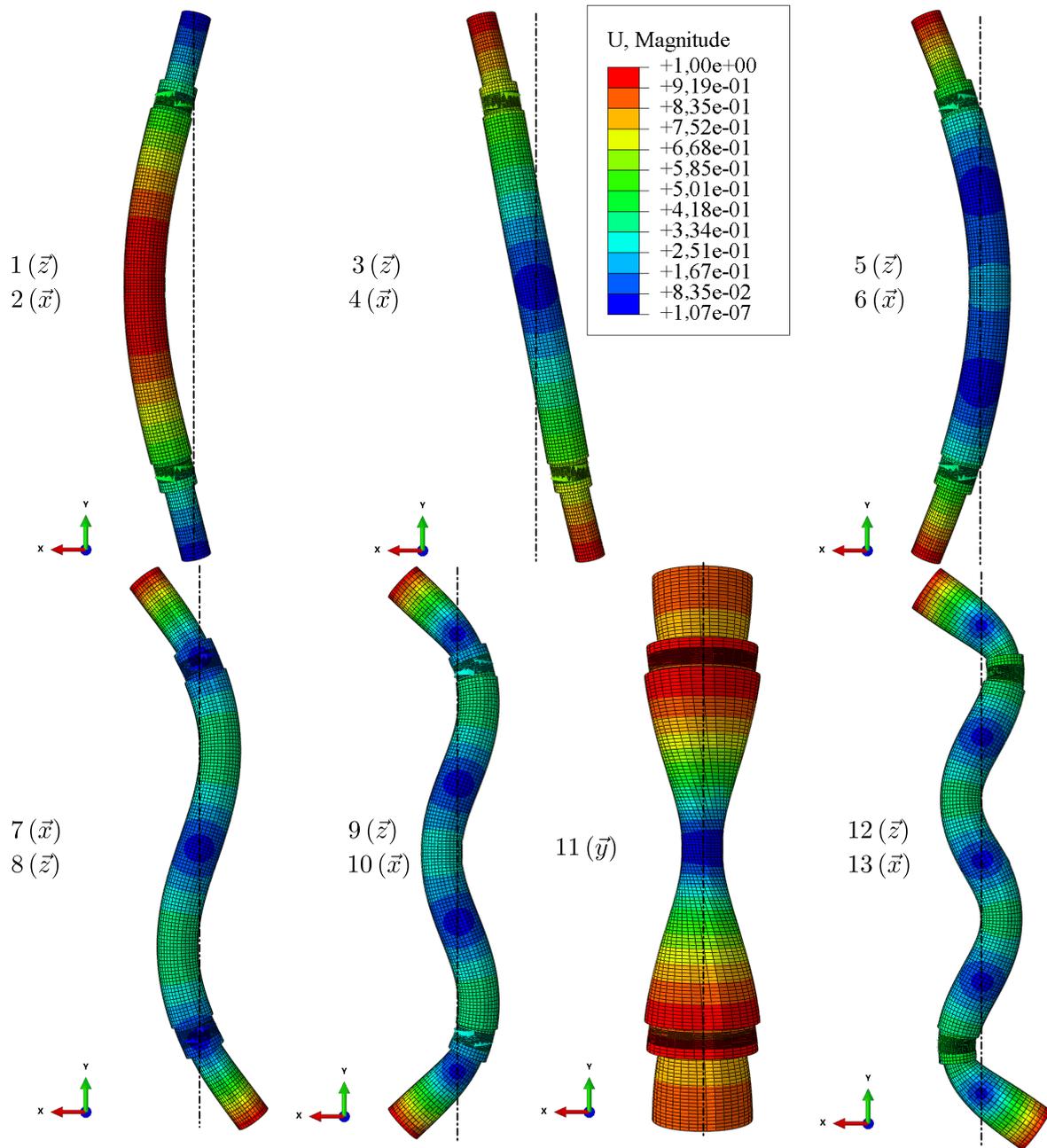


Abbildung 7.18: Eigenformen der Welle für flexible Lager aus der Simulation mit Abaqus; die Nummern links neben den Formen bezeichnen die Moden mit Ausprägungsrichtung, rote Bereiche mit starken Verschiebungen, blaue ohne Verschiebung

7.3 Systemprüfstand: Verhalten im Normalbetrieb

Zur Überprüfung der mechanischen Funktionsfähigkeit der Elastomer-Lagersitze werden diese unter realitätsnahen Bedingungen an einem Wälzlagerprüfstand für Elektromotoren getestet. Beim Verhalten im Normalbetrieb liegt der Fokus auf der Untersuchung des Einflusses der Wärmeausdehnung sowie auf der Fähigkeit, Schwingungen zu isolieren.

7.3.1 Experimentelle Grundlagen: Systemprüfstand bei Normalbetrieb

Auf Basis der Ergebnisse aus Unterabschnitt 7.1.2 wird der Lagersitz für die Untersuchungen ausgelegt. Das Nominalmaß für den Außenradius der Lagerbuchse, auf welcher der viskoelastische Ring Platz findet, liegt bei 58 mm. Für den Lagerschild wird ein Nominalmaß für den Innenradius von 59,9 mm gewählt. Mit einer Ringdicke von 2 mm ergibt sich somit eine nominale Verpressung von

$$p_{\text{pressung}} = \frac{2 \text{ mm} - (59,9 \text{ mm} - 58 \text{ mm})}{2 \text{ mm}} \hat{=} 5 \% \quad (7.5)$$

für den Elastomerring. Für die Herstellung von Lagerschild und Lagerbuchse müssen Fertigungstoleranzen festgelegt werden. Deren Auswahl erfolgt mit der Maßgabe, dass sich die resultierende Verpressung eher erhöhen und nicht verringern sollte. Für das Lagerschild wurde ISO-Toleranz N7 und für die Buchse j7 ausgewählt. Messungen der Ringdicke zeigten keine auffälligen Schwankungen; deswegen wird die Ringstärke als optimal angenommen.

Alle Auslegungskriterien wurden bis jetzt bei Raumtemperatur festgelegt. Weiterhin relevant für den Betrieb am Prüfstand ist die Veränderung der Verpressung durch Erhöhen oder Absenken der Prüflingstemperaturen. Dafür muss die Veränderung der Radien

$$\Delta R = \alpha_T R \Delta T \quad (7.6)$$

bei verschiedenen Temperaturen durch den Längenausdehnungskoeffizienten α_T in das Toleranzfeld mit einbezogen werden. Die Werte für den Längenausdehnungskoeffizienten sind Tabelle 7.6 zu entnehmen. Der Ausdehnungskoeffizient der viskoelastischen Materialien wurde experimentell ermittelt. Die wärmeabhängige Ausdehnung der Elastomere ist in etwa zehnmal größer als die der Metalle.

Tabelle 7.6: Längenausdehnungskoeffizient der verschiedenen Bauteilmaterialien im Lagersitz

Material	Lagerschild	Lagerbuchse	Elastomerring		
	AlMg4.5Mn	42CrMo4	ACM60	AEM60	AEM70
Längenausdehnungskoeffizient [α_T] = K ⁻¹	$2,38 \times 10^{-5}$	$1,61 \times 10^{-5}$	$29,4 \times 10^{-5}$	$23,2 \times 10^{-5}$	$22,9 \times 10^{-5}$

Das temperaturabhängige Verpressungsfeld als Ergebnis der Lagersitzauslegung für den Systemprüfstand ist in Abbildung 7.19 dargestellt. Das Feld ergibt sich aus den Fertigungstoleranzen von Lagerbuchse sowie Lagerschild und zeigt die kleinstmögliche und die größtmögliche Verpressung bei unterschiedlichen Temperaturen. Beispielhaft ist der Bereich für ACM60 schraffiert. In dem Zusammenspiel von Elastomer mit Stahl und Aluminium ergibt sich über den zu untersuchenden Temperaturbereich ein gleichmäßiges Verpressungsfeld. Entsprechend können Elastomere unter den richtigen Bedingungen auch zur Kompensation von Wärmeausdehnungen eingesetzt werden.

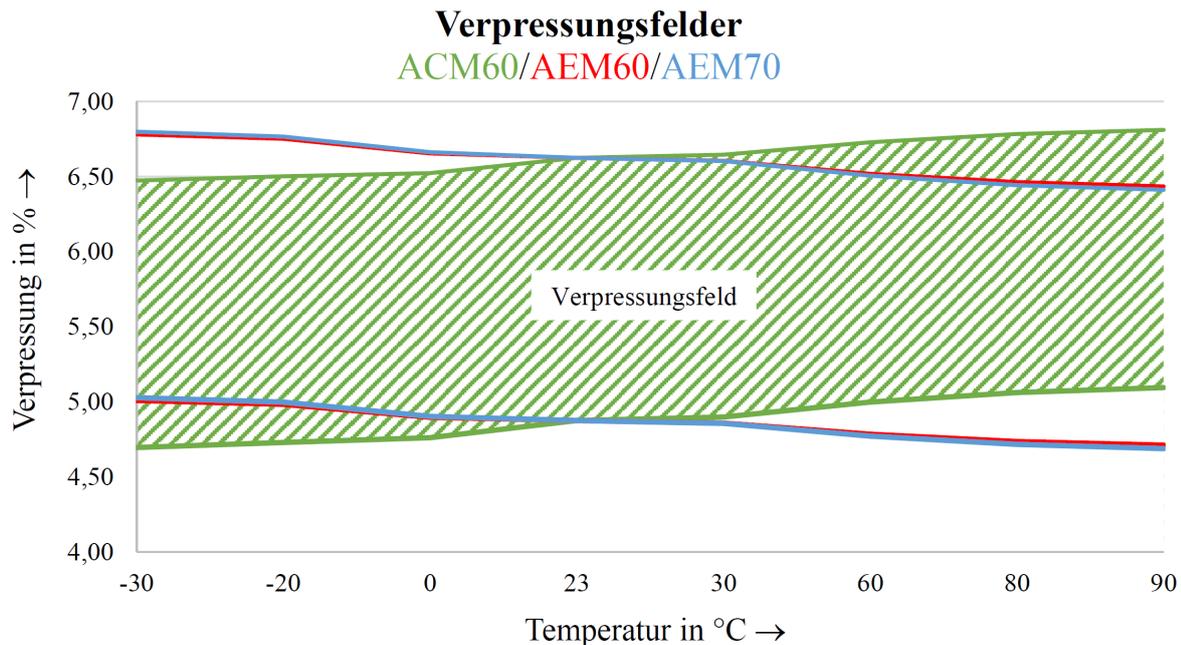


Abbildung 7.19: Verpressungsfeld für den Lagersitz am Systemprüfstand aufgrund von Temperaturänderungen und Fertigungstoleranzen; das Verpressungsfeld für ACM60 ist als Beispiel schraffiert dargestellt

Zuzüglich zur Toleranzrechnung im zusammengebauten Zustand muss die Montage mit betrachtet werden. Für diese wird das Fügeübermaß des Lagerschildes berechnet, was über die Formel zur Temperatureausdehnung (Formel (7.6)) erfolgt. Um die Montage durchzuführen, wird das Lagerschild in einem Ofen auf 140 °C erwärmt und die Lagerbuchse mit Elastomerring auf -20 °C abgekühlt. Das Abkühlen von Ring und Buchse erhöht nicht nur das Fügeübermaß, sondern resultiert auch in einem eng anliegendem Elastomerring, weil sich dieser deutlich stärker zusammenzieht als die Stahlbuchse.

Am Prüfstand sollen verschiedene Lagersitzvarianten miteinander verglichen werden. Als Referenz dient die Variante aus Abbildung 7.20. Damit das Lager bei verschiedenen Betriebstemperaturen seine Funktionsfähigkeit nicht verliert, wird dieses in eine Stahlbuchse mit Spielpassung eingeschoben. Davor erfolgt die Verpressung der Stahlbuchse in das Lagerschild aus Aluminium. Die Überdeckung, resultierend aus der Presspassung, gleicht die unterschiedliche Wärmeausdehnung der Lagersitzmaterialien aus.

Die zweite Untersuchungsvariante stammt aus der Dissertation von M. Nabhan ([21]) und wurde dort bereits bezüglich ihrer Entkopplungsfähigkeiten bewertet. Als zusätzliche Variante wird der O-Ring-Aufbau mit den besten Ergebnissen, unter den aktuellen Versuchsbedingungen, nochmals wiederholt.

Als Hauptuntersuchungsobjekt wird die Variante aus Abbildung 7.22 getestet. Statt O-Ringen wird hier, wie oben beschrieben, ein Elastomerring zwischen Stahlbuchse und Aluminiumlagerschild verwendet.

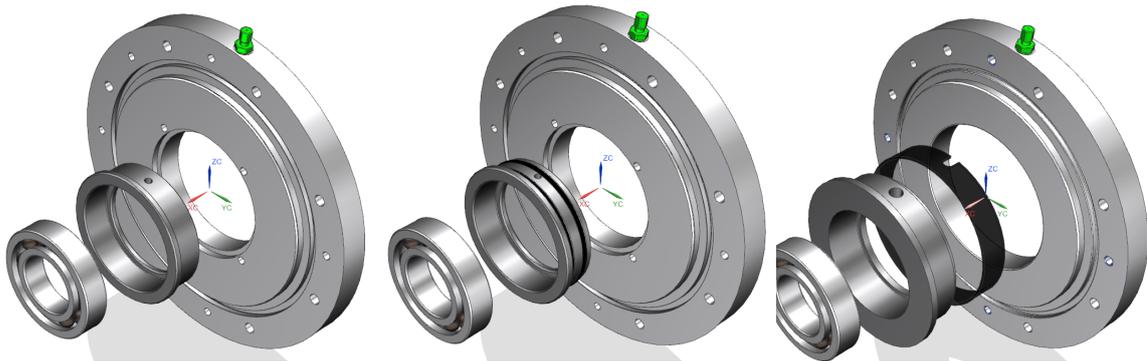


Abbildung 7.20: Variante: Stahlbuchse & Aluschild (Referenz)

Abbildung 7.21: Variante: Stahlbuchse & O-Ringe & Aluschild

Abbildung 7.22: Variante: Stahlbuchse & viskoelastischer Ring & Aluschild [21]

Die Versuchsparameter können Tabelle 7.7 entnommen werden. Für Untersuchungen mit Konstantläufen werden die Drehzahlen in einem Abstand von 1000 min^{-1} bis 10000 min^{-1} angefahren und jeweils für fünf Minuten stationär gehalten. Danach werden noch die Drehzahlen 12000 min^{-1} , 14000 min^{-1} und 16000 min^{-1} angefahren. Die Lager werden beidseitig ohne Dichtung betrieben.

Tabelle 7.7: Versuchsparameter für die Nachstellung des Normalbetriebes

Parameter	Wert und Einheit
Öltemperatur	$70 \text{ }^\circ\text{C}$
Ölmenge	3 l min^{-1}
Öltyp	synthetisches Getriebeöl
Lagervorspannung	150 N
Drehzahlrampe	$0 - 16000 \text{ min}^{-1}$
Drehzahlbeschleunigung	$20 \text{ s} / 1000 \text{ min}^{-1}$
Haltezeit für Konstantdrehzahlen	5 min
Umgebungstemperatur	Variiert $25 - 30 \text{ }^\circ\text{C}$
Lager A-Seite	6209 C3 mit PEEK-Schnappkäfig
Lager B-Seite	6008 C3 mit PEEK-Schnappkäfig

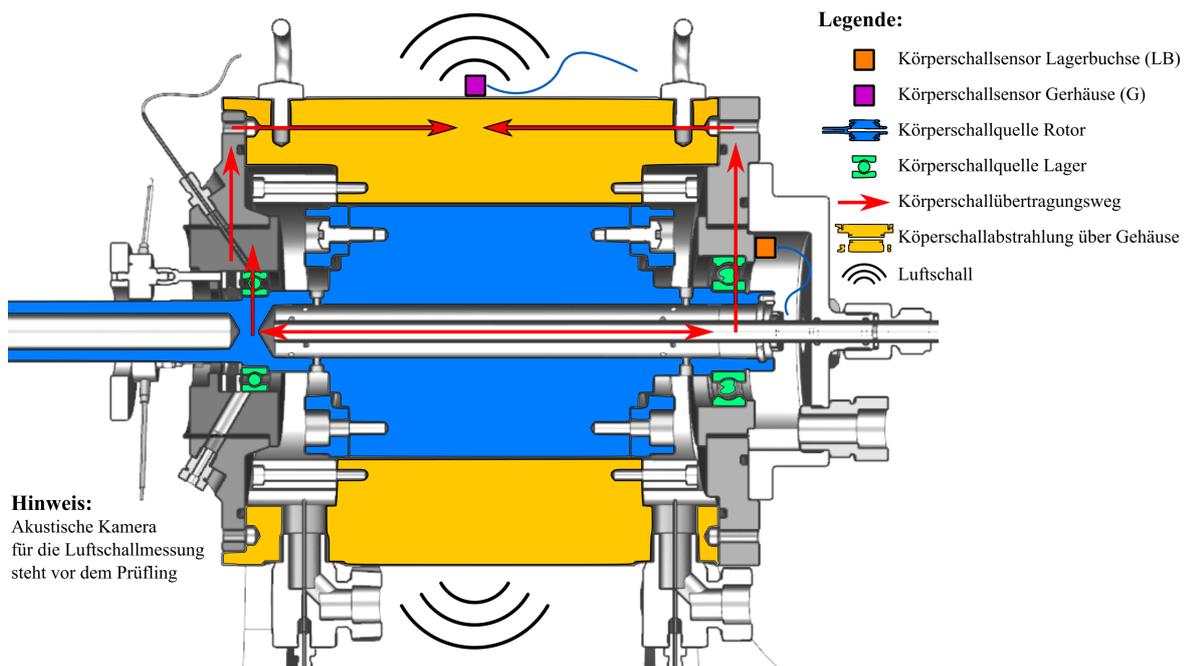


Abbildung 7.23: Messpositionen sowie Quelle und Übertragungspfad des Körperschalls am Systemprüfstand

Tabelle 7.8: Übersicht über die Ergebnisse im Normalbetrieb für die Körperschallsensoren (K) an Lagerbuchse (LB) und Gehäuse (G) sowie für die Luftschallmessung (L) mit der akustischen Kamera (AK)

Position	Art	Bezeichnung	Referenz
LB	K	Schwingschnelle im Hochlauf	Abbildung 7.24
LB	K	Schwingschnelle im Hochlauf (Y-Achse angepasst)	Abbildung 7.25
LB	K	Schwingschnelle im Hochlauf mit AEM60 bis $18\,000\text{ min}^{-1}$	Anhang Seite 141
LB	K	Ordnungspegelverlauf für 6008 Innenring (6,9 Ordnung)	Anhang Seite 142
G	K	Schwingschnelle im Hochlauf	Abbildung 7.26
G	K	Schwingschnelle im Hochlauf (X-Achse angepasst)	Abbildung 7.27
G	K	Schwingschnelle im Hochlauf mit AEM60 bis $18\,000\text{ min}^{-1}$	Anhang Seite 141
G	K	Ordnungspegelverlauf für 6008 Innenring (6,9 Ordnung)	Anhang Seite 142
G	K	Campbell-Diagramm für Versuch mit AEM60	Anhang Seite 143
G	K	Campbell-Diagramm für Versuch mit ACM60	Anhang Seite 144
G	K	Campbell-Diagramm für Versuch mit AEM70	Anhang Seite 145
G	K	Campbell-Diagramm für Referenzversuch	Anhang Seite 146
G/LB	K	Vergrößerungsfunktion aus Schwingschnelle	Abbildung 7.28
G/LB	K	Vergrößerungsfunktion aus Ordnungspegelverlauf (6,9)	Abbildung 7.28
AK	L	Campbell-Diagramm für Versuch mit AEM60	Abbildung 7.34
AK	L	Campbell-Diagramm für Versuch mit ACM60	Anhang Seite 144
AK	L	Campbell-Diagramm für Versuch mit AEM70	Anhang Seite 145
AK	L	Campbell-Diagramm für Referenzversuch	Abbildung 7.33
AK	L	Bild bei 9200 min^{-1} und 1 kHz (AEM60)	Abbildung 7.36
AK	L	Bild bei 9200 min^{-1} und 1 kHz (Referenzversuch)	Abbildung 7.35

Für die Ergebnisse werden zwei Positionen am Prüfling ausgewertet, welche man Abbildung 7.23 entnehmen kann. Weiterhin findet man eine Darstellung des Körperschallübertragungspfades. Ein Sensor befindet sich auf der Quellseite des Körperschalls im Übertragungspfad vor der Elastomerschicht, der zweite am Gehäuse im Übertragungspfad nach der Elastomerschicht. Der gemessene Luftschall wird vom Gehäuse des Prüflings abgestrahlt. Die akustische Kamera befindet sich vor dem Prüfling in einem Abstand von 70 cm. Die Verklebung der Sensoren und die Positionierung der akustischen Kamera kann man zusätzlich dem Anhang auf Seite 137 entnehmen.

In Tabelle 7.8 findet man eine Übersicht über die erstellten Diagramme aus den Versuchen am Systemprüfstand bei Normalbetrieb. Die Übersicht beinhaltet auch die Luftschallmessungen, welche im Unterabschnitt 7.3.4 dargestellt sind.

7.3.2 Experimentelle Ergebnisse: Körperschall am Systemprüfstand bei Normalbetrieb

Die Darstellung der Ergebnisse erfolgt entsprechend dem Weg des Schalls. Demzufolge werden die Ergebnisse aus den Körperschallmessungen an der Lagerbuchse zuerst dargestellt, danach die Ergebnisse von den Messungen am Gehäuse. Die Ergebnisse aus den Luftschallmessungen werden am Ende näher erläutert.

Um die Entkopplungsfähigkeiten eines Lagers bewerten zu können, wird der Körperschall vor der Isolationsschicht und nach dieser untersucht. Die vor der Entkopplung wirkenden Schwingungen sind in Abbildung 7.24 dargestellt. Das Diagramm zeigt die effektive Schwingschnelle der Sensorposition, wobei alle drei Raumrichtungen über die euklidische Norm zu einem Wert zusammengefasst wurden. Die jeweils wichtigsten Versuche wurden zu einem späteren Zeitpunkt, nach mehrmaligem Umbauen, wiederholt. Diese Kurven sind mit „wdh.“ gekennzeichnet. Am Prüfstand treten zwei markante Eigenfrequenzen auf, eine kleinere in der Nähe von 3000 min^{-1} und eine bei 14000 min^{-1} . Je kleiner die Schwingschnelle ist desto besser, denn eine Reduzierung der Schwingschnelle führt auch zu einer Reduktion des abgestrahlten Gesamtpegels. Beachten sollte man aber, dass diese Art der Bewertung die Empfindlichkeit des menschlichen Gehörs gegenüber verschiedenen Frequenzbändern vernachlässigt.

In diesem Diagramm fällt besonders die stark überhöhte Kurve der O-Ringe auf. Die gute Entkopplungswirkung führt, aufgrund der geringen Steifigkeit an der Lagerbuchse, zu überhöhten Schwingungen. Auch die auf den Rotor selbst wirkenden Kräfte nehmen in diesem Falle stark zu. Mit einem verfrühten Ausfall der Lagerung oder anderer Baugruppen am Rotor, wie beispielsweise der Magnetfixierung, ist zu rechnen (Magnetfixierung nur bei permanenterregten Maschinen). Dieses negative Verhalten tritt ab Drehzahlen um 8000 min^{-1} auf. Die Lagersitzvariante mit Elastomerring zeigt derartig überhöhte Schwingungen an der Lagerbuchse nicht.

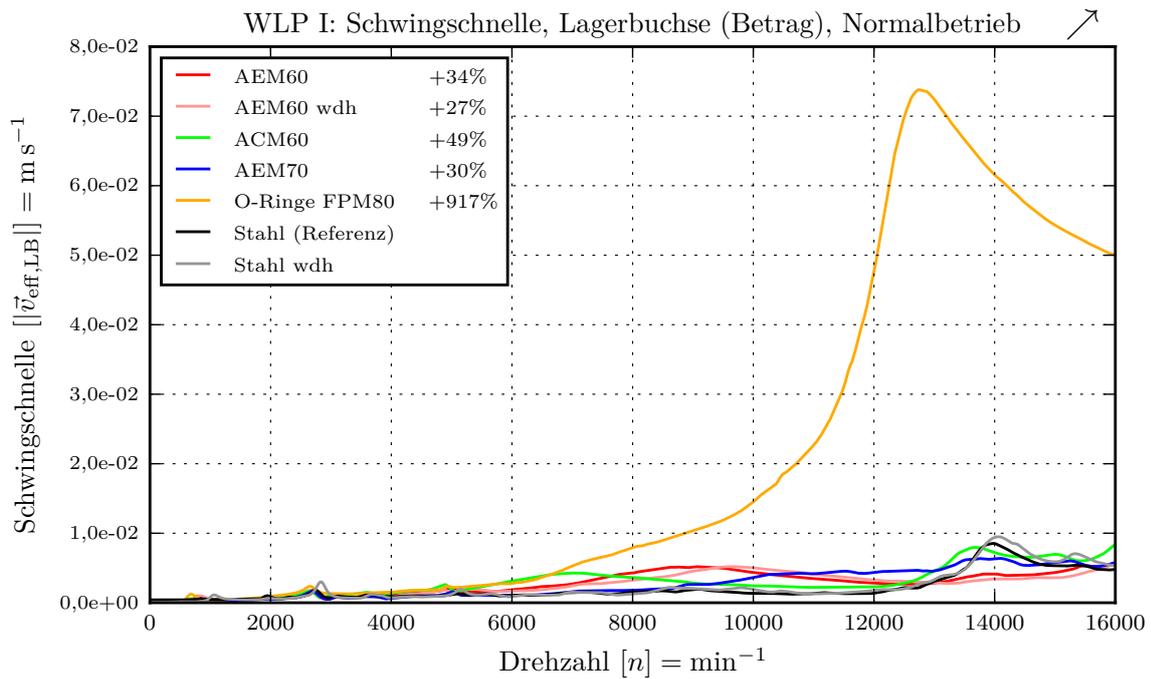


Abbildung 7.24: Schwingschnelle an der Lagerbuchse beim Hochlauf mit verschiedenen Lagersitzen

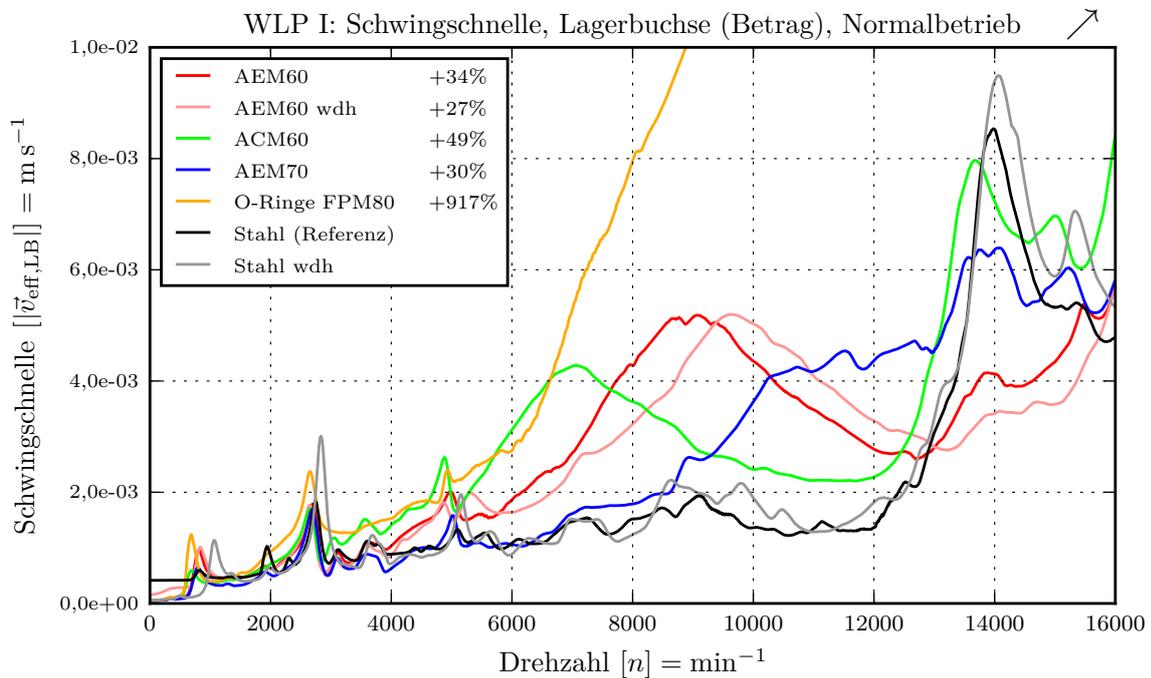


Abbildung 7.25: Schwingschnelle an der Lagerbuchse beim Hochlauf, vergrößert dargestellt

Abbildung 7.25 zeigt nochmals die Schwingschnelle an der Lagerbuchse, nutzt jedoch engere Grenzen für die Darstellung. Gut sichtbar sind die geringen Schwingungen an der Lagerbuchse in der Re-

ferenzvariante, abgesehen von der Umgebung der Eigenfrequenz um 14000 min^{-1} . Die steife Anbindung reduziert die Rotorschwingungen. Weiterhin führen die Elastomerringe gegenüber dem reinen Stahllagersitz zu höheren Schwingungen an der Lagerbuchse. AEM60 zeigt im mittleren Drehzahlbereich eine deutliche Überhöhung; ACM60 und AEM70 reagieren stärker auf die Eigenfrequenz des Prüfstandes bei 14000 min^{-1} . Im Drehzahlbereich bis 12000 min^{-1} schwingt die Lagerbuchse mit Elastomerelementen stärker als das Gehäuse. Die Isolation zeigt demnach Wirkung.

Die am Gehäuse des Prüflings auftretenden Schwingungen beim Hochlauf bis 16000 min^{-1} sind in Abbildung 7.26 zu sehen. Die Lagersitze aus AEM70 und ACM60 schneiden gegenüber der Referenz nur geringfügig besser ab. Dies liegt an der stark ausgeprägten Eigenfrequenz bei 14000 min^{-1} , welche einen ähnlichen Verlauf hat wie mit dem Lagersitz aus Stahl. Bezüglich der Eigenfrequenzamplitude ergibt sich für die drei Materialien ACM60, AEM70 und AEM60 eine gute Übereinstimmung mit der Materialcharakterisierung. Der Verlustfaktor aus Abbildung 4.13 korreliert mit dem Ergebnis am Prüfstand. Die höchste Materialdämpfung besitzt AEM60, die niedrigste ACM60. Entsprechend schlecht dämpft ACM60 die Eigenfrequenz. Die erhöhte Steifigkeit von AEM70 spiegelt sich in dem Ort der Eigenfrequenz wider. Diese tritt gegenüber ACM60 um wenige Hertz nach oben verschoben auf. Am steifsten verhält sich die Wiederholungsmessung mit der Stahlbuchse ohne viskoelastische Elemente. Über den vollen Drehzahlbereich erzielt die Variante mit O-Ringen die beste Entkopplung. Ähnlich gut schneiden die Messungen mit AEM60 ab. Die geringe Steifigkeit und die hohe Dämpfung des Materials präsentieren sich vorteilhaft.

In Abbildung 7.26 liegen die Kurven des niedrigen Drehzahlbereiches nah beieinander. Eine distanzierte Bewertung der verschiedenen Lagersitze wird erschwert. Den Drehzahlbereich bis 10000 min^{-1} zeigt Abbildung 7.27. Die Güte der Entkopplung der verschiedenen Elastomerringe ist in diesem Drehzahlbereich ähnlich gut. Die Entkopplung mit O-Ringen arbeitet jedoch um einiges effizienter. Besonders beachtlich ist der Bereich zwischen 6000 min^{-1} und 8000 min^{-1} . Die Eigenfrequenz in der Nähe von 3000 min^{-1} tritt in allen Varianten auf, ist aber am stärksten in der Wiederholungsmessung mit Stahlbuchse ausgeprägt.

Um das Isolationsverhalten besser beurteilen zu können, wurden zwei Vergrößerungsfunktionen gebildet. Die erste Vergrößerungsfunktion zeigt das Verhältnis der Gesamtschwingungen von Gehäuse zu Lagerbuchse. Somit werden die Werte aus Abbildung 7.26 durch die Werte aus Abbildung 7.24 geteilt. In der zweiten Vergrößerungsfunktion werden nicht die Gesamtschwingungen betrachtet, sondern nur der Ordnungspegelverlauf der Ordnung 6,9. Diese ist dominant und wird auch im Unterabschnitt 7.3.4 nochmals näher untersucht. Die Ordnung 6,9 kommt aus dem Lager auf der B-Seite des Prüflings (Rillenkugellager 6008) und wird durch die Überrollung des Innenringes verursacht. Es werden Frequenzen bis zu 1840 Hz direkt angeregt. Darüber hinaus ist diese Anregung weniger von der Steifigkeit des Lagersitzes abhängig, während der Gesamtpegelverlauf bei reduzierter Steifigkeit im Eingang höhere Amplituden zeigt. Ein Vorteil der Vergrößerungsfunktion liegt in ihrer normierten Darstellung. Alle Werte kleiner Eins zeigen Bereiche, in denen das Signal abgeschwächt wird. Bei

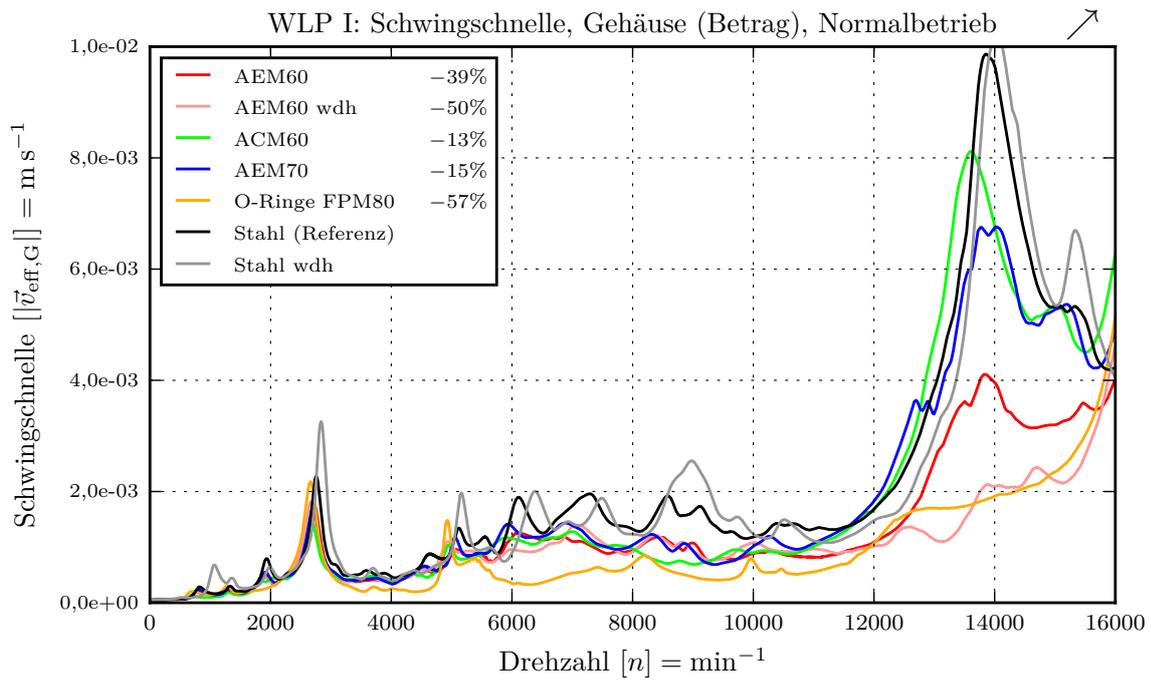


Abbildung 7.26: Schwingschnelle am Gehäuse beim Hochlauf mit verschiedenen Lagersitzen

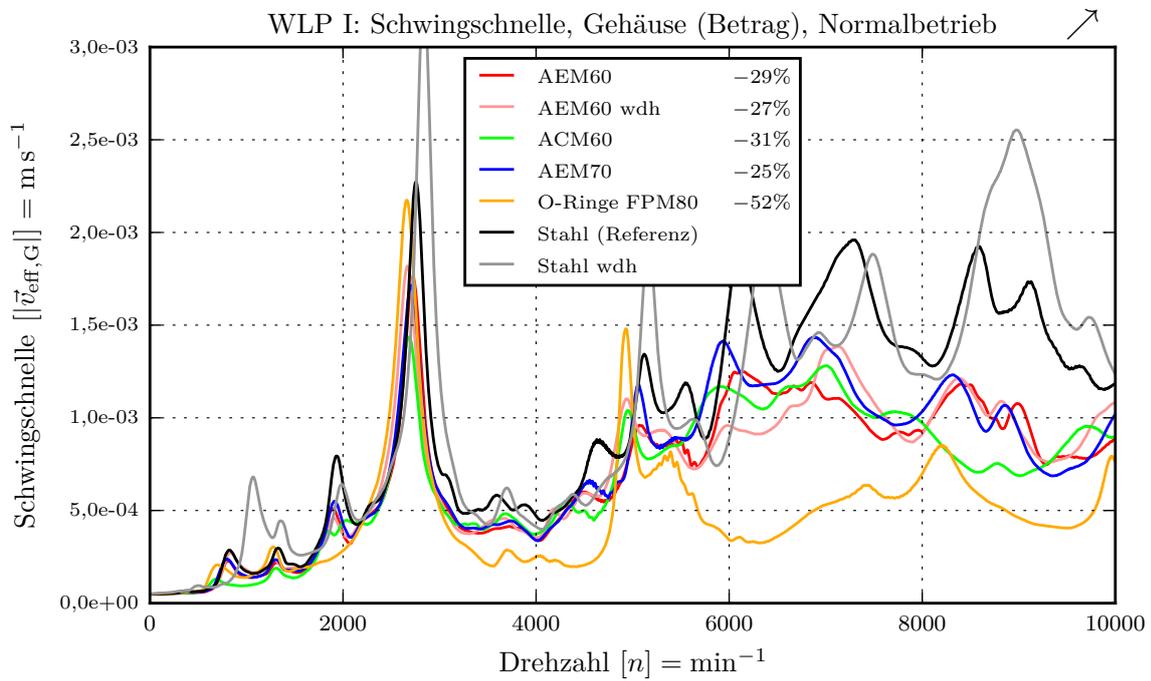


Abbildung 7.27: Schwingschnelle am Gehäuse beim Hochlauf bis 10000 min⁻¹ mit verschiedenen Lagersitzen

Werten größer Eins kommt es zu einer Überhöhung der Eingangswerte. Meist tritt dies in der Nähe

von Eigenfrequenzen auf. Je kleiner die Werte sind, desto besser ist die Isolation.

In Abbildung 7.28 sieht man den Verlauf der Vergrößerungsfunktion, welche aus dem Gesamtpegel gebildet wird. Die Referenzkurve vom Stahllagersitz zeigt bis 6000 min^{-1} eine Abschwächung der Schwingungen, sieht man von der Eigenfrequenz bei ca 3000 min^{-1} ab. Bei Drehzahlen über 6000 min^{-1} werden die Schwingungen von der Lagerbuchse nahezu ungeschwächt an das Gehäuse übertragen. Die Variante mit den O-Ringen aus FPM80 zeigt den Erwartungen entsprechend eine sehr gute Entkopplung. Allerdings sind die Werte an der Lagerbuchse selbst, also dem Eingangssignal, auch stark erhöht. Die Lagersitze mit Elastomerring zeigen alle einen ähnlichen Verlauf und bewirken fast durchgängig eine Abschwächung des Eingangssignales am Gehäuse. Etwas schlechter schneidet AEM70 ab; möglicherweise ist die Steifigkeit des Materials zu hoch. Im Bereich um 14000 min^{-1} liegt eine Eigenfrequenz am Prüfstand. Hier ist das Übertragungsverhalten bei allen Varianten nahezu Eins. Die Wiederholmessung mit AEM60 ist hier auffällig: der nochmalige Aufbau des Lagersitzes nach den Versuchen hat eine Verbesserung bewirkt. Möglicherweise hat der Fügeprozess einen Einfluss auf die Güte der Isolation. Bei den ersten AEM60-Messungen wurde der Fügeprozess mit Lagerschild und Elastomerring erstmalig durchgeführt.

Als weiteres Beispiel dient Abbildung 7.29. Dieses Diagramm zeigt die Vergrößerungsfunktion des Ordnungspegels der 6,9 Ordnung. Den Verlauf von Ein- und Ausgangssignal kann man im Anhang auf Seite 142 sehen. In diesem Fall sind bei den Lagersitzen mit Elastomerring die Werte beim Eingangssignal nicht erhöht. Lediglich beim O-Ring ergibt sich auch eine erhöhte Anregung. Entsprechend kann diese Funktion nochmals genutzt werden, um eine Abschwächung für eine nicht direkt steifigkeitsabhängige Körperschallquelle nachzuweisen. Auch in diesem Falle zeigt die Variante mit den O-Ringen ein gutes Isolationsverhalten, jedoch auch unter Erhöhung des Eingangssignals, welches direkt vom Lager kommt. Die Referenz mit Stahl zeigt drei Eigenfrequenzen bei 2000 min^{-1} , 6000 min^{-1} und 7700 min^{-1} . Die Wiederholmessung der Referenz scheint eine leicht erhöhte Steifigkeit zu haben, möglicherweise Einflüsse vom wiederholten Auf- und Abbau. Die Eigenfrequenzen bei 2000 min^{-1} und 6000 min^{-1} findet man auch in den Kurven der Elastomerringe wieder, jedoch mit verringerter Amplitude und breiterem Bereich. Dies ist ein Zeichen der Elastomerdämpfung, wobei in diesem Falle AEM60 nicht besser abschneidet als ACM60. Das Diagramm zeigt, dass man durch den Einsatz von Elastomer-Lagersitzen eine Reduzierung der Pegelverläufe von 20 % erreichen kann.

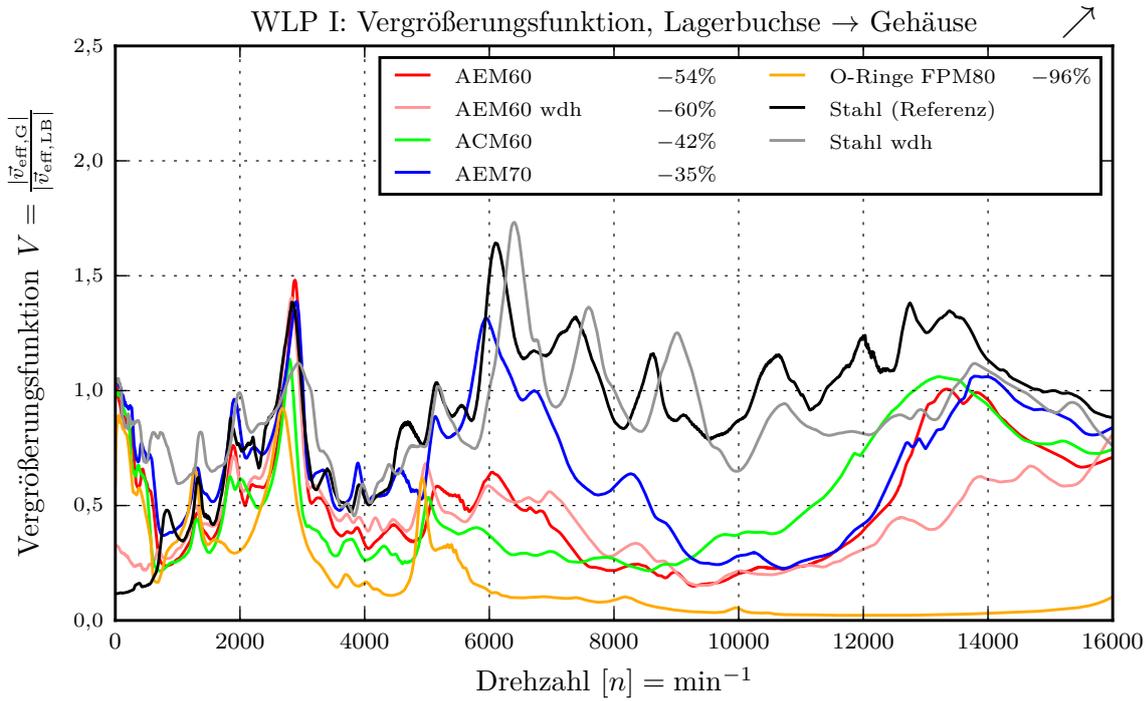


Abbildung 7.28: Vergrößerungsfunktion zwischen Lagerbuchse (Eingang) und Gehäuse (Ausgang)

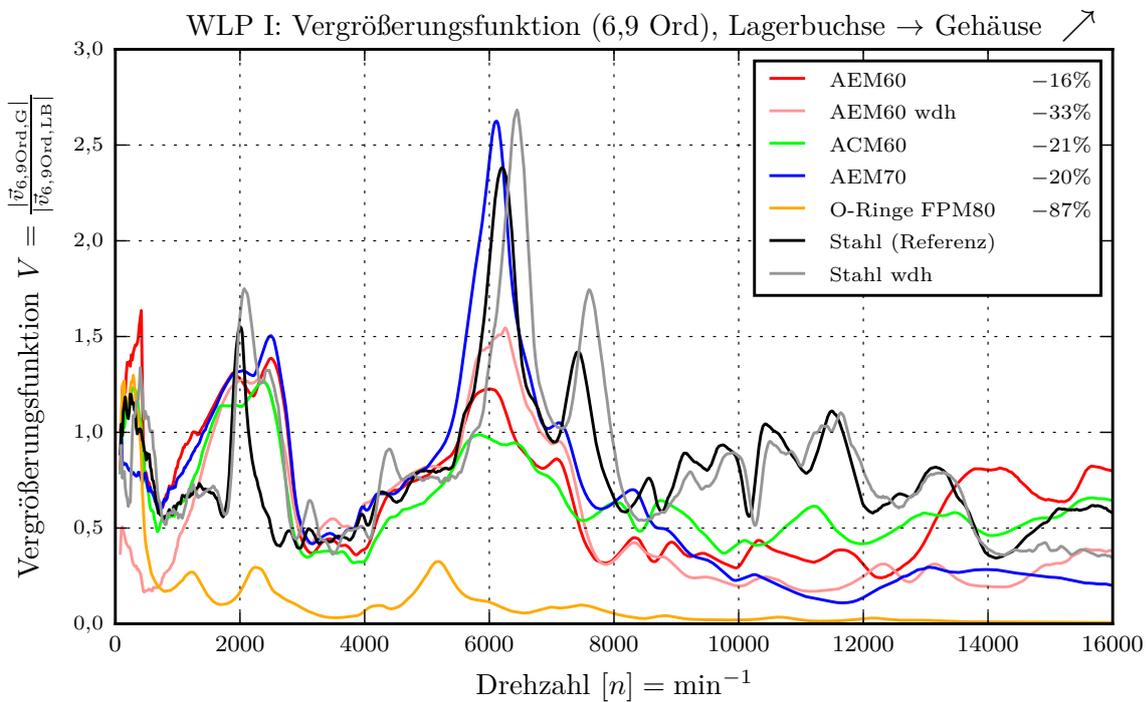


Abbildung 7.29: Vergrößerungsfunktion der Innenringordnung des Lagers 6008 zwischen Lagerbuchse (Eingang) und Gehäuse (Ausgang)

7.3.3 Experimentelle Ergebnisse: Mechanik am Systemprüfstand bei Normalbetrieb

Die vorhergehenden Diagramme zeigen die Entkopplungswirkung der Elastomerringe. Um die interessanteste Variante mit AEM60 näher zu untersuchen, wurden zusätzlich Konstantläufe bei verschiedenen Drehzahlen durchgeführt. In Abbildung 7.30 ist die Temperatur dargestellt, welche direkt auf dem Lageraußenring gemessen wurde bei verschiedenen Drehzahlen. Jede wurde für 5 min gehalten. Die sich einstellende Temperatur, nach der keine Änderung mehr auftritt, wird im Diagramm dargestellt. Die Kurven von AEM60 und die Referenz haben einen ähnlichen Verlauf; insgesamt ist die Temperatur mit AEM60 im Lagersitz aber höher. Mit steigender Drehzahl vergrößert sich dieser Abstand. Eine mögliche Ursache für den Temperaturanstieg könnte die reduzierte Wärmeabfuhr aufgrund der Elastomerschicht zwischen Aluminium und Stahl sein. Möglicherweise führt auch die durch das zusätzliche Dämpfungsvermögen des Materials in Wärme umgewandelte kinetische Energie zu einem Ansteigen der Temperatur.

Einen ähnlichen Verlauf zeigt das Diagramm der Verlustleistung, welche am Prüfstand über die Drehmomentmesswelle bestimmt wird. Den Verlauf sieht man in Abbildung 7.31. Im niedrigen Drehzahlbereich bis 8000 min^{-1} verhalten sich beide Varianten ähnlich. Bei 3000 min^{-1} ist die Verlustleistung nahezu Null für beide Varianten. Entweder stimmt der Nullabgleich des Sensors nicht, oder es gibt eine zweite Drehmomentquelle im Prüfling durch die Beölung in diesem Drehzahlbereich. Ebenfalls sichtbar wird das erhöhte Widerstandsmoment der Lager bei niedrigen Drehzahlen. Hohe Drehzahlen führen zu deutlich höheren Verlusten im Lager. Durch den Einsatz der Elastomerringe erhöhen sich diese Verluste bei hohen Drehzahlen nochmals leicht.

Die Versuchsbedingungen ändern sich, wenn die Vorspannkraft der schwimmenden Lagerung ansteigt oder abfällt. Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten, wird der Verlauf der Lagervorspannung über der Drehzahl hinweg in Abbildung 7.32 dargestellt. Der Verlauf der Vorspannung über der Drehzahl ist für die Variante mit und ohne Elastomer vergleichbar. Die Verlaufskurve von AEM60 ist konstanter. Bei hohen Drehzahlen fängt die Vorspannung in der Referenzkonfiguration an, langsam abzufallen.

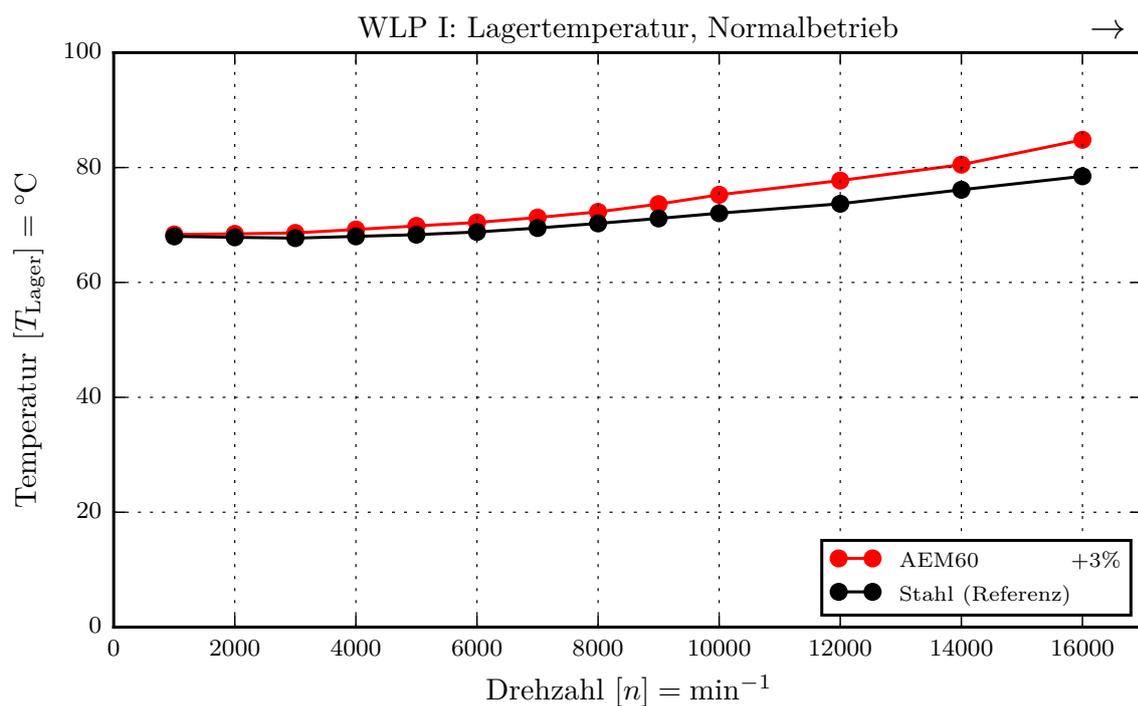


Abbildung 7.30: Temperatur am Lageraußenring für verschiedene Drehzahlen

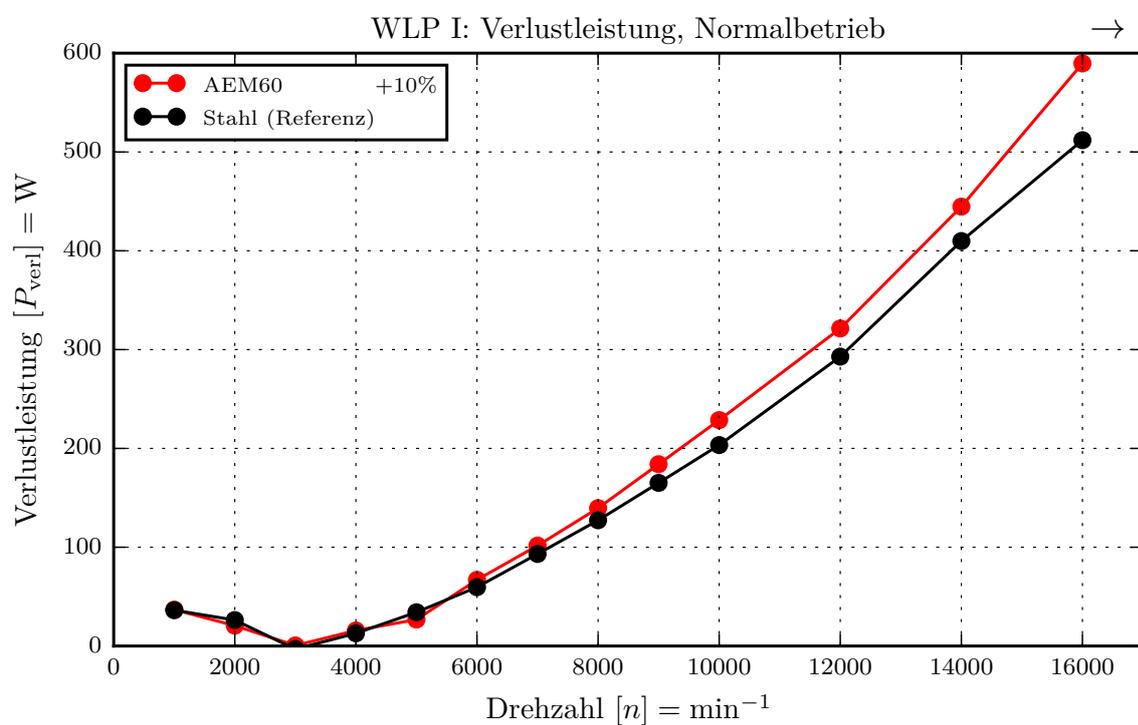


Abbildung 7.31: Verlustleistung des Prüfings für verschiedene Drehzahlen

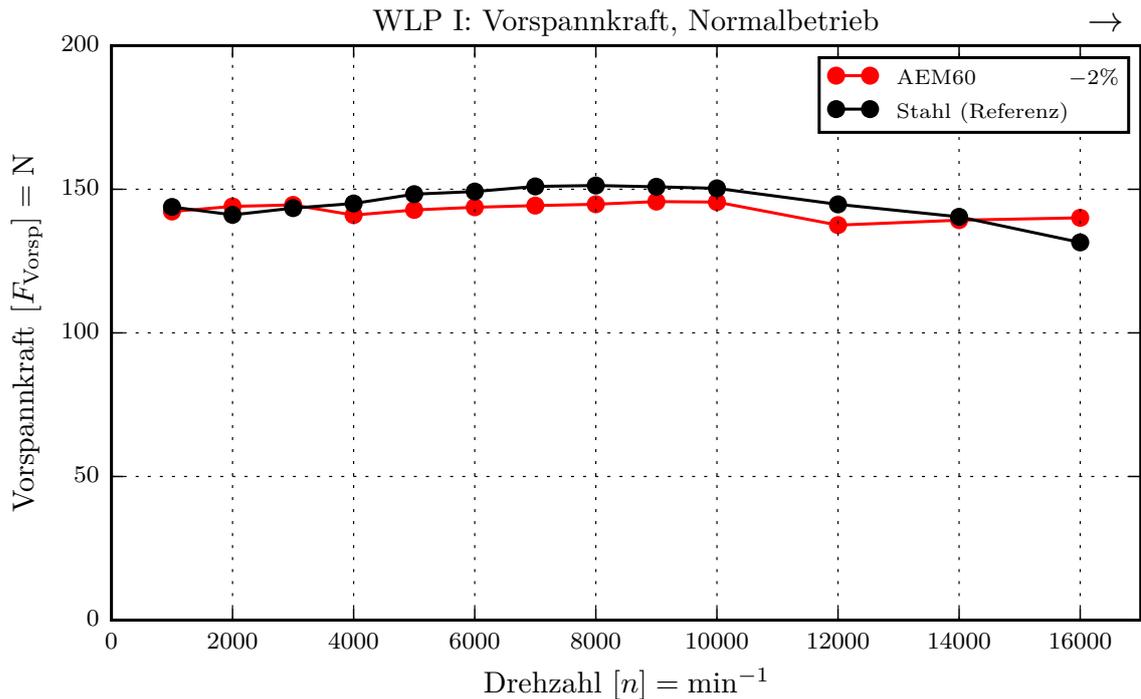


Abbildung 7.32: Vorspannkraft für verschiedene Drehzahlen

7.3.4 Experimentelle Ergebnisse: Luftschall am Systemprüfstand bei Normalbetrieb

Um die Fähigkeit der Elastomere zur Entkopplung beurteilen zu können, wurden die Versuche mit geöffneter Klimakammer zusätzlich mit einer akustischen Kamera aufgenommen. Das Spektrum aus Abbildung 7.33 zeigt den Schalldruckpegel eines Mikrofones für die Referenzkonfiguration mit Stahlbuchse über Frequenz und Zeit (indirekt Drehzahl). Bei hohen Drehzahlen ist die erste Ordnung, also die Unwucht am Prüfstand, dominant. Die hohe Eigenfrequenz bei 14000 min^{-1} aus Abbildung 7.26 wird entsprechend durch die Unwucht des Rotors angeregt und liegt somit bei rund 230 Hz. Weiterhin gibt es eine klar erkennbare Eigenfrequenz in der Nähe von 3500 Hz und eine stärkere Anregungsordnung zwischen 6000 min^{-1} und 10000 min^{-1} . Die gesteigerte Intensität der Schwingschnelle in diesem Drehzahlbereich kann auf die 6,9te Ordnung zurückgeführt werden und ist die Ursache für die Überhöhungen aus selbigem Drehzahlbereich. Die 6,9te Ordnung entspricht der Überrollfrequenz des Innenringes des Lagers 6008, welches am Prüfstand an der B-Seite eingesetzt wird. Ob die erhöhte Intensität der Ordnung die Folge eines Lagerschadens ist oder bei dieser Lagerung wegen der B-seitigen Öffnung immer in dieser Stärke wahrnehmbar ist, kann nicht beantwortet werden.

Der Vergleich von AEM60 mit der Referenzkonfiguration ist möglich über Abbildung 7.34, welche denselben Versuch mit Elastomer-Lagersitz zeigt. Die Werte im Campbell-Diagramm sind im Vergleich niedriger. Die Eigenfrequenz bei 3500 Hz tritt weniger stark in Erscheinung. Weiterhin

verliert die erste Ordnung im hohen Drehzahlbereich an Bedeutung. Die zweite Ordnung tritt kurz vor 14000 min^{-1} noch ähnlich stark in Erscheinung. Die 6,9te Ordnung wird ebenfalls deutlich abgeschwächt. Das Campbell-Diagramm für ACM60 und AEM70 ist im Anhang auf Seite 144 und Seite 145 aufgeführt.

Der Beamforming-Algorithmus, welcher in der akustischen Kamera zur Lokalisierung der Geräuschquellen und Berechnung des Pegels eingesetzt wird, arbeitet genauer bei hohen Frequenzen. Deswegen wird für den Vergleich ein Betriebspunkt über 1 kHz ausgewählt. Das Ergebnis für den Schalldruckpegel ist in der oberen rechten Ecke von Abbildung 7.35 für die Referenz angegeben. Die Lokalisierung der Schallquelle am Fuß des Prüflings ist möglicherweise die Folge von Reflexionen. Dem Ton bei $1074,2 \text{ Hz}$ wird ein Pegel von $68,57 \text{ dB}$ zugeordnet.

In Abbildung 7.36 wird der gleiche Betriebspunkt wieder dargestellt, allerdings mit Elastomer-Lagersitz aus AEM60. Bei einer Frequenz von $1074,2 \text{ Hz}$ berechnet der Algorithmus der Kamerasoftware einen Pegel von $52,88 \text{ dB}$. Somit nimmt der Schalldruckpegel am ausgewählten Punkt um ca. 15 dB ab. Dies ist ein sehr gutes Ergebnis. Betrachtet man alle Punkte des Spektrums, findet man auch Bereiche, in denen die Absenkung des Pegels geringer ausfällt; lautere Bereiche gibt es dennoch nicht. Im realen Anwendungsfall genügen, um eine merkliche Reduzierung der Motorgeräusche zu erreichen, auch 5 dB Absenkung.

Aus den Ergebnissen kann folgendes Fazit abgeleitet werden:

- Die beste Entkopplung für Drehzahlen bis 8000 min^{-1} ist mit Hilfe von O-Ringen zu erreichen.
- Die stark überhöhten Schwingungen an der Lagerbuchse disqualifizieren die O-Ringe für Anwendungen über 8000 min^{-1} .
- Alle Varianten mit Elastomerringen führen zu einer Reduktion des Körperschalls am Gehäuse.
- Alle Varianten mit Elastomerringen führen zu erhöhten Schwingungen an der Lagerbuchse, jedoch fällt die Erhöhung deutlich geringer aus als bei der Variante mit O-Ringen.
- Für den untersuchten Anwendungsfall eignet sich AEM60 am besten bis 16000 min^{-1} (ggf. auch bis 18000 min^{-1} , siehe Anhang Seite 141, Abbildung 25).
- Elastomer-Lagersitze können zu einem leichten Ansteigen der Lagertemperatur führen.
- Der vom Gehäuse abgestrahlte Schall wird durch die Elastomere reduziert; die positive Wirkung konnte bis $3,5 \text{ kHz}$ nachgewiesen werden.

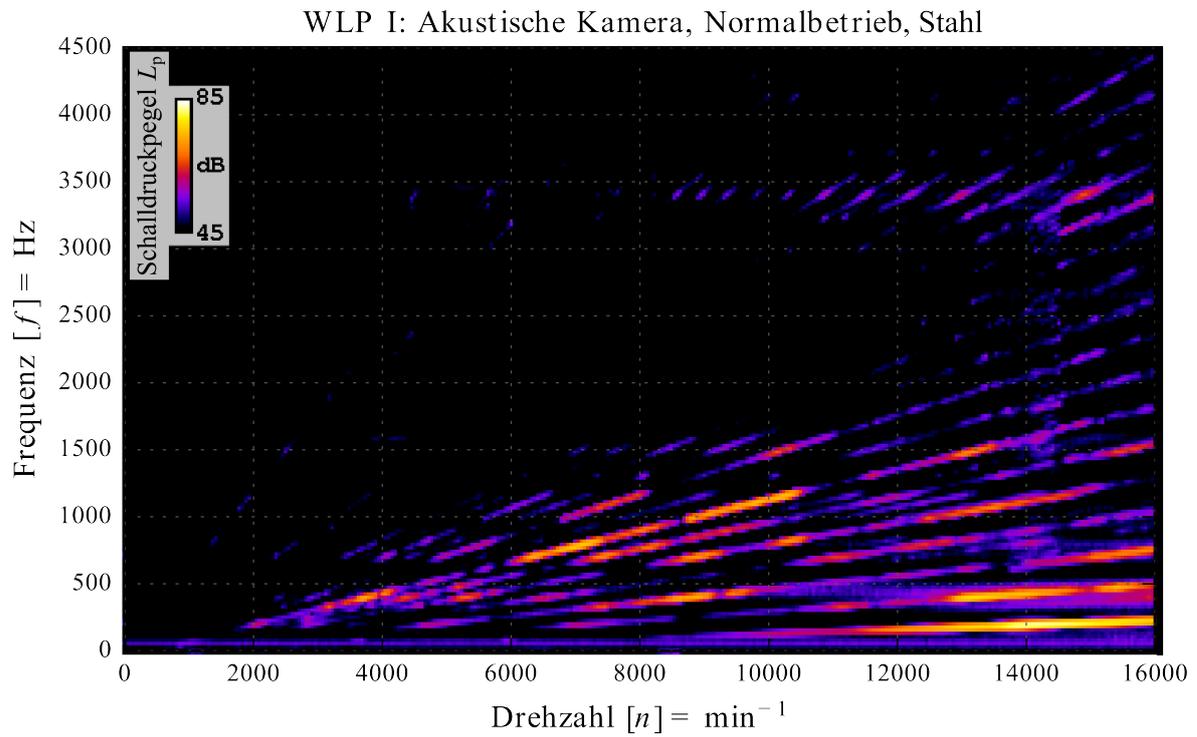


Abbildung 7.33: Schalldruckpegel der akustischen Kamera für Hochlauf mit reiner Stahlbuchse

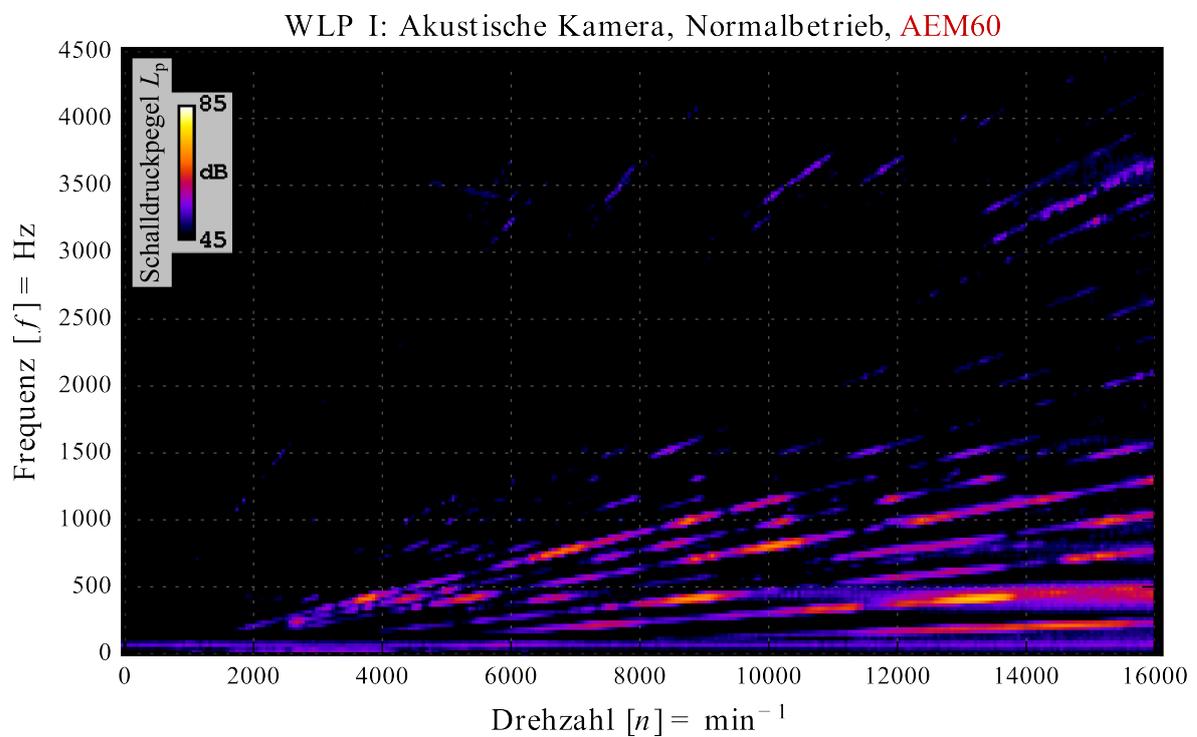


Abbildung 7.34: Schalldruckpegel der akustischen Kamera für Hochlauf mit AEM60

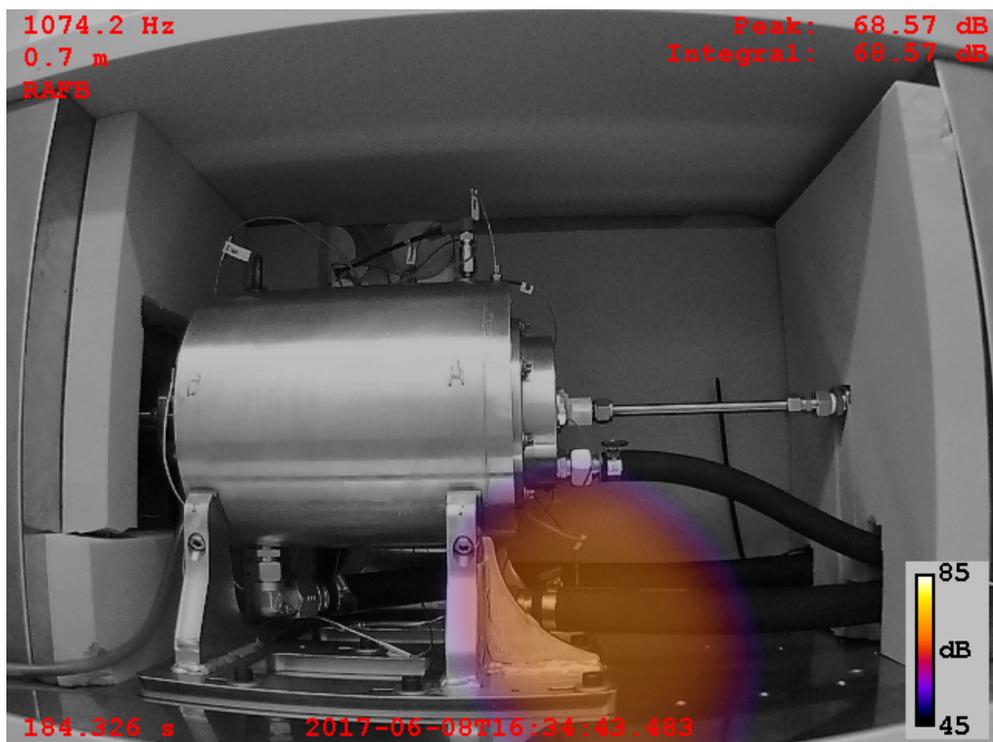


Abbildung 7.35: Bild der akustischen Kamera bei 184 s (entspricht 9200 min^{-1}) und ca. 1000 Hz für die Referenz, Schalldruckpegel-Werte ermittelt über Beamforming

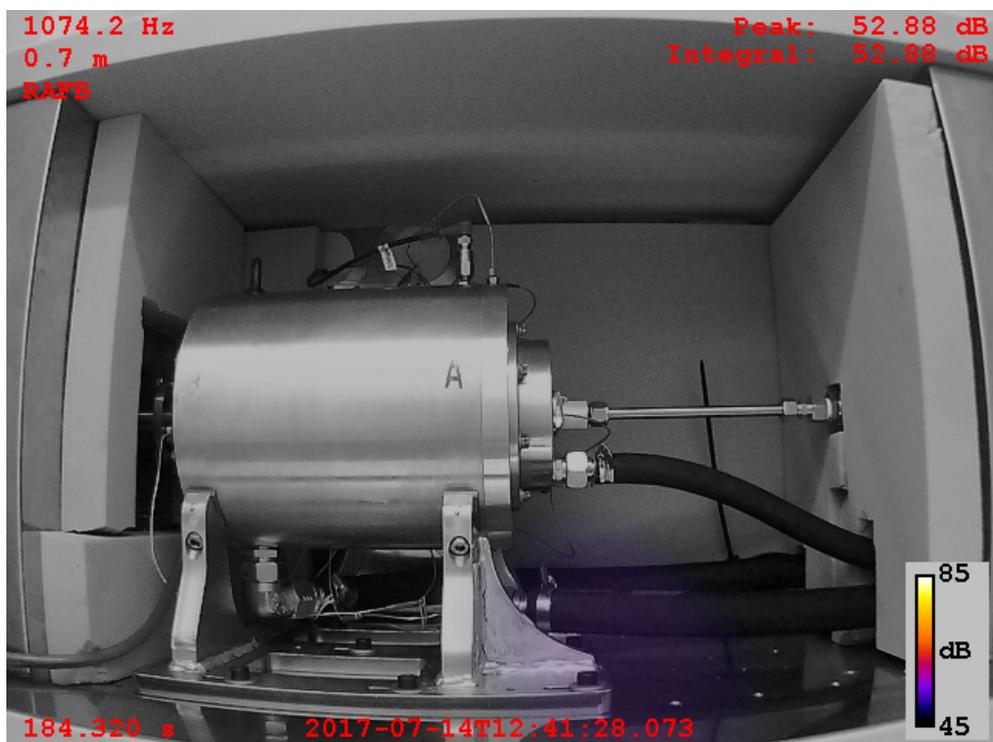


Abbildung 7.36: Bild der akustischen Kamera bei 184 s (entspricht 9200 min^{-1}) und ca. 1000 Hz für AEM60, Schalldruckpegel-Werte ermittelt über Beamforming

7.4 Systemprüfstand: Verhalten beim Kaltstart

Bei kalten Umgebungsbedingungen führt die thermische Ausdehnung am Lagersitz gegenüber dem Normalbetrieb zu veränderten Bedingungen. Weiterhin zeigen Elastomere eine starke Temperaturabhängigkeit in den Materialeigenschaften, welche sich negativ auf die Funktion auswirken kann. Um dieses Verhalten innerhalb der Baugruppe zu untersuchen, wird der Prüfling in einer Klimakammer abgekühlt.

7.4.1 Experimentelle Grundlagen: Systemprüfstand bei Kaltstart

Gegenüber Tabelle 7.7 sind folgende Versuchsparameter für den Kaltstart angepasst worden: Die Enddrehzahl für den Hochlauf liegt jetzt bei 10000 min^{-1} ; höhere Drehzahlen werden, aus sehr tiefen Temperaturen heraus, in der Praxis nicht erreicht. Die Öltemperatur liegt jetzt auf Raumtemperatur bei ca. $23 \text{ }^\circ\text{C}$. Die Ölkonditionieranlage arbeitet zum Kühlen mit Kühlwasser, welches eine Temperatur von $18 \text{ }^\circ\text{C}$ aufweist. Niedrigere Temperaturen sind somit für die Beölung nicht möglich. Innerhalb der Kühlkammer wird der gesamte Prüfling aus Abbildung 5.5 auf die Zieltemperatur von $-15 \text{ }^\circ\text{C}$ abgekühlt. Dies benötigt ca. 4 h und wird mit den Thermoelementen am Lagersitz überprüft. Erst wenn beide Lageraußenringe im Prüfling die Zieltemperatur erreicht haben, wird der Versuch gestartet. Die Messung mittels akustischer Kamera ist aufgrund geschlossener Klimakammer nicht möglich.

7.4.2 Experimentelle Ergebnisse: Körperschall am Systemprüfstand bei Kaltstart

Zur Beurteilung des Übertragungspfad es wird der Verlauf der Schwingschnelle an der Lagerbuchse benötigt. Dieser ist Abbildung 7.37 zu entnehmen. Entgegen den Erwartungen sind die Schwingungen an der Lagerbuchse deutlich geringer im Vergleich zu den Gehäuseschwingungen. Der Verlauf der Kurven ändert sich jedoch nicht. Die Reduktion der Schwingungen durch die Elastomere ist deutlich. Kurz bevor im Hochlauf die 10000 min^{-1} erreicht sind, steigen jedoch die Schwingungen der Elastomer-Lagersitze an. Eine Eigenfrequenz zwischen 2000 min^{-1} und 3000 min^{-1} tritt in diesem Bereich nur für die Elastomer-Lagersitze in Erscheinung. Die unterschiedlichen Steifigkeiten der Varianten werden so sichtbar über die verschobene Eigenfrequenz. Die Variante mit O-Ringen aus FPM80 hat die niedrigste Steifigkeit, die Variante mit AEM70 die höchste. Dazwischen positionieren sich AEM60 und ACM60, beide ebenfalls mit kleineren Amplituden.

Die Schwingschnelle am Gehäuse für eine Umgebungstemperatur von $-15 \text{ }^\circ\text{C}$ bei verschiedenen Lagersitzvarianten ist in Abbildung 7.38 dargestellt. Die Referenzkurve mit Stahlbuchse ohne Elastomerelemente zeigt klare Eigenfrequenzen bei vier verschiedenen Drehzahlen, 1900 min^{-1} , 3900 min^{-1} , 5300 min^{-1} und 7800 min^{-1} . Die tiefen Temperaturen erhöhen die Steifigkeit des Lagersitzes. Das Aluminiumlagerschild verspannt die Stahlbuchse, welche bereits bei Raumtemperatur verpresst ist.

Die Varianten mit Elastomerring verhalten sich nahezu identisch und erreichen eine gute Entkopplung gegenüber der Referenz. Die markanten Eigenfrequenzen treten in abgeschwächter Form auf oder können nicht mehr identifiziert werden. Der Aufbau mit O-Ringen ist noch etwas besser, vor allem ab 6000 min^{-1} . Eine Eigenfrequenz bei 2400 min^{-1} tritt aber stärker in Erscheinung.

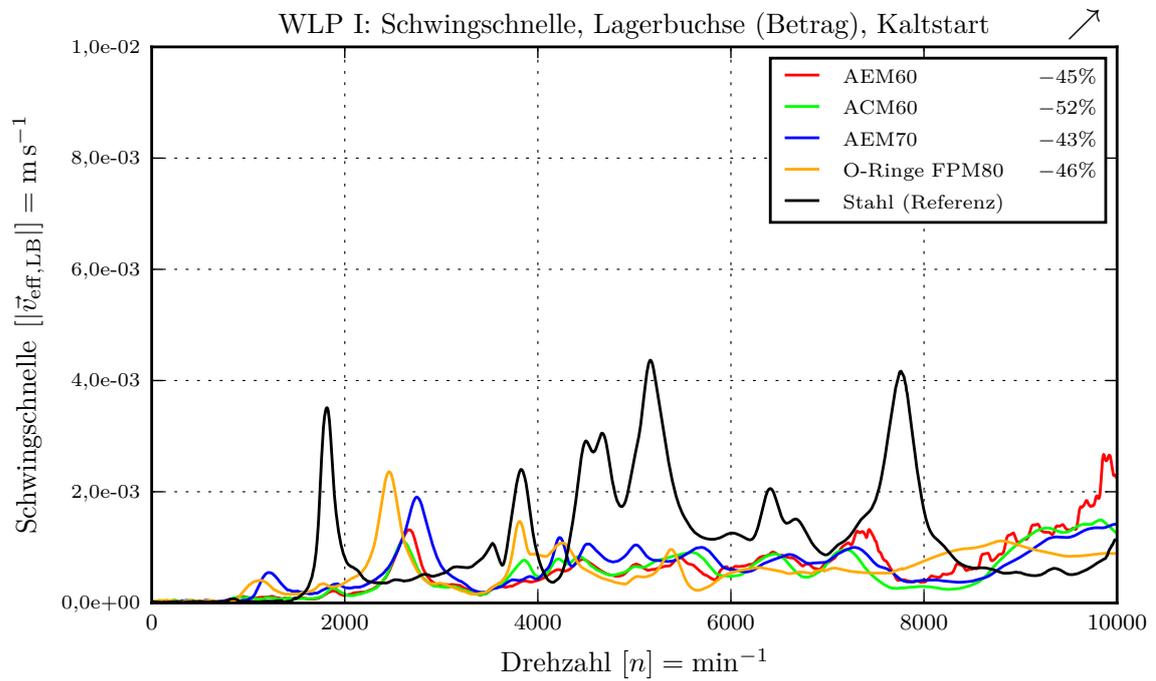


Abbildung 7.37: Schwingschnelle an der Lagerbuchse beim Kaltstart mit verschiedenen Lagersitzen

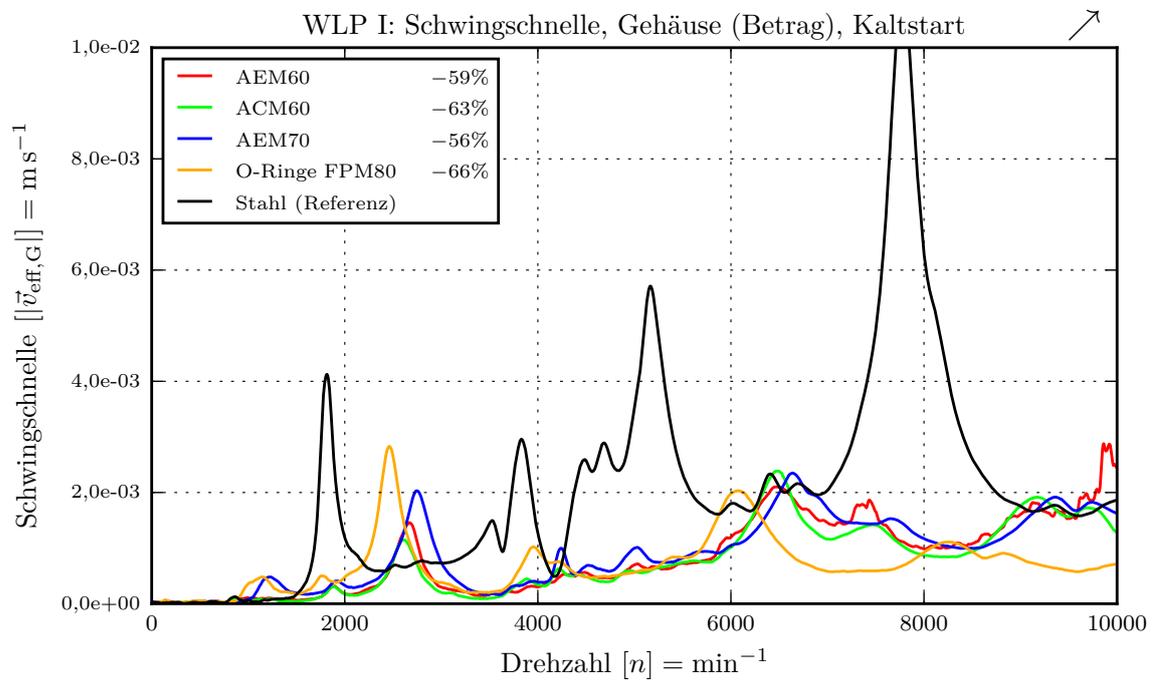


Abbildung 7.38: Schwingschnelle am Gehäuse beim Kaltstart mit verschiedenen Lagersitzen

8 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

8.1 Zusammenfassung

Ziel der Arbeit war die Auslegung von Elastomer-Lagersitzen für Hochdrehzahl-Traktionselektromotoren, wie sie in der Automobilindustrie eingesetzt werden. Die Lagersitze sollen die Geräusche reduzieren, die vom Aggregat an die umgebende Struktur weitergeleitet werden, um den Komfort, im und um das Fahrzeug, zu verbessern. Lagersitze mit umgebenden Elastomerbauteilen wurden bis jetzt in anderen Arbeiten vorrangig untersucht, um eine Verstimmung (Verschiebung der Eigenfrequenzen) von rotierenden Systemen zu erreichen. Neuartig ist nun die Herangehensweise bei der Auslegung. Die Vision ist es, den Impedanzsprung von Schichtsystemen für eine Körperschallisolation auszunutzen, ohne dabei die Radialsteifigkeit des Lagersystems auf ein nicht anwendbares Niveau zu senken. Um dieses Ziel zu erreichen, wird das Materialverhalten von drei ausgewählten Elastomeren untersucht und der Elastomer-Lagersitz an zwei Komponentenprüfständen getestet. Für die Komponententests wurden neue Methoden für die Auswertung entwickelt, um die Ergebnisse besser beurteilen zu können. Zur Unterstützung erfolgen verschiedene Simulationen.

Der Stand der Technik gibt einen Überblick über die typischen Eigenschaften von Elastomeren und fasst die wissenschaftlichen Arbeiten zusammen, die sich bereits mit Elastomer-Lagersitzen beschäftigt haben. Weiterhin gibt es eine Übersicht über die Geräuschquellen elektrischer Antriebsstränge. Denn Elastomer-Lagersitze eignen sich nur für die Isolation von Schwingungen, die ihre Quelle im Rotor haben und über das Lager weitergeleitet werden an den Stator und das Gehäuse. Im besonderen treten hier die mechanischen Geräusche hervor wie die Zahneingriffsfrequenzen des Getriebes. Die Unwucht des Rotorsystems und die vom Lager verursachten Geräusche ordnen sich dabei üblicherweise dem dominanten Getriebegeräusch unter, sofern das Lager nicht beschädigt ist oder der Rotor mit einer unüblichen Unwucht behaftet ist. Vom Magnetfeld im Luftspalt verursachte Geräusche führen nur im Einzelfall zu geräuschrelevanten Auflagereaktionen am Rotor, wie die Ausführungen im Stand der Technik zeigen.

Für die Untersuchungen der Arbeit wurden drei in der Automobilindustrie übliche Elastomere ausgewählt, AEM60, AEM70 und ACM60. Es wurde sowohl das statische als auch das dynamische Materialverhalten analysiert; das statische über Druckversuche mit verschiedenen Einsatztemperaturen sowie das dynamische im Frequenzbereich. Die Druckversuche zeigen: Der Elastizitätsmodul der drei ausgewählten Materialien ist unterschiedlich und stark von der Temperatur abhängig. Für die

Beschreibung des frequenzabhängigen Elastizitätsmoduls wurde ein neuer Versuchsaufbau in Betrieb genommen. Dieser ermöglicht die direkte Bestimmung des komplexen E-Moduls bei Frequenzen bis zu 7 kHz. Die Unterschiede in der Steifigkeit spiegeln sich auch im Frequenzbereich wider; außerdem ist der Elastizitätsmodul stark von der Anregungsfrequenz abhängig, wie zu erwarten war. Beim Verlustfaktor gibt es große Unterschiede; entsprechend ist auch das Dämpfungsvermögen der Materialien verschieden. AEM60 dämpft am stärksten. Die Ergebnisse konnten mit einer FEM-Simulation bestätigt werden. Der Test zum Quellverhalten der Elastomere zeigt, dass AEM70 am stärksten quillt und somit für das eingesetzte Getriebeöl anfälliger ist.

In der Arbeit von Nabhan [21] wurde festgestellt, dass O-Ringe als Elastomerelement für die Abstützung des Rotors ungenügend sind. Dies wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit nochmals bestätigt. Deshalb wurden stattdessen verpresste Elastomerringe eingesetzt mit einer Nenndicke von 2 mm. Über Dicke und Verpressung kann die Radialsteifigkeit des Lagersystems eingestellt werden und somit die Güte der radialen Isolation. Prinzipiell möglich ist ebenfalls eine axiale Isolation. Diese Möglichkeit wurde jedoch nicht betrachtet. Entsprechend erfolgte die Auslegung so, dass Kräfte in axialer Richtung über einen harten Kontakt übertragen werden, die radialen Kräfte jedoch über das Schichtsystem. Entscheidend ist ebenfalls Freiraum für die Elastomerschicht zur Ermöglichung freier Querdehnungen. Elastomere können nahezu nicht komprimiert werden ($\nu = 0,5$). Kann das Material im Falle einer Stauchung nicht zu den Seiten ausweichen, nimmt die Schicht mindestens die Steifigkeiten der umgebenden Materialien an; der Impedanzsprung verschwindet nahezu.

Für die Bestimmung der Radialsteifigkeit des Lagersystems wurde ein neuer Prüfstand mit Unwucht als Anregung in Betrieb genommen. Die Bestimmung der Steifigkeit erfolgt über eine eigens für den Prüfstand entwickelte Methode, die aus zwei gemessenen Verschiebungen am Rotor eine Schlussfolgerung auf die Steifigkeit zulässt. Die Ergebnisse zeigen eine Abhängigkeit der Radialsteifigkeit des Lagersystems von der Höhe der Verpressung. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass es für die Verpressung der Elastomerringe einen optimalen Korridor gibt und dass dieser materialabhängig ist. Untersuchungen zum Einfluss auf die Rotordynamik haben gezeigt, dass der Orbit infolge der Elastomere im Lagersitz gleichmäßiger ist, sofern die Verpressung richtig eingestellt wird. Ebenfalls untersucht wurde der Einfluss der Lagersitze auf die Eigenmoden des Systems. Die Ergebnisse zeigen, dass es nur eine schwache Veränderung des Eigenverhaltens gibt und diese unkritisch ist für die Anwendung.

Die Erkenntnisse aus den Voruntersuchungen ermöglichten die erfolgreiche Implementierung des Elastomer-Lagersitzes am systemnahen Prüfstand. Umgesetzt wird hier eine vorgespannte schwimmende Lagerung, wie sie in Elektromotoren üblich ist. Für die Berechnung der resultierenden Verpressung wurde die Wärmeausdehnung im Betriebspunkt mit betrachtet. Ferner zeigte sich, dass das Elastomer die unterschiedliche Ausdehnung von Aluminium und Stahl kompensiert. Die Versuche am systemnahen Prüfstand zeigen für alle drei Materialien eine Verringerung der Gehäuseschwingungen. Die besten Ergebnisse konnten mit dem Material AEM60 erreicht werden, welches auch in der Charakterisierung die niedrigste Steifigkeit mit dem höchsten Dämpfungsvermögen kombiniert

hatte. Ein Vergleich mit einem durch O-Ringe gestützten Lager plausibilisiert die Ergebnisse und die Annahmen zur Funktionsweise einer Isolation. Die geringe Steifigkeit resultiert in einer guten Isolation, führt aber zu stark überhöhten Schwingungen am Rotor. Messungen mit einer akustischen Kamera belegen eine mögliche Absenkung des abgestrahlten Schalls bis zu 15 dB für den Lagersitz mit AEM60. Die Ergebnisse zeigen für diesen Lagersitz aber auch eine leichte Erhöhung der Temperatur. Dies kann unter Umständen die Dauerleistung der elektrischen Maschine beeinflussen. Die Versuche unter kalten Umgebungsbedingungen zeigen einen klaren Vorteil für alle getesteten Elastomer-Lagersitze.

8.2 Ausblick

Für weitere Untersuchungen sollten Elastomer-Lagersitze in Hinblick auf die Reduktion von Getriebegeräuschen untersucht werden. Denn die Ergebnisse und Recherchen zeigen, dass Elastomer-Lagersitze das größte Potential im Bereich der mechanischen Geräusche haben. Für den Einsatz in der industriellen Serie sind weitere Untersuchungen der Elastomer-Lagersitze nötig, um die Zuverlässigkeit über die Lebensdauer abzusichern. Dafür müsste beispielsweise das Kriechverhalten der Lagersitze untersucht werden sowie die Funktionsstabilität über die Lebensdauer. Die eingesetzten Materialien kommen in der Automobilindustrie bereits zum Einsatz und sollten daher die benötigten Lebensdauern erreichen. Neue Randbedingungen durch Elektromotoren müssen aber noch abgesichert werden. Dabei sollte man das Phänomen der Lagerströme in Kombination mit den Elastomer-Lagersitzen näher untersuchen. Um die in der Entwicklung üblicherweise parallel durchgeführten Simulationen zu verbessern, müssen die bis jetzt nur bei Raumtemperatur durchgeführten Charakterisierungen des komplexen Elastizitätsmoduls bei Betriebstemperatur stattfinden. Die Reduktion der Steifigkeit führt am Rotor zu höheren Verschiebungen. Dies führt zu einer erhöhten Exzentrizität des Rotormagnetfeldes. Es müsste untersucht werden, ob die am Stator angreifenden Kräfte des resultierenden Luftspaltfeldes zu erhöhten Schwingungen und Geräuschen gegenüber dem Standardlagersitz führen. Die am Stator entstehenden Geräusche können nicht durch die Isolation am Lagersitz reduziert werden.

Eine Idee für zukünftige Untersuchungen zeigt Abbildung 8.1. Durch Integration der Isolationschicht in den Lageraußenring könnte der konstruktive Aufwand für den Einsatz viskoelastischer Lagersitze reduziert werden. Im besten Falle kann das Lager wie üblich verbaut werden; eine Änderung der Gehäusetoleranzen wäre nicht nötig. Für die Außenringbaugruppe sind verschiedene Materialpaarungen denkbar. So könnte der Teil des Außenringes, der am Gehäuse anliegt, aus Aluminium bestehen und der Teil mit der Kugellaufbahn aus Stahl; die Elastomerzwichenschicht würde sich zwischen diesen beiden Materialien befinden und die unterschiedliche Wärmeausdehnung kompensieren. Dies würde den direkten Einbau des Wälzlagers in ein Aluminiumgehäuse ermöglichen.

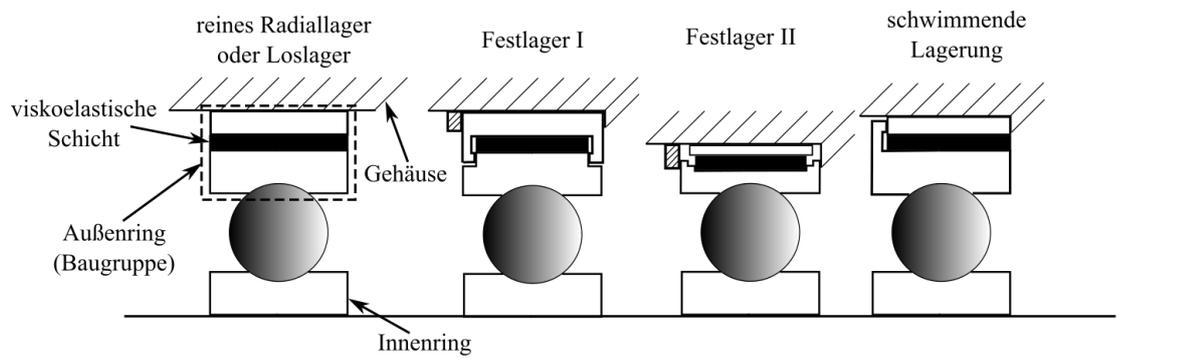


Abbildung 8.1: Lager mit integrierter Isolation im Außenring [14]

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

1.1	Schalldruckpegel zweier Beschleunigungsfahrten auf 100 km h ⁻¹	2
2.1	Irreversible weitmaschige Vernetzung von Elastomeren	3
2.2	Schematischer Verlauf von Elastizitätsmodul und Verlustfaktor von Elastomeren . . .	5
2.3	Darstellung des komplexen Elastizitätsmodul aufgeteilt in Realteil und Imaginärteil .	7
2.4	Die Grundidee von Lagersitzen mit Elastomeren	8
2.5	Einordnung der Elastomer-Lagersitze	9
2.6	Sandwichstruktur mit und ohne elastische Zwischenschicht	10
2.7	Sandwichstruktur mit konzentriertem Einmassenschwinger	11
2.8	Vergrößerungsfunktion in Abhängigkeit der Systemparameter	12
2.9	Dreischichtiges Modell für die Körperschalldämmung	13
2.10	Einfluss der Lagersteifigkeit und Dämpfung auf die erste Eigenfrequenz	14
2.11	Einfluss der Lagersteifigkeit auf die Form der Eigenmoden	15
2.12	Normalkurven gleicher Lautstärkepegel	17
2.13	Campbell-Diagramm einer elektrischen Traktionsmaschine	18
2.14	Geräuschquellen von elektrischen Maschinen	19
2.15	Verformungsordnungen elektrischer Maschinen	21
2.16	Formfehler beim Rillenkugellager	24
2.17	Steifigkeitswechsel beim Rillenkugellager	25
2.18	Statische Unwucht	26
2.19	Momentenunwucht	26
2.20	Resultierende Unwucht	26
2.21	Dynamische Unwucht	26
2.22	Formfehler im Getriebe wegen Schäden oder Fertigungsungenauigkeiten	27
2.23	Steifigkeitswechsel im Getriebe durch Wandern von Zahnfuß zu Zahnkopf	27
2.24	Äußere Anregung des Getriebes mit Abheben der Zahnflanken	27
3.1	Vorgehensweise der vorliegenden Arbeit	34
4.1	Verhalten von Elastomeren bei statischer, dynamischer und thermischer Belastung . .	36
4.2	Probekörper in Prüfmaschine für Druckversuche	37
4.3	Probekörper für Druckversuche	37
4.4	Ergebnisse der Druckversuche bei Raumtemperatur	38

4.5	Modell des Druckversuches mit Finiten-Elementen	41
4.6	Ergebnisse der Simulation zur Nachstellung des Druckversuches	42
4.7	Einfluss der Temperatur auf das Kraft-Weg-Verhalten der Probekörper	43
4.8	Veränderung des statischen Elastizitätsmoduls über der Temperatur	44
4.9	Modell für das Longitudinalverfahren mit stabförmigen Probekörpern	45
4.10	Schematischer Aufbau und Umsetzung des Longitudinalmessverfahrens	46
4.11	Probekörper für das Longitudinalverfahren hergestellt aus Prüfplatten	47
4.12	Ergebnisse des Longitudinalverfahrens für den Speichermodul mit Standardabweichung	48
4.13	Ergebnisse des Longitudinalverfahrens für den Verlustfaktor mit Standardabweichung	48
4.14	Modell der stabförmigen Probe mit finiten Elementen für das Longitudinalverfahren .	49
4.15	Ergebnisse der Simulation des Longitudinalverfahrens, Vergrößerungsfunktion . . .	51
4.16	Ergebnisse der Simulation des Longitudinalverfahrens, Phasenverschiebung	51
4.17	Fehler der Simulation für die Nachstellung des Longitudinalverfahrens in Abaqus . .	52
4.18	Versuchsaufbau je Elastomer zur Untersuchung der Ölbeständigkeit	53
4.19	Ergebnisse der Untersuchungen zum Quellverhalten	54
5.1	Zeichnung des eingesetzten Elastomerringes aus AEM60, AEM70 und ACM60 . . .	56
5.2	Aufbau des Unwuchtprüfstandes zur Untersuchung von Steifigkeit und Verpressungen	57
5.3	Aufbau des Lagersitzes zur Untersuchung von Steifigkeit und Verpressungen	58
5.4	Aufbau des Systemprüfstandes zur Absicherung der Funktion	60
5.5	Aufbau des Lagersitzes und des Prüflings am Systemprüfstand	60
6.1	Schema des Skriptes zur Berechnung des Wellenorbits verschiedener Ordnungen . .	62
6.2	Modell für die Berechnung der Durchbiegung und Fliehkraft	64
6.3	Modell für die Berechnung der Systemsteifigkeit	66
7.1	Belegung der Unwucht mit Madenschrauben bei verschiedenen Drehzahlen	69
7.2	Schwingschnelle auf dem Lagerbock beim Hochlauf bis $15\,000\text{ min}^{-1}$	70
7.3	Schwingschnelle auf dem Lagerbock beim Hochlauf bis $8\,000\text{ min}^{-1}$	71
7.4	Berechnete Lagersystemsteifigkeit für das Prüflager 6209	72
7.5	Berechnete Lagersystemsteifigkeit für das Prüflager 6209 verglichen mit 6008	73
7.6	Berechnete Lagersystemsteifigkeit der Elastomer-Lagersitze	74
7.7	Berechnete Isotropie der Lagersystemsteifigkeit der Elastomer-Lagersitze	75
7.8	Ergebnisse für den Wellenorbit mit Stahlbuchse bei $15\,604\text{ min}^{-1}$	76
7.9	Ergebnisse für den Wellenorbit mit ACM60 und 5 % Verpressung bei $15\,604\text{ min}^{-1}$.	77
7.10	Ergebnisse für den Wellenorbit mit AEM60 und 5 % Verpressung bei $15\,604\text{ min}^{-1}$.	78
7.11	Ergebnisse für den Wellenorbit mit AEM70 und 5 % Verpressung bei $15\,604\text{ min}^{-1}$.	79
7.12	Ergebnisse für den Wellenorbit mit AEM70 und 2,5 % Verpressung bei $11\,956\text{ min}^{-1}$	80
7.13	Ergebnisse für den Wellenorbit mit AEM70 und 10 % Verpressung bei $11\,956\text{ min}^{-1}$.	81
7.14	Abaqus-Modell für die Nachstellung der Konstantläufe	83

7.15	Verschiebung am Innering des Lagers bei Vergleich von Simulation und Messung . . .	85
7.16	Simulationsfehler bei Verschiebung am Innering des Lagers	86
7.17	Referenz- und Anschlagpunkte für Modalanalyse mit Hammer	86
7.18	Eigenformen der Welle aus der Simulation mit Abaqus	92
7.19	Verpressungsfeld für den Lagersitz am Systemprüfstand	94
7.20	Variante: Stahlbuchse & Aluschild (Referenz)	95
7.21	Variante: Stahlbuchse & O-Ringe & Aluschild	95
7.22	Variante: Stahlbuchse & viskoelastischer Ring & Aluschild	95
7.23	Messpositionen sowie Quelle und Übertragungspfad am Systemprüfstand	96
7.24	Schwingschnelle an der Lagerbuchse beim Hochlauf mit verschiedenen Lagersitzen .	98
7.25	Schwingschnelle an der Lagerbuchse beim Hochlauf, vergrößert dargestellt	98
7.26	Schwingschnelle am Gehäuse beim Hochlauf mit verschiedenen Lagersitzen	100
7.27	Schwingschnelle am Gehäuse beim Hochlauf bis $10\,000\text{ min}^{-1}$	100
7.28	Vergrößerungsfunktion zwischen Lagerbuchse (Eingang) und Gehäuse (Ausgang) . .	102
7.29	Vergrößerungsfunktion des Lagers 6008, Lagerbuchse und Gehäuse	102
7.30	Temperatur am Lageraußenring für verschiedene Drehzahlen	104
7.31	Verlustleistung des Prüflings für verschiedene Drehzahlen	104
7.32	Vorspannkraft für verschiedene Drehzahlen	105
7.33	Schalldruckpegel der akustischen Kamera für Hochlauf mit reiner Stahlbuchse	107
7.34	Schalldruckpegel der akustischen Kamera für Hochlauf mit AEM60	107
7.35	Bild der akustischen Kamera für die Referenz	108
7.36	Bild der akustischen Kamera für AEM60	108
7.37	Schwingschnelle an der Lagerbuchse beim Kaltstart mit verschiedenen Lagersitzen .	111
7.38	Schwingschnelle am Gehäuse beim Kaltstart mit verschiedenen Lagersitzen	111
8.1	Lager mit integrierter Isolation im Außenring [14]	116

TABELLENVERZEICHNIS

2.1	Anregungsordnungen des Lagers 6008 und 6209 bei verschiedenen Druckwinkeln . . .	25
4.1	Simulationsdaten für die Nachstellung des Druckversuches in Abaqus	40
4.2	Triaxialität zweier finiter Elemente in Probenmitte und am Rand der Probe	42
4.3	Simulationsparameter für die Nachstellung des Longitudinalverfahrens in Abaqus . .	50
5.1	Kenngößen des Systemprüfstandes	59
6.1	Vergleich von statischer und dynamischer Berechnung der Systemsteifigkeit	66
7.1	Versuchsmatrix für den Unwuchtprüfstand	68
7.2	Simulationsparameter für die Nachstellung der Konstantläufe am Unwuchtprüfstand .	82
7.3	Exzentrizität und Massenträgheitsmomente der Unwucht für verschiedene Drehzahlen	84
7.4	Eigenfrequenzen des Rotors berechnet über experimentelle Modalanalyse	89
7.5	Vergleich von Versuch und Simulation bei der Modalanalyse	91
7.6	Längenausdehnungskoeffizient der verschiedenen Bauteilmaterialien im Lagersitz . .	93
7.7	Versuchsparameter für die Nachstellung des Normalbetriebes	95
7.8	Übersicht über die Ergebnisse im Normalbetrieb	96

LITERATURVERZEICHNIS

- [1] Normenausschuss Akustik, Lärminderung und Schwingungstechnik: Normalkurven gleicher Lautstärkepegel (ISO 226:2003). DIN und VDI, 2006
- [2] BORISAVLJEVIC, A. : Limits, modeling and design of high-speed permanent magnet machines. Springer, 2013. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-33457-3>
- [3] BORMANN, A. : Elastomerringe zur Schwingungsberuhigung in der Rotordynamik: Theorie, Messungen und optimierte Auslegung. Dissertation, Technische Universität Berlin, 2005. <http://dx.doi.org/10.14279/depositonce-1243>
- [4] DOMININGHAUS, H. : DOMININGHAUS - Kunststoffe: Eigenschaften und Anwendungen. Springer, 2013. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-16173-5>
- [5] DRESIG, H. ; FIDLIN, A. : Schwingungen mechanischer Antriebssysteme: Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese. Springer Vieweg, 2014. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-24117-8>
- [6] DUPONT, J.-B. ; BOUVET, P. ; HUMBERT, L. : 2012 XXth International Conference on Electrical Machines: Vibroacoustic simulation of an electric motor; Methodology and focus on the structural FEM representativity. IEEE. – 3027–3033 S. <https://doi.org/10.1109/ICE1Mach.2012.6350319>
- [7] EYERER, P. ; HIRTH, T. ; ELSNER, P. : Polymer Engineering: Technologien und Praxis. Springer, 2008. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-72419-3>
- [8] FRIGO, M. ; JOHNSON, S. : Proceedings of the IEEE: The Design and Implementation of FFTW3. Bd. 93. IEEE, 2005. – 216–231 S. <https://doi.org/10.1109/JPROC.2004.840301>
- [9] GASCH, R. ; NORDMANN, R. ; PFÜTZNER, H. : Rotordynamik. Springer, 2005. <https://doi.org/10.1007/3-540-33884-5>
- [10] GINSBERG, J. H.: Acoustics - A Textbook for Engineers and Physicists: Volume I: Fundamentals. Springer, 2017. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-56844-7>

- [11] GOHL, W. : Elastomere - Dicht- und Konstruktionswerkstoffe: Gummitechnik, Richtlinien und Anwendungsbeispiele für Konstruktion und Praxis. Expert Verlag, 1991. – ISBN 3–8169–0723–7
- [12] HECKL, M. : Taschenbuch der Technischen Akustik: Geräusche von Zahnradgetrieben. Springer, 1995. – 248–260 S. https://doi.org/10.1007/978-3-642-97356-7_10
- [13] HENGER, M. : Zur Betriebsfestigkeit elektrischer Maschinen in Elektro- und Hybridfahrzeugen. Springer Vieweg, 2012. <https://doi.org/10.1007/978-3-658-00707-2>
- [14] HORN, M. : Patent: Wälzlager sowie Kraftfahrzeug (DE102017005503A1). <https://register.dpma.de/DPMAregister/pat/register?AKZ=1020170055033>.
Version: 2018
- [15] HÜBNER, G. : Taschenbuch der Technischen Akustik: Geräusche elektrischer Maschinen. Springer, 1995. – 160–181 S. https://doi.org/10.1007/978-3-642-97356-7_7
- [16] KAZEMIRAD, S. ; HERIS, H. K. ; MONGEAU, L. : Experimental methods for the characterization of the frequency-dependent viscoelastic properties of soft materials. Bd. 133. Journal of the Acoustical Society of America, 2013. – 3186–3197 S. <https://doi.org/10.1121/1.4798668>
- [17] KRÄMER, E. : Dynamics of rotors and foundations. Springer, 1993. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-02798-1>
- [18] KÜPPERS, T. : Zielgeräuscentwicklung und Klangsynthesegestaltung im Innenraum von Elektrofahrzeugen. Dissertation, RWTH Aachen, 2013. <https://doi.org/10.1007/s35148-013-0284-z>
- [19] LERCH, R. ; SESSLER, G. ; WOLF, D. : Technische Akustik: Grundlagen und Anwendungen. Springer, 2009. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-49833-9>
- [20] MARLOW, R. S.: Constitutive models for rubber -Proceedings: A general first-invariant hyperelastic constitutive model. 2003. – 157–160 S. – ISBN 90–5809–566–5
- [21] NABHAN, M. : Grundlagenuntersuchungen zur mechanischen Auslegung von Hochdrehzahl-Traktionselektromotoren für PKW. Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, 2016. <https://edocs.tib.eu/files/e01dh16/863200001.pdf>
- [22] NEUDORFER, H. : Weiterentwicklung von elektrischen Antriebssystemen für Elektro- und Hybridstraßenfahrzeuge. Habilitation, Wien : OVE, 2010. – ISBN 978–3–85133–056–4

- [23] NOLLE, A. W.: Methods for measuring dynamic mechanical properties of rubber-like materials. Bd. 19. *Journal of Applied Physics*, 1948. – 753–774 S. <https://doi.org/10.1063/1.1698201>
- [24] NORRIS, D. M. ; YOUNG, W. C.: Experimental Mechanics: Complex-modulus measurement by longitudinal vibration testing. Bd. 10: 93. Society for Experimental Mechanics, 1970. <https://doi.org/10.1007/BF02320139>
- [25] PETERSEN, C. : Dynamik der Baukonstruktionen. Vieweg+Teubner Verlag, 1997. <https://doi.org/10.1007/978-3-322-80314-6>
- [26] POLL, G. ; DETERS, L. : Konstruktionselemente des Maschinenbaus - Übungsbuch: Lagerungen, Gleitlager, Wälzlager. Springer, 2008. – 69–200 S. https://doi.org/10.1007/978-3-540-76654-4_2
- [27] PRITZ, T. : Measurement methods of complex Poisson's ratio of viscoelastic materials. Bd. 60. *Applied Acoustics*, 2000. – 279–292 S. [http://dx.doi.org/10.1016/S0003-682X\(99\)00049-3](http://dx.doi.org/10.1016/S0003-682X(99)00049-3)
- [28] PRITZ, T. : Transfer function method for investigating the complex modulus of acoustic materials: Rod-like specimen. Bd. 81. *Journal of Sound and Vibration*, 1982. – 359 – 376 S. [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(82\)90245-0](https://doi.org/10.1016/0022-460X(82)90245-0)
- [29] RICK, S. ; WEGERHOFF, M. : E-MOTIVE NVH-Simulationsmodell : Modellbildung zur NVH Simulation eines E-MOTIVE Antriebsstrangs. Forschungsheft 1130 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), 2015
- [30] SCHNEIDER, H. : Auswuchttechnik. Springer Vieweg, 2013. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-24914-3>
- [31] SCHOLZ, A. : Ein Beitrag zur Optimierung des Schwingungsverhaltens komplexer Rotorsysteme mit viskoelastischen Dämpfungselementen. Dissertation, Technische Universität Berlin, 2011. <http://dx.doi.org/10.14279/depositonce-3040>
- [32] SCHRÖDER, B. : Kunststoffe für Ingenieure: Ein Überblick. Springer Vieweg, 2014. <https://doi.org/10.1007/978-3-658-06399-3>
- [33] SEINSCH, H. O.: Oberfelderscheinungen in Drehfeldmaschinen: Grundlagen zur analytischen und numerischen Berechnung. B.G. Teubner, 1992. – ISBN 978-3-519-06137-3
- [34] SILVA, J. ; MAIA, N. : Modal Analysis and Testing. Springer, 1999. <https://doi.org/10.1007/978-94-011-4503-9>

- [35] SINAMBARI, G. R. ; SENTPALI, S. : Ingenieurakustik: Physikalische Grundlagen und Anwendungsbeispiele. Springer Vieweg, 2014. <https://doi.org/10.1007/978-3-658-05072-6>
- [36] SWANSON, E. ; POWELL, C. D. ; WEISSMAN, S. : A practical review of rotating machinery critical speeds and modes. Bd. 39. Journal of Sound and Vibration, 2005. – 10–17 S.
- [37] SWART, H. ; BEKKER, A. ; BIENERT, J. : The comparison and analysis of standard production electric vehicle drive-train noise. Bd. 12. International Journal of Vehicle Noise and Vibration, 2016. – 260–276 S. <http://dx.doi.org/10.1504/IJVNV.2016.080140>. <http://dx.doi.org/10.1504/IJVNV.2016.080140>
- [38] TILLEMA, H. : Noise reduction of rotating machinery by viscoelastic bearing supports. Dissertation, University of Twente, 2003. – ISBN 90–365–1877–6
- [39] WATERMAN, H. : Relations between loss angles in isotropic linear viscoelastic materials. Bd. 16. Rheologica Acta, 1977. – 31–42 S. <https://doi.org/10.1007/BF01516927>
- [40] WECK, M. ; BRECHER, C. : Werkzeugmaschinen 2: Führungen und Lagerungen. Springer Vieweg, 2006. – 217–491 S. https://doi.org/10.1007/978-3-540-30438-8_5
- [41] WENSING, J. A.: On the dynamics of ball bearings. Dissertation, University of Twente, 1998. – ISBN 90–36512298
- [42] WIELAND, G. : Fanglager mit veränderbaren Parametern. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2014. <https://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/id/eprint/3755>
- [43] ZELLER, P. ; ANDREAS, E. ; FASTL, H. ; KERBER, S. ; HOBELSBERGER, J. ; JEBASINSKI, R. ; KLERK, D. de ; MOOSMAYR, T. ; SAEMANN, E. : Handbuch Fahrzeugakustik. Vieweg+Teubner Verlag, 2012. <https://doi.org/10.1007/978-3-8348-8657-6>

ANHANG

Auswahl von Elastomeren

Die folgenden Übersichten stammen aus Gohl: 'Elastomere - Dicht- und Konstruktionswerkstoffe' ([11]) und sollen bei einer Vorauswahl helfen.

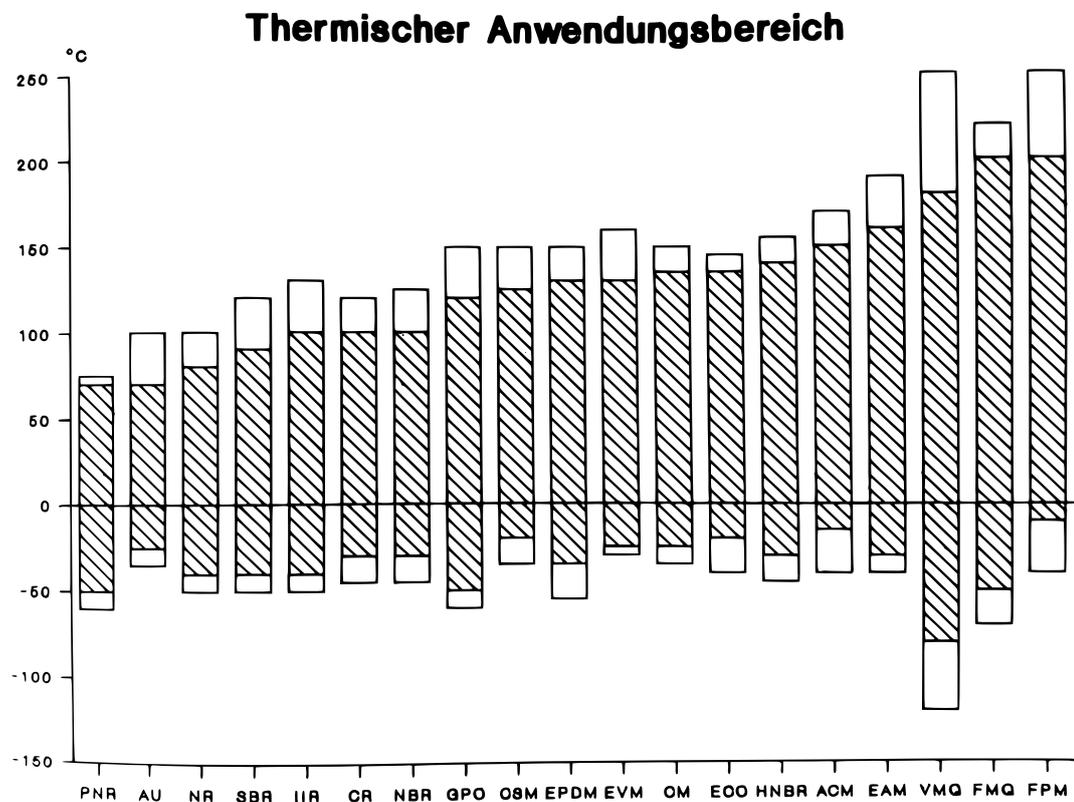


Abbildung 1: Thermischer Anwendungsbereich von verschiedenen Elastomeren, Dauereinwirkung schraffiert, Kurzeinwirkung ungeschraffiert [11]

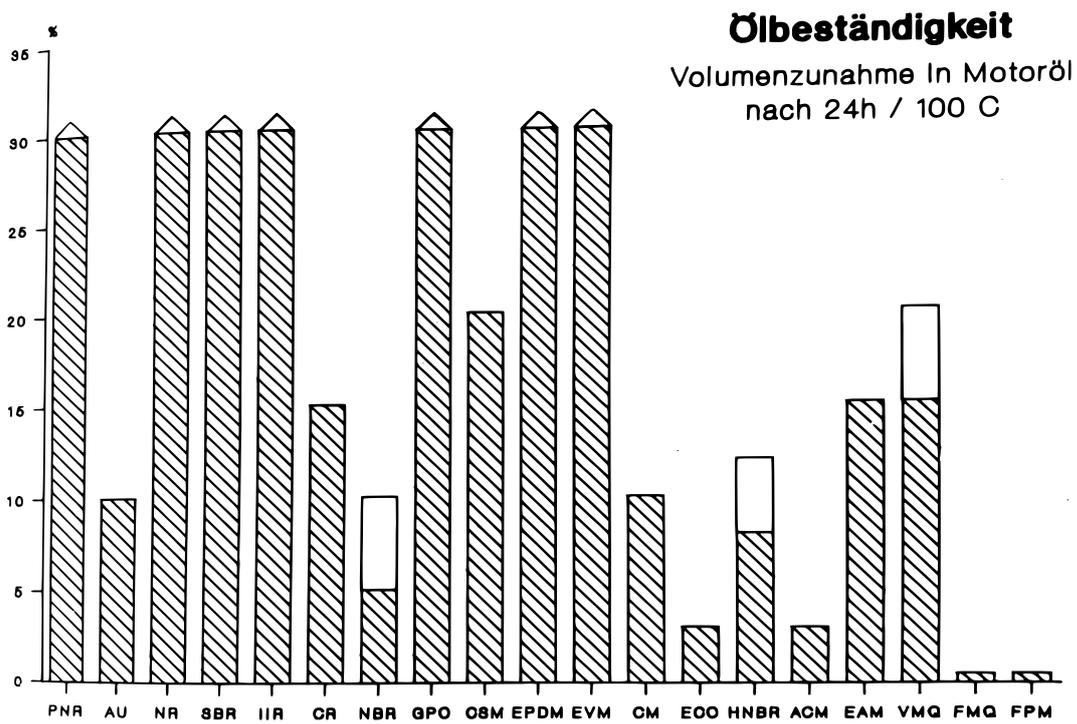


Abbildung 2: Ölbeständigkeit von verschiedenen Elastomeren, Dauereinwirkung schraffiert, Kurzzeiteinwirkung unschraffiert [11]

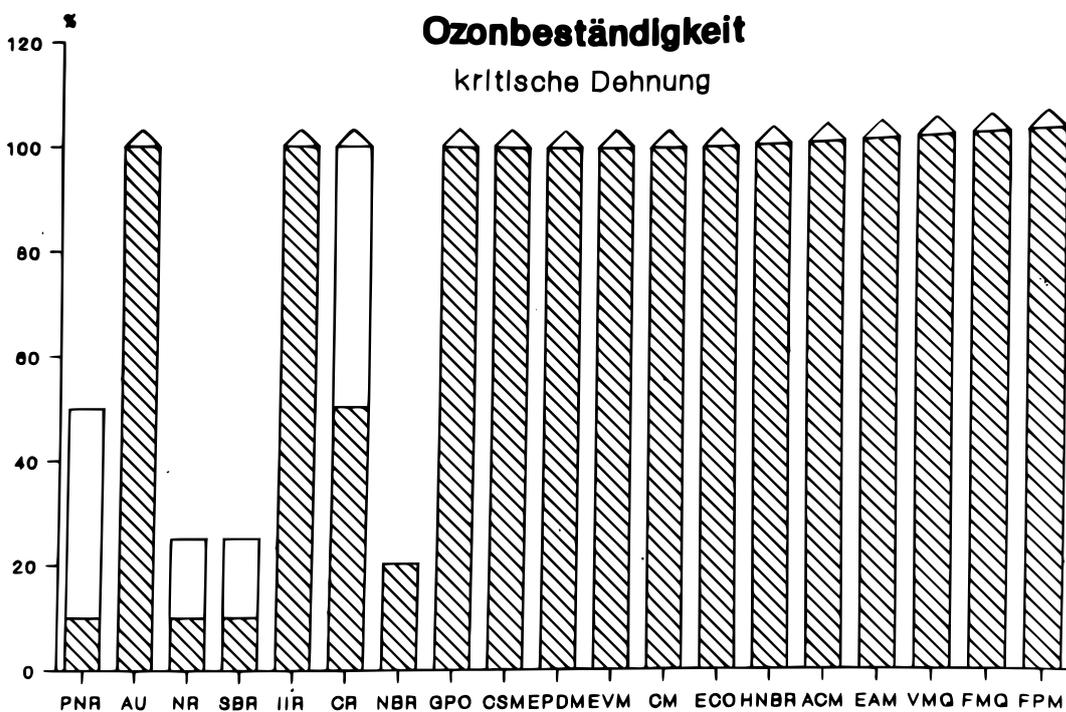


Abbildung 3: Ozonbeständigkeit von verschiedenen Elastomeren, Dauereinwirkung schraffiert, Kurzzeiteinwirkung unschraffiert [11]

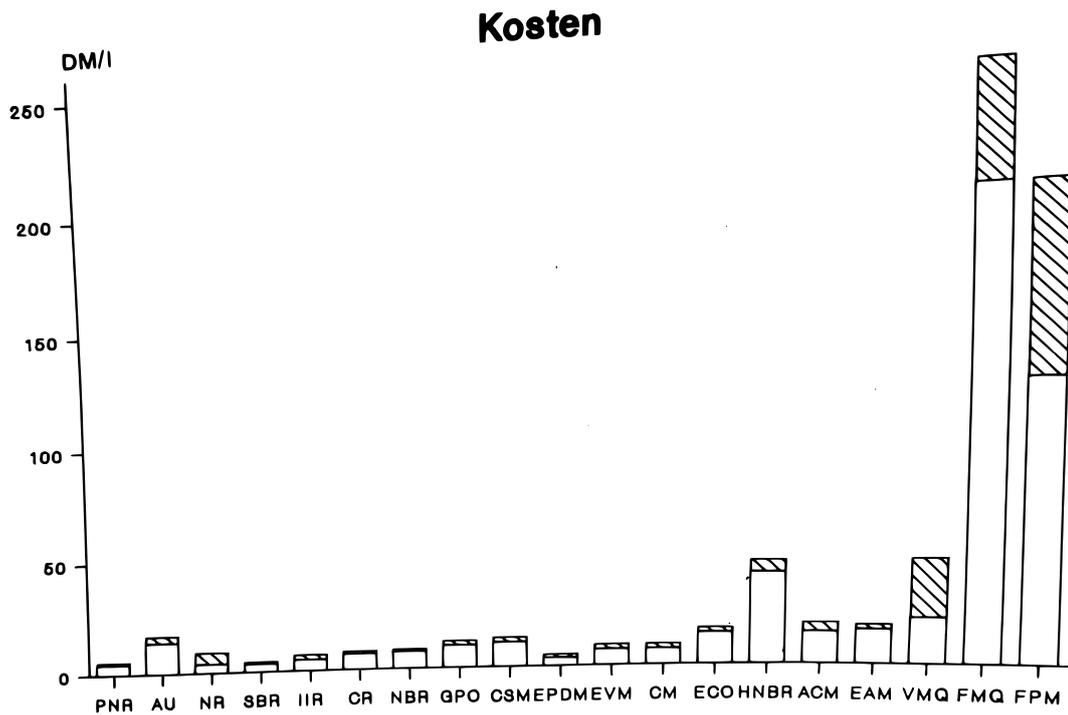


Abbildung 4: Kosten von verschiedenen Elastomeren; die Quantität ist nicht mehr aktuell, zum relativen Vergleich eignet sich das Diagramm weiterhin [11]

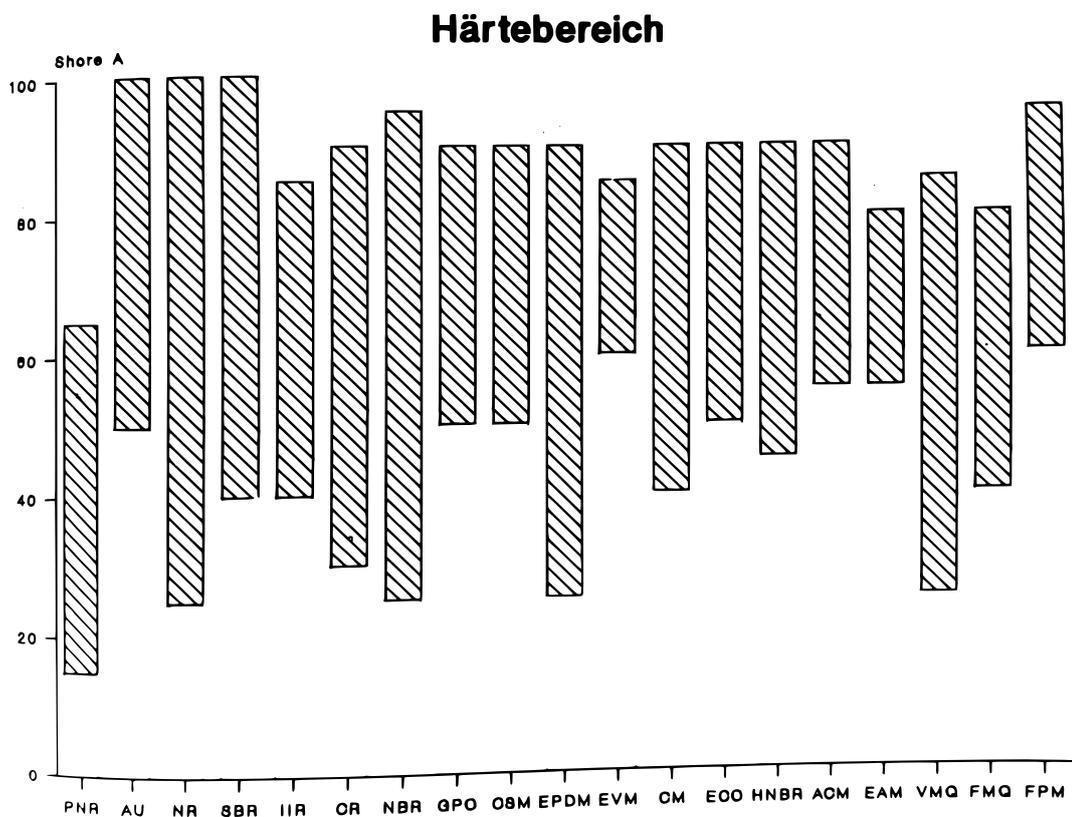


Abbildung 5: Shore-Härte von verschiedenen Elastomeren [11]



Abbildung 6: Stoßelastizität von verschiedenen Elastomeren [11]

Simulation des statischen Verhaltens

Für die Materialantwort des Marlow- und Neo-Hook-Modells siehe folgende Seiten.

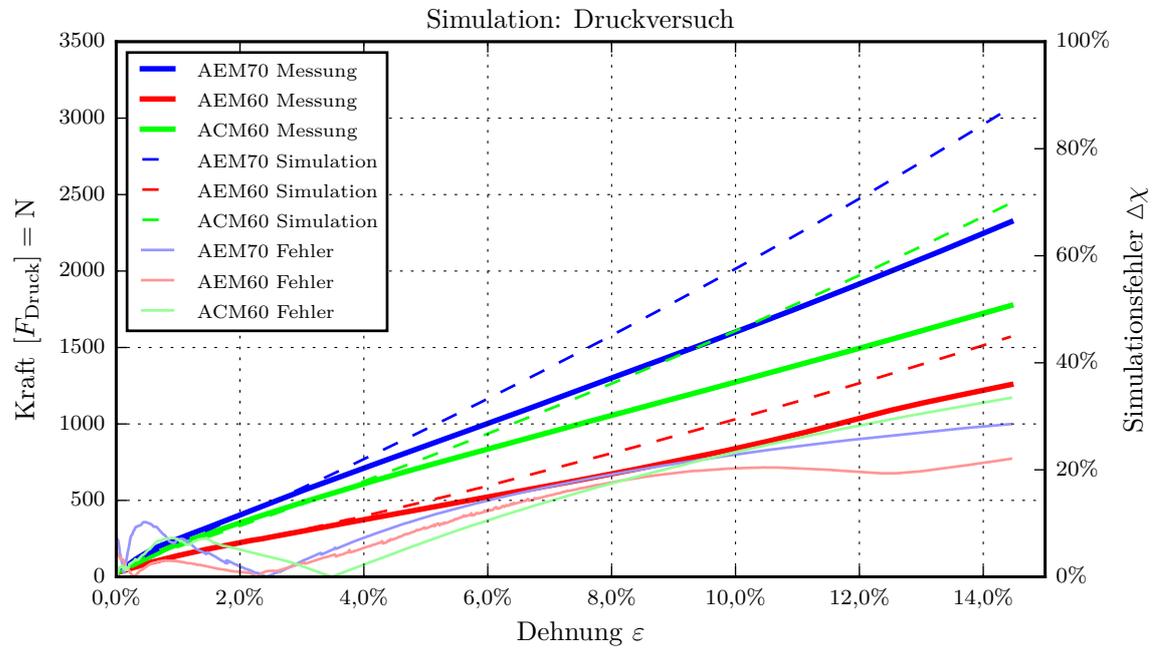


Abbildung 7: Ergebnisse der Simulation zur Nachstellung des Druckversuches

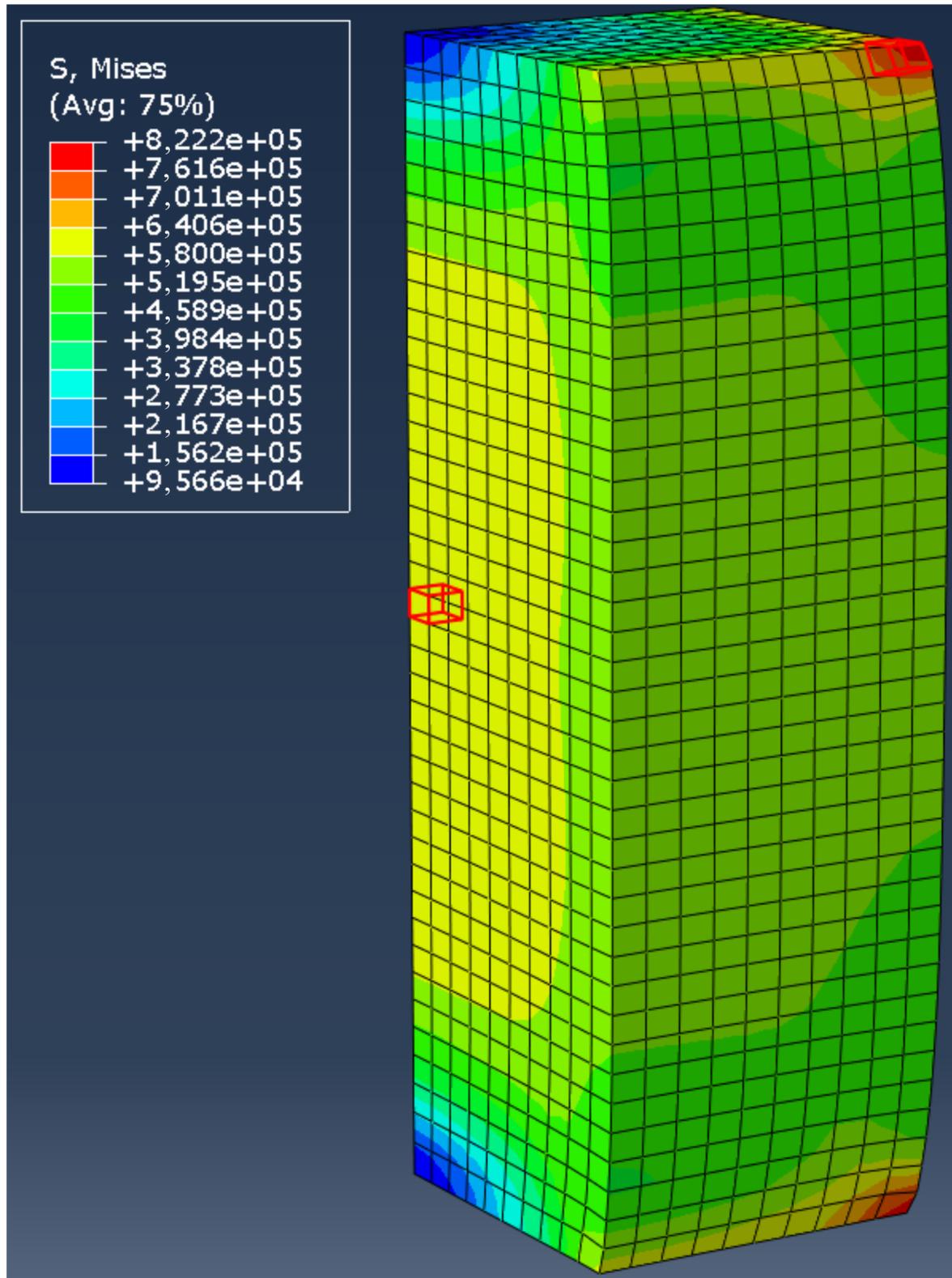


Abbildung 8: Ausgewählte finite Elemente für die Untersuchung der Triaxialität

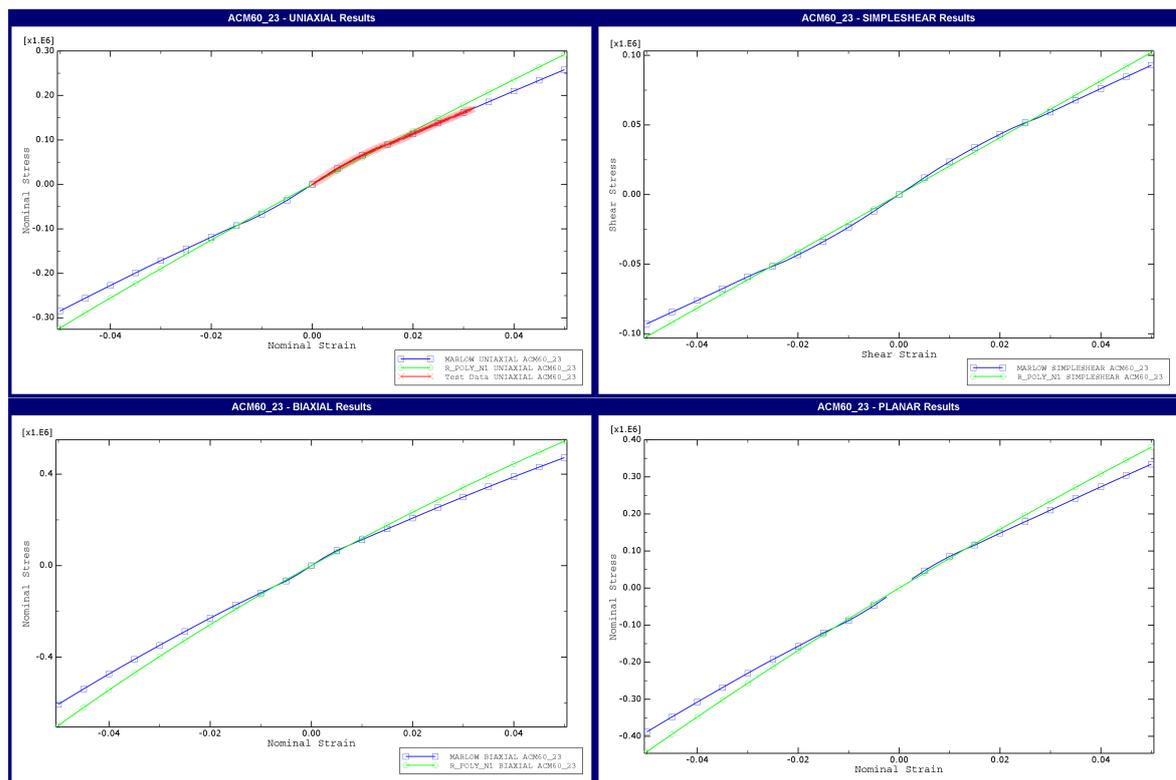


Abbildung 9: Materialantwort von ACM60 für das Marlow-Modell (blau) und das Neo-Hook-Modell (grün) bis zu Dehnungen von 5 %, Datenpunkte des Druckversuches in rot dargestellt

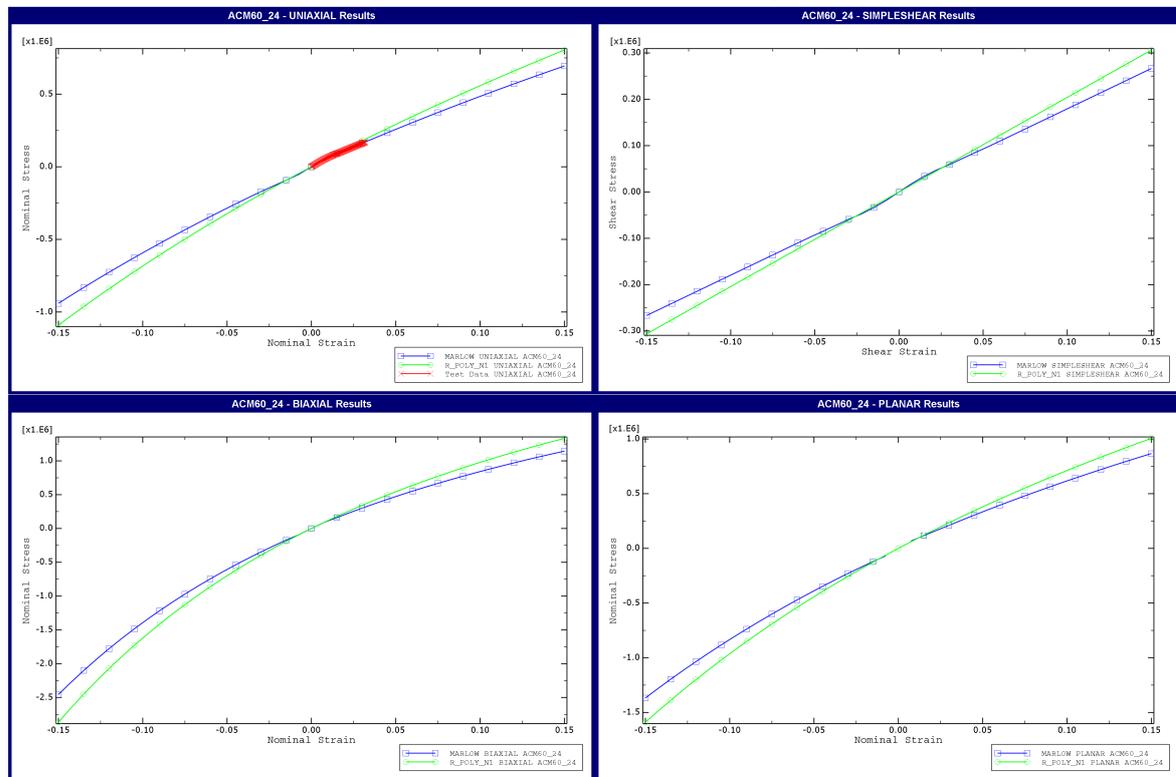


Abbildung 10: Materialantwort von ACM60 für das Marlow-Modell (blau) und das Neo-Hook-Modell (grün) bis zu Dehnungen von 15 %, Datenpunkte des Druckversuches in rot dargestellt

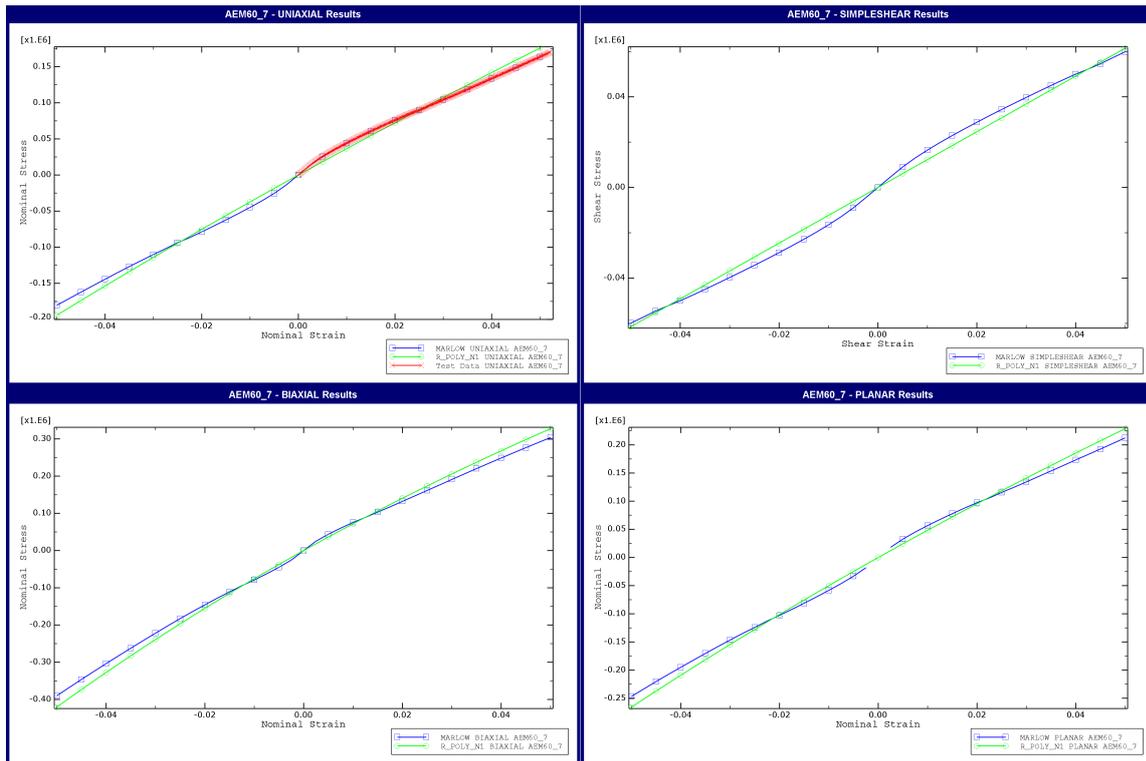


Abbildung 11: Materialantwort von AEM60 für das Marlow-Modell (blau) und das Neo-Hook-Modell (grün) bis zu Dehnungen von 5 %, Datenpunkte des Druckversuches in rot dargestellt

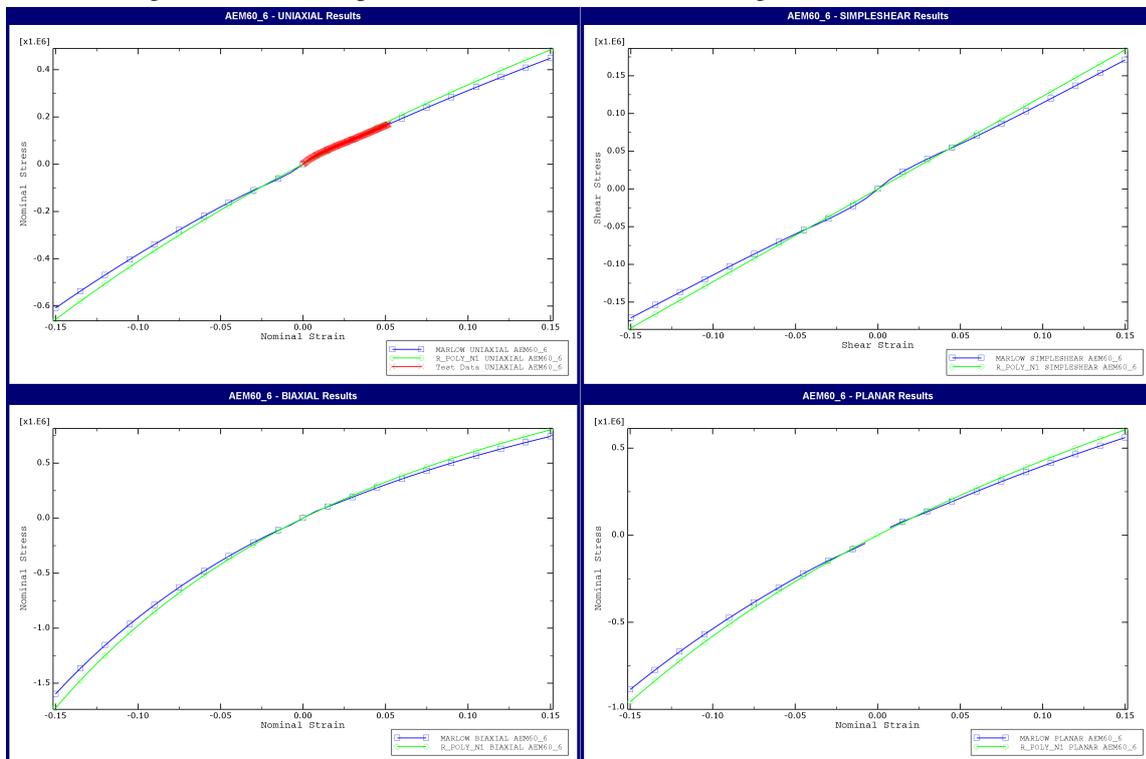


Abbildung 12: Materialantwort von AEM60 für das Marlow-Modell (blau) und das Neo-Hook-Modell (grün) bis zu Dehnungen von 15 %, Datenpunkte des Druckversuches in rot dargestellt

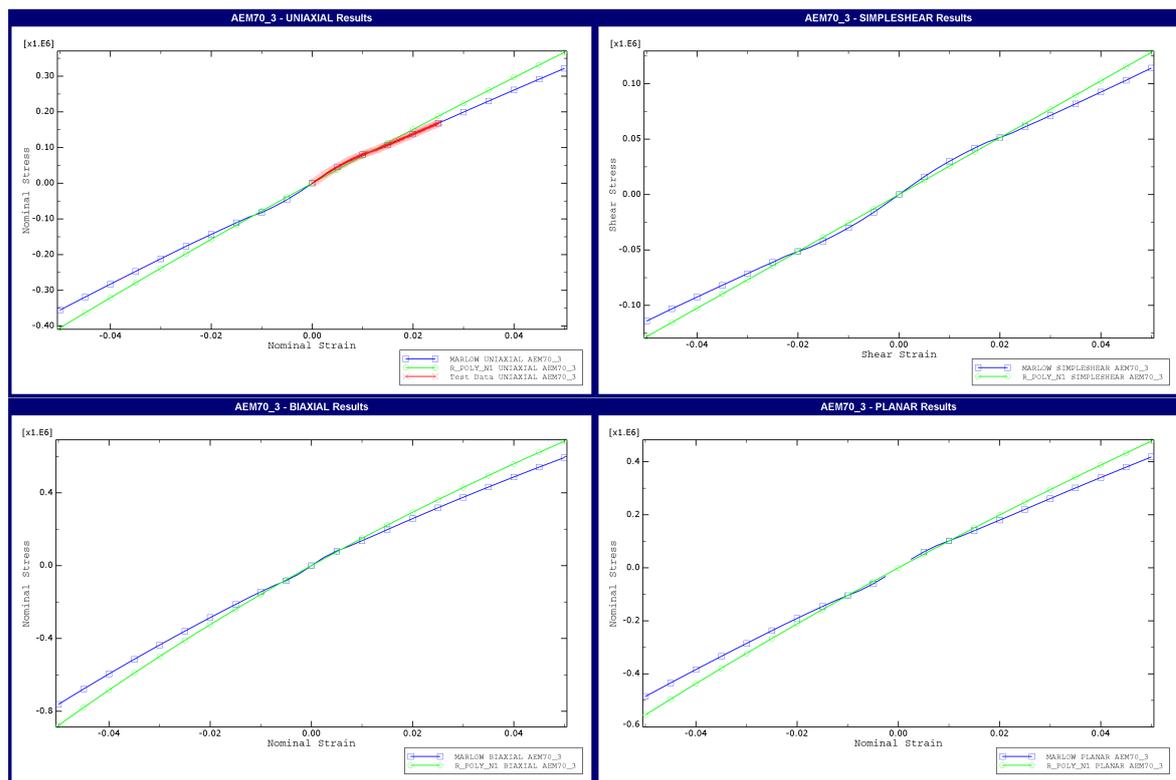


Abbildung 13: Materialantwort von AEM70 für das Marlow-Modell (blau) und das Neo-Hook-Modell (grün) bis zu Dehnungen von 5 %, Datenpunkte des Druckversuches in rot dargestellt

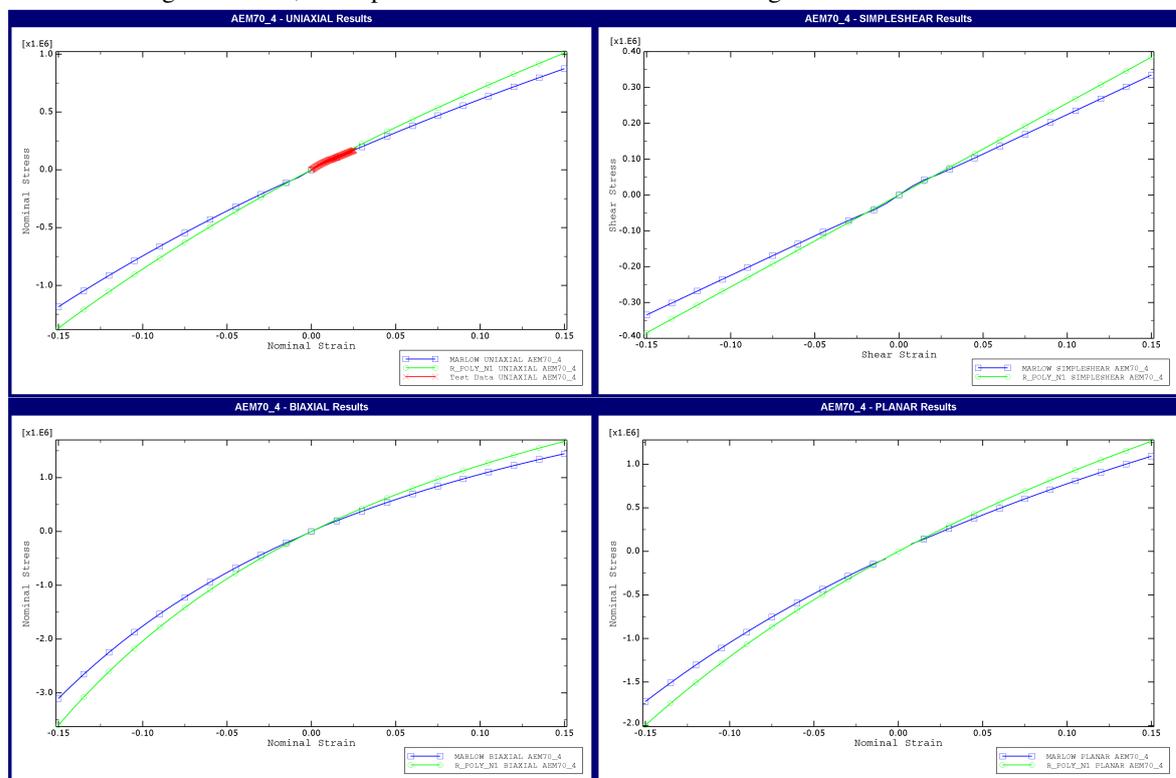


Abbildung 14: Materialantwort von AEM70 für das Marlow-Modell (blau) und das Neo-Hook-Modell (grün) bis zu Dehnungen von 15 %, Datenpunkte des Druckversuches in rot dargestellt

Signal App

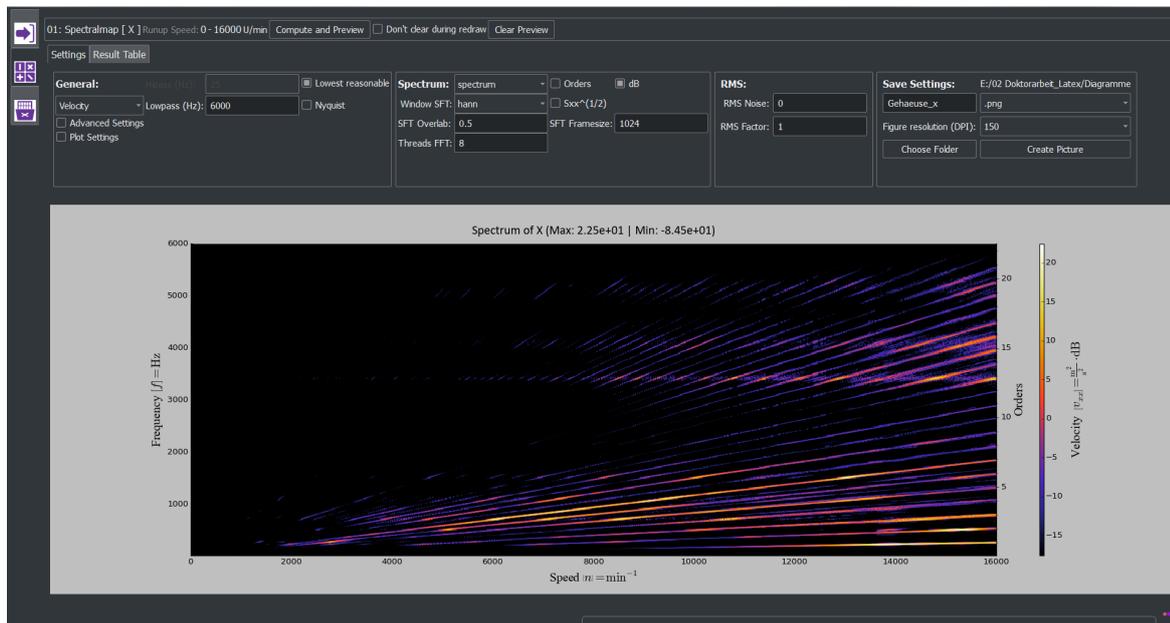


Abbildung 15: Oberfläche für die Berechnung von Spektren, Effektivwerten und weiteren

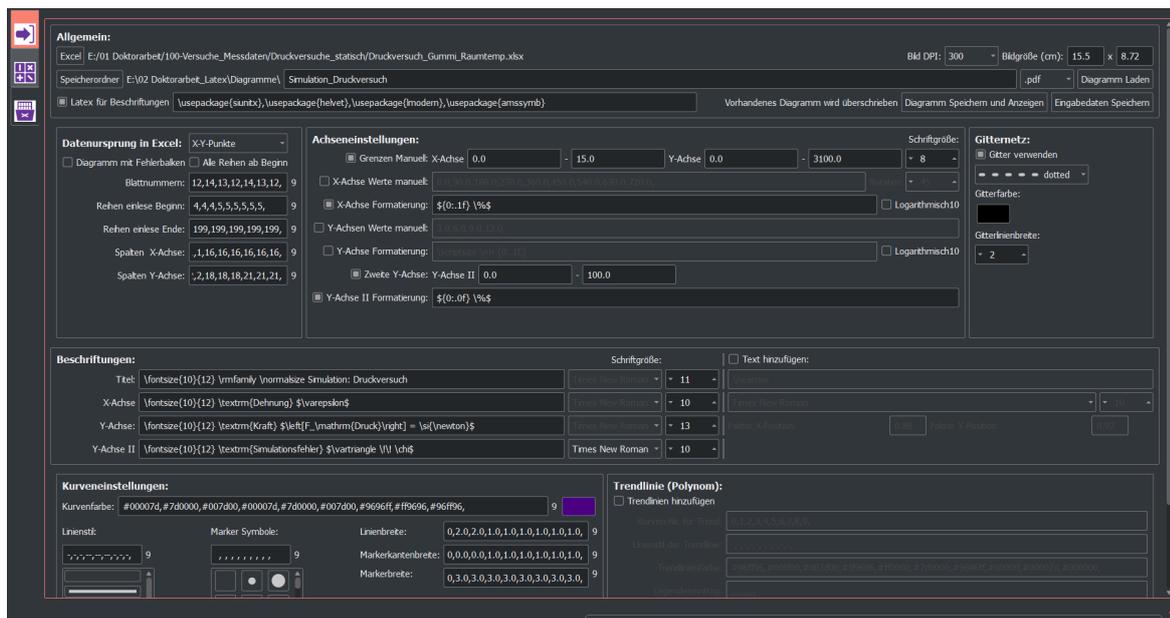


Abbildung 16: Oberfläche für die Erstellung von Diagrammen mit Latex-Befehlen aus Exceldaten

Systemprüfstand: Messpositionen für akustische Sensorik

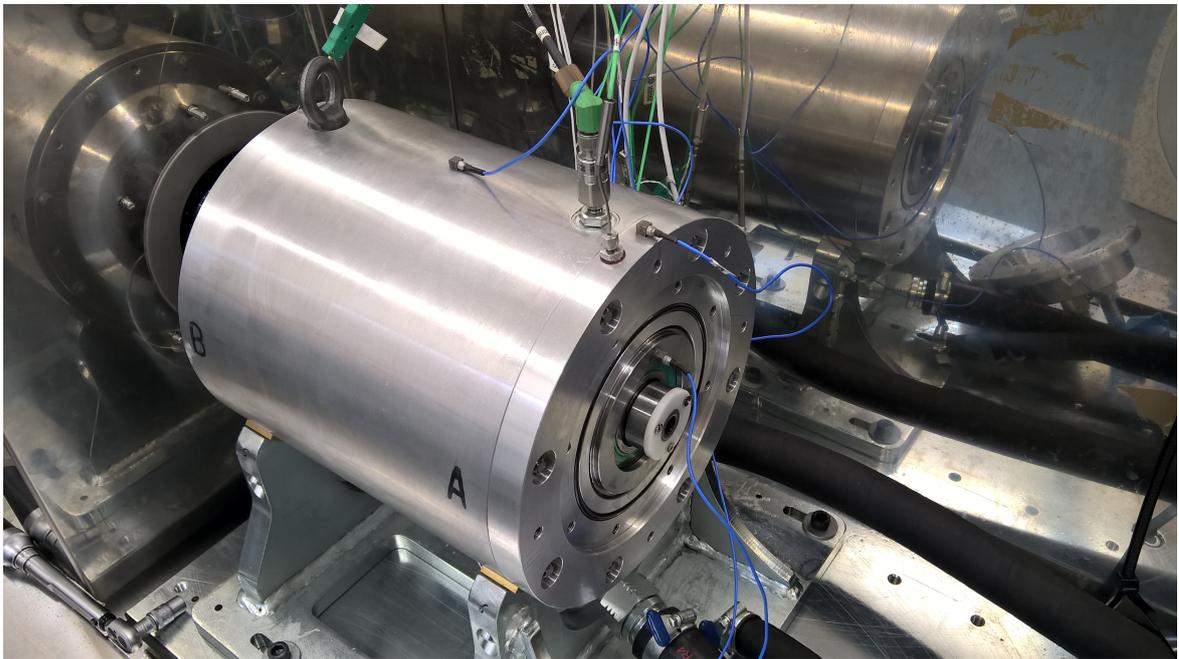


Abbildung 17: Verklebte Sensoren am E-Drive-Prüfling, ausgewertet werden die Sensoren an Lagerbuchse und Gehäuse

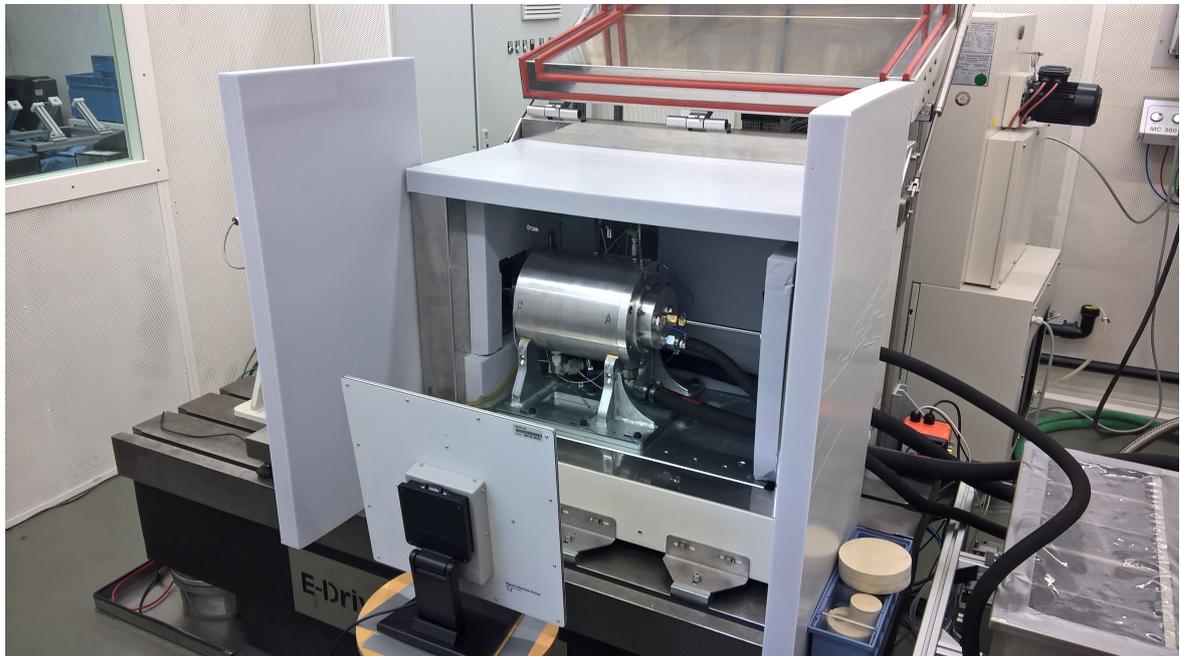
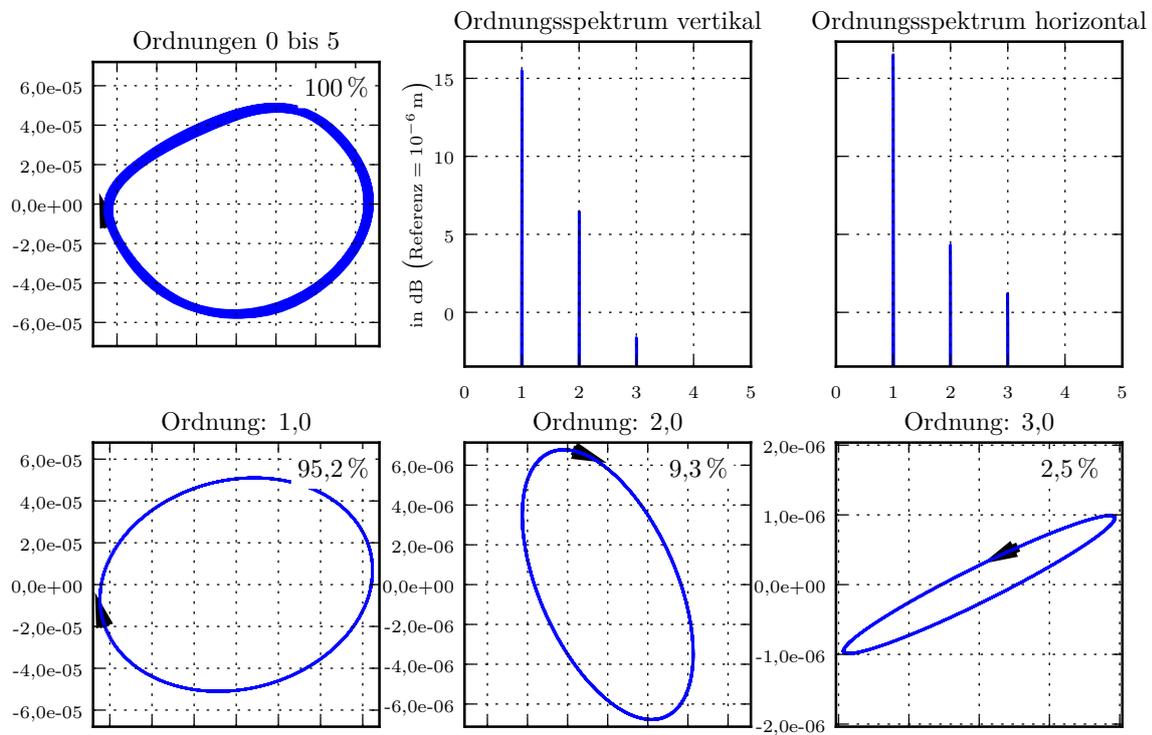


Abbildung 18: Akustische Kamera mit ca. 70 cm Abstand zum Prüfling

Weitere Ergebnisse Unwuchtprüfstand



Wellenorbit mit AEM70 bei $11\,956 \text{ min}^{-1}$ mit 5% Verpressung, alle Verschiebungen in m

Abbildung 19: Ergebnisse für den Wellenorbit mit AEM70 und 5% Verpressung bei $11\,956 \text{ min}^{-1}$

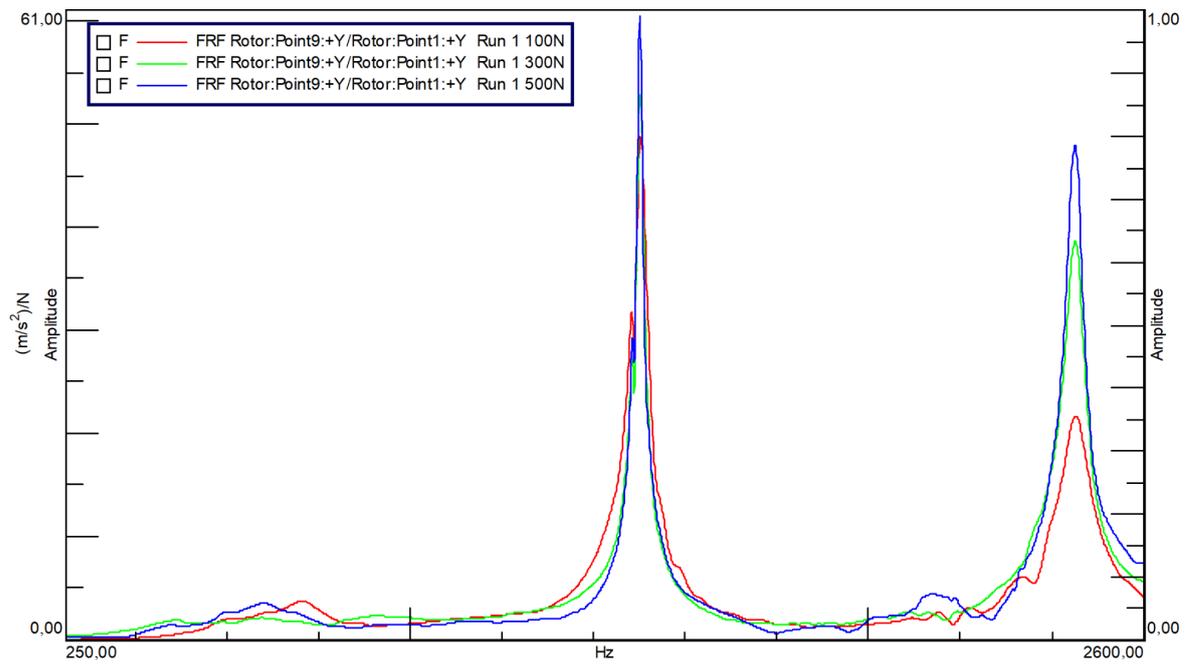


Abbildung 20: Ergebnisse für die Untersuchung der Linearität bei der experimentellen Modalanalyse [vertikal, horizontal, axial] = $[\vec{x}, \vec{y}, \vec{z}]$

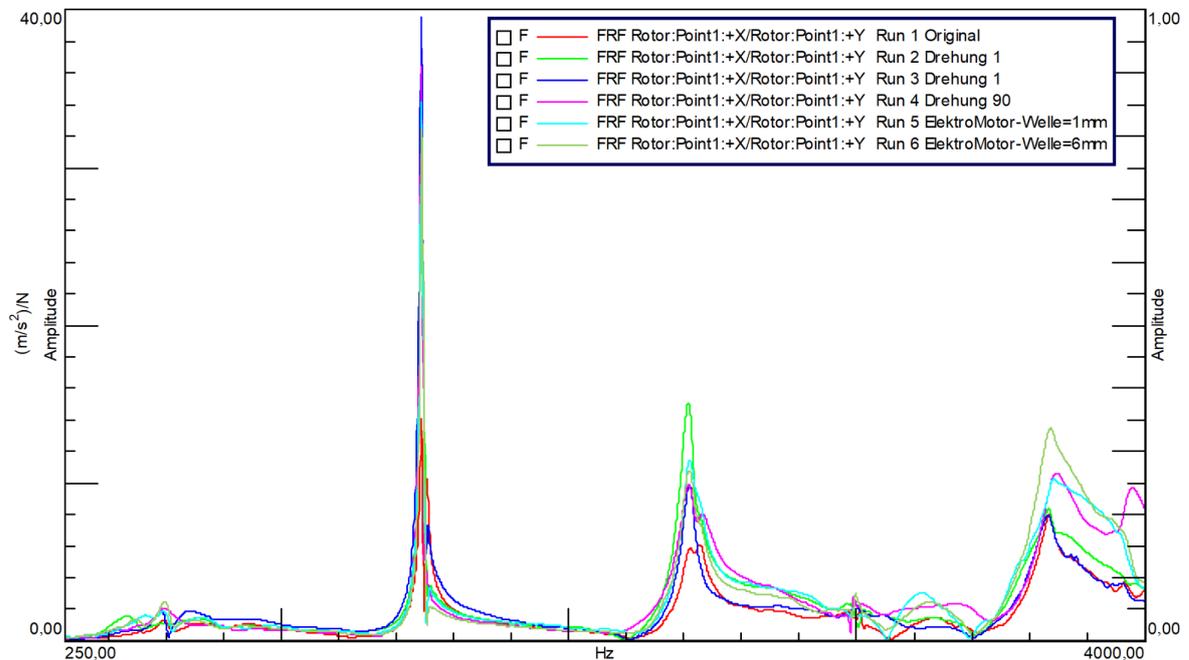


Abbildung 21: Ergebnisse für die Untersuchung der Wiederholbarkeit bei der experimentellen Modalanalyse [vertikal, horizontal, axial] = $[\vec{x}, \vec{y}, \vec{z}]$

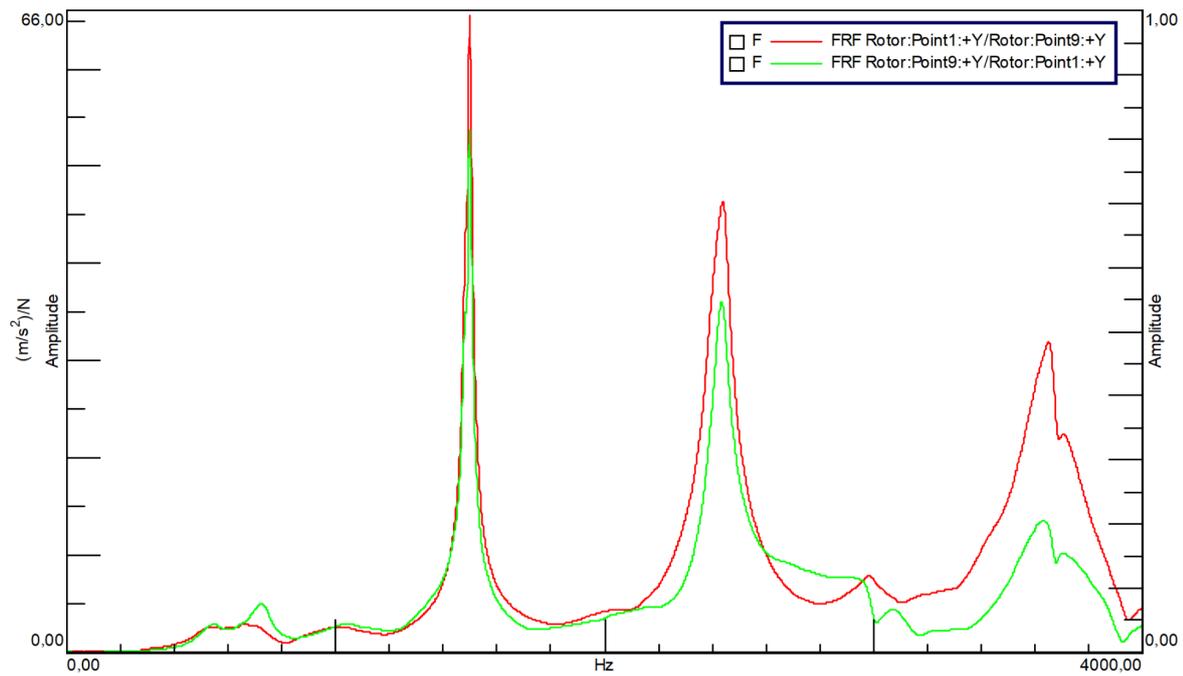


Abbildung 22: Ergebnisse für die Untersuchung der Vertauschbarkeit bei der experimentellen Modalanalyse [vertikal, horizontal, axial] = $[\vec{x}, \vec{y}, \vec{z}]$

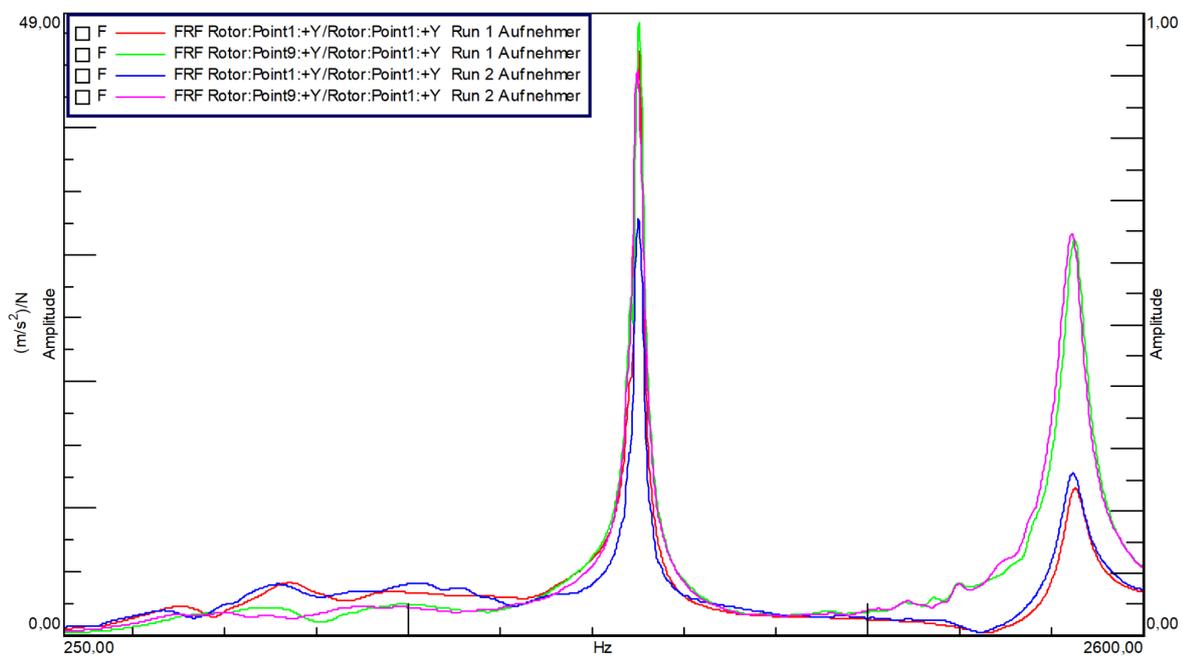


Abbildung 23: Ergebnisse für die Untersuchung der Aufnehmermasse bei der experimentellen Modalanalyse, blau und rot sowie pink und grün zeigen eine gute Übereinstimmung [vertikal, horizontal, axial] = $[\vec{x}, \vec{y}, \vec{z}]$

Weitere Ergebnisse am Systemprüfstand

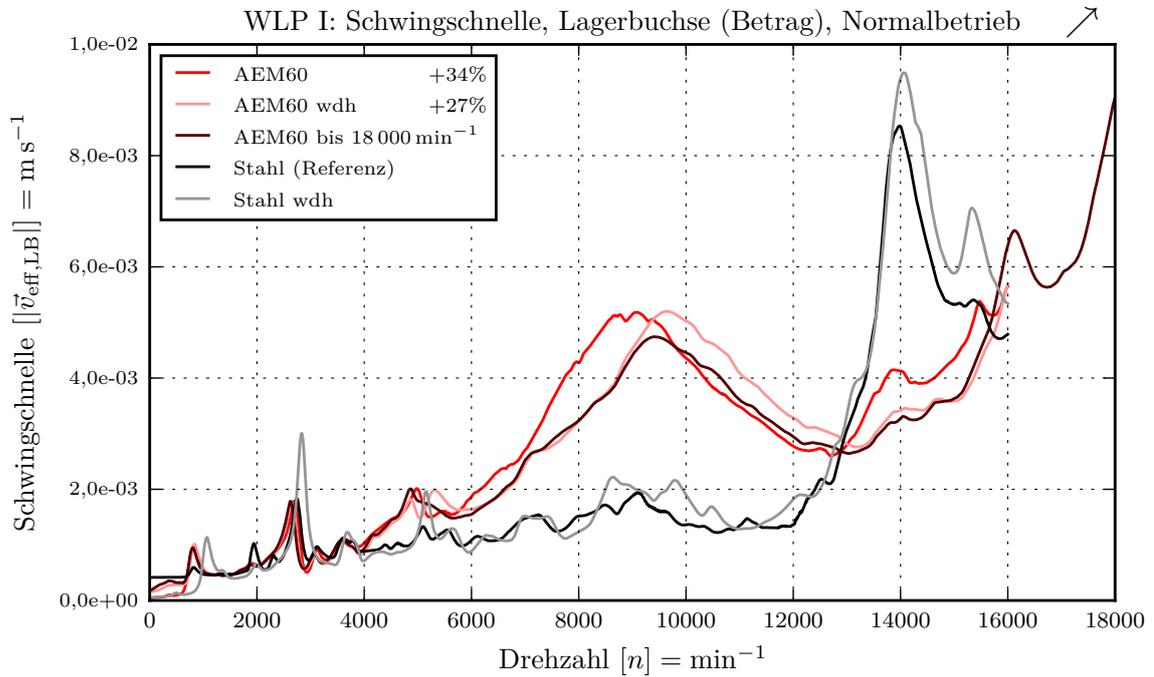


Abbildung 24: Schwingschnelle an der Lagerbuchse beim Hochlauf mit AEM60 bis 18 000 min^{-1}

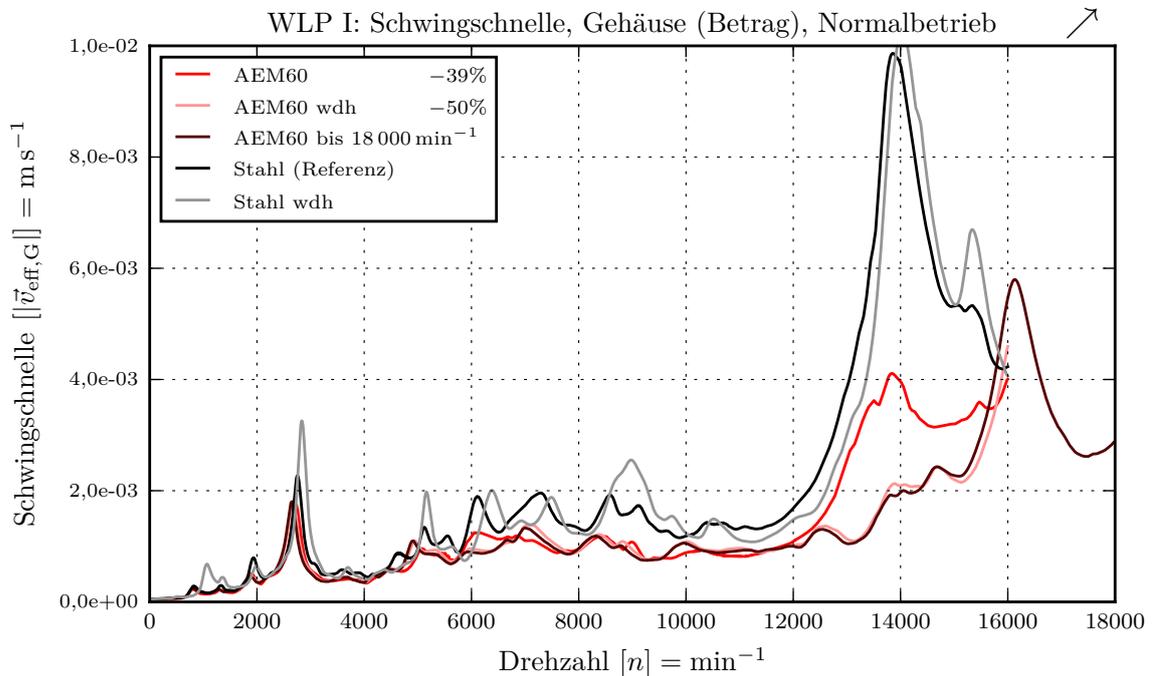


Abbildung 25: Schwingschnelle am Gehäuse beim Hochlauf mit AEM60 bis 18 000 min^{-1}

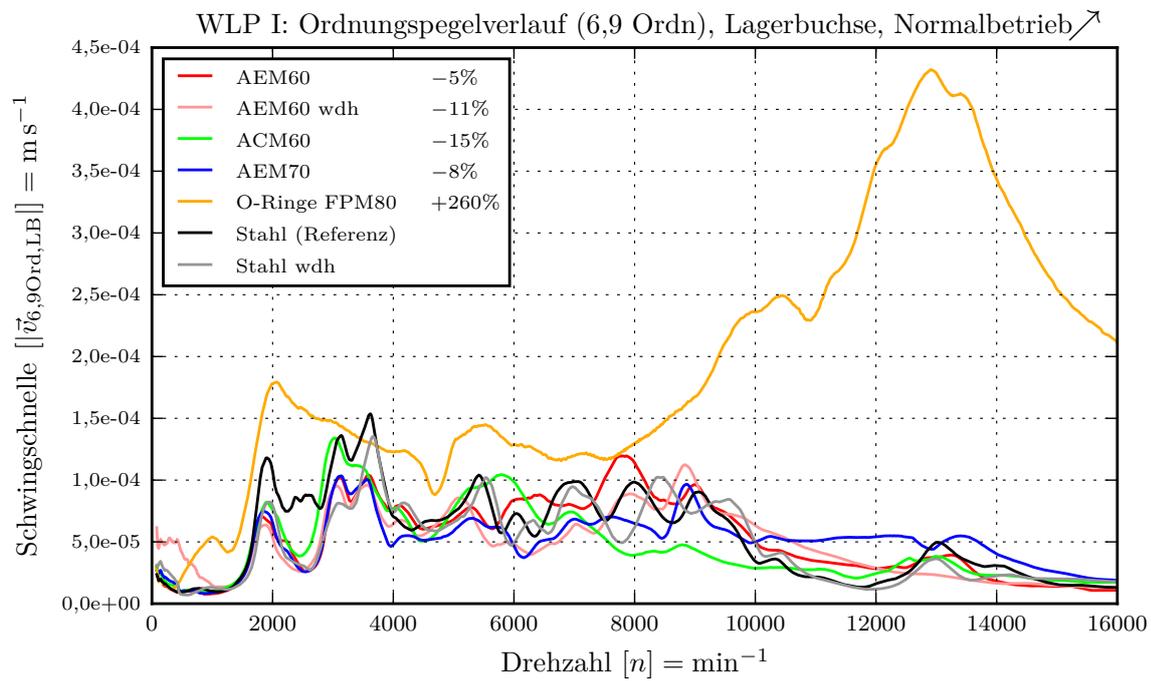


Abbildung 26: Ordnungspegelverlauf für die 6,9 Ordnung (6008 Lagerinnenring) an der Lagerbuchse

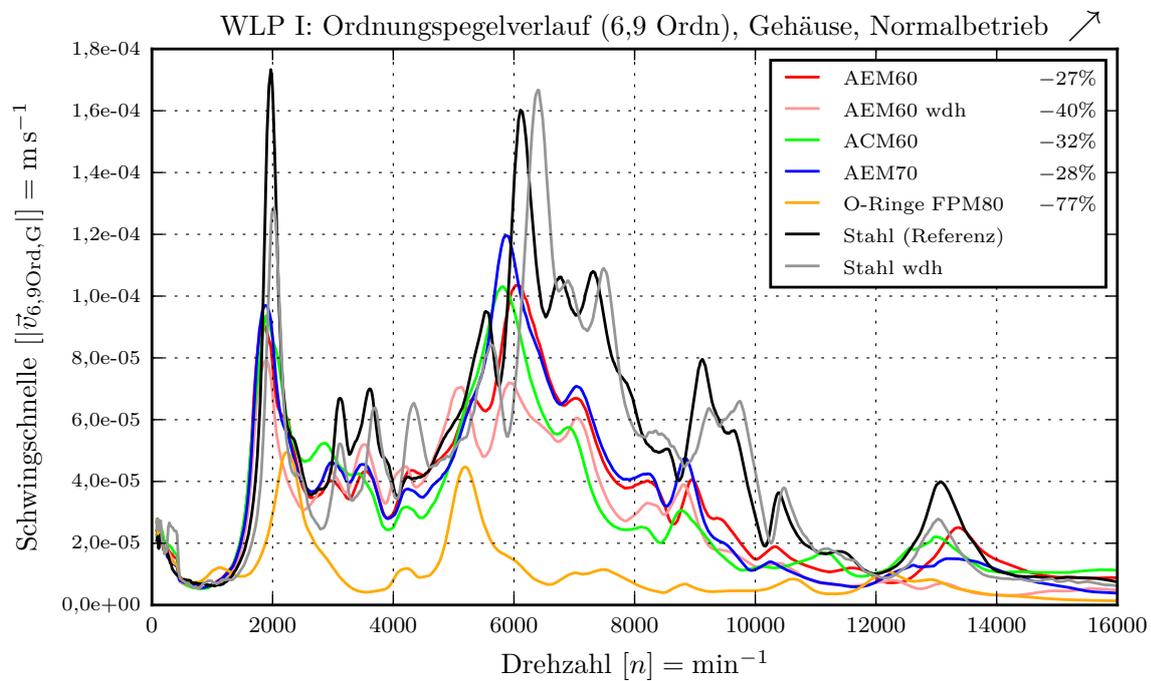


Abbildung 27: Ordnungspegelverlauf für die 6,9 Ordnung (6008 Lagerinnenring) am Gehäuse

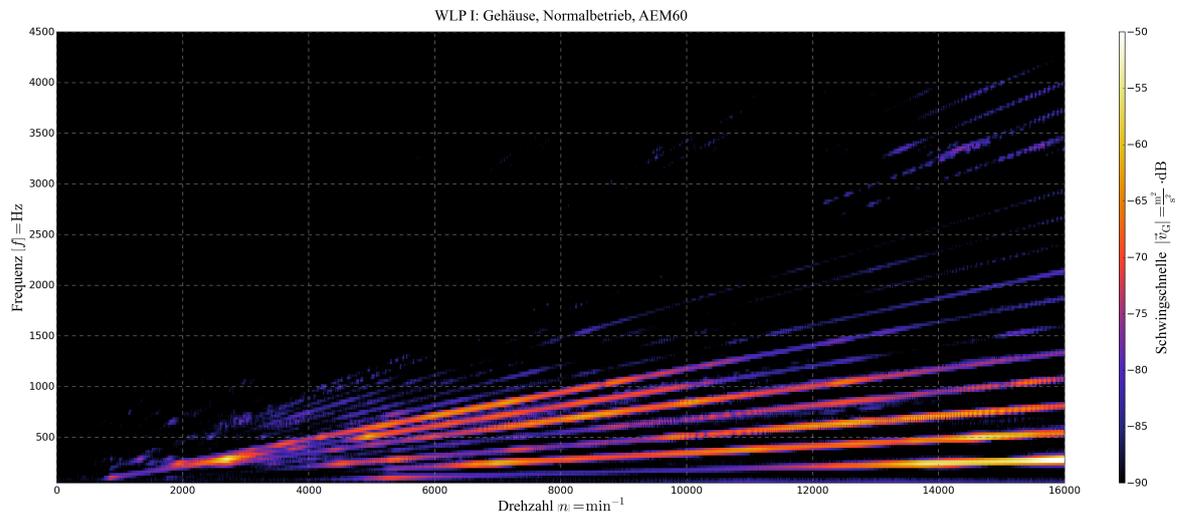


Abbildung 28: Betrag der Schwingschnelle am Gehäuse (quadrirt und Darstellung in Dezibel) für Hochlauf mit AEM60

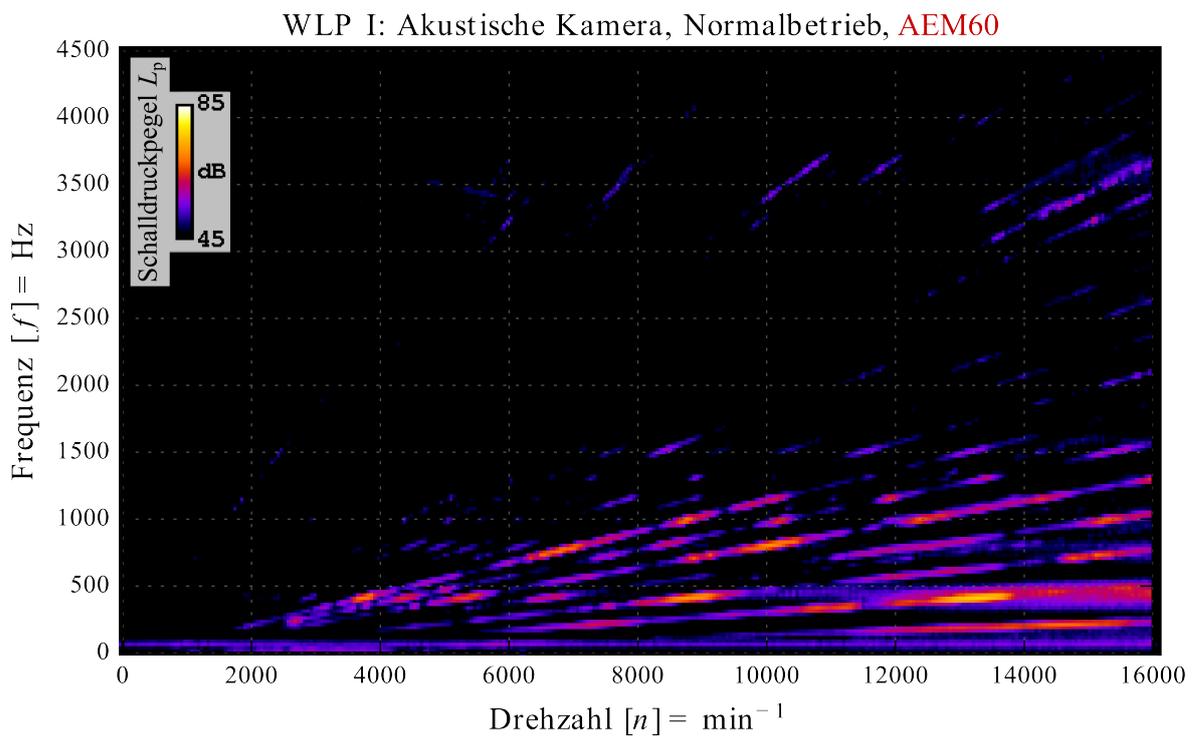


Abbildung 29: Schalldruckpegel der akustischen Kamera für Hochlauf mit AEM60

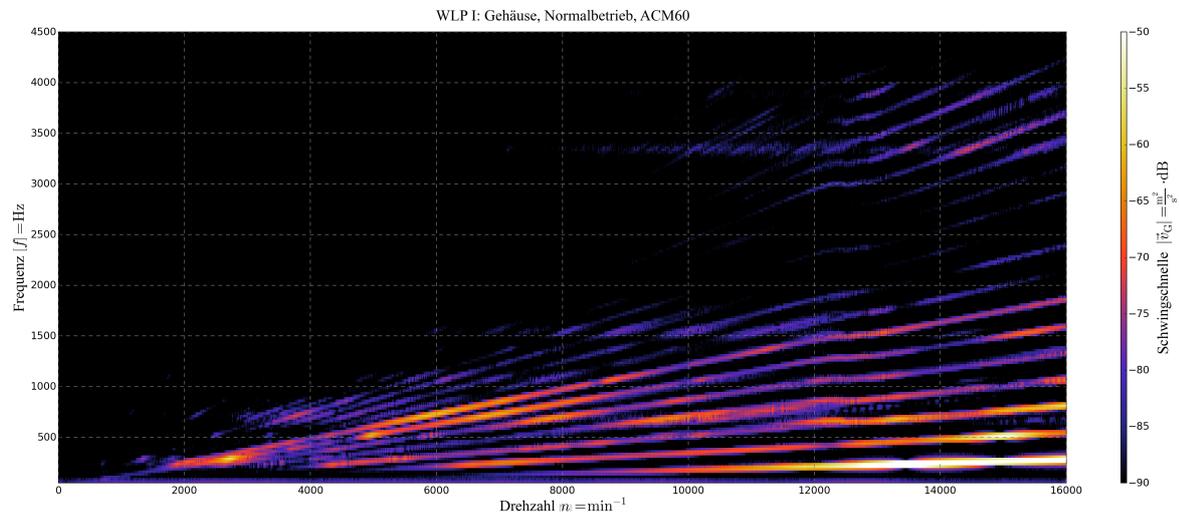


Abbildung 30: Betrag der Schwingschnelle am Gehäuse (quadriert und Darstellung in Dezibel) für Hochlauf mit ACM60

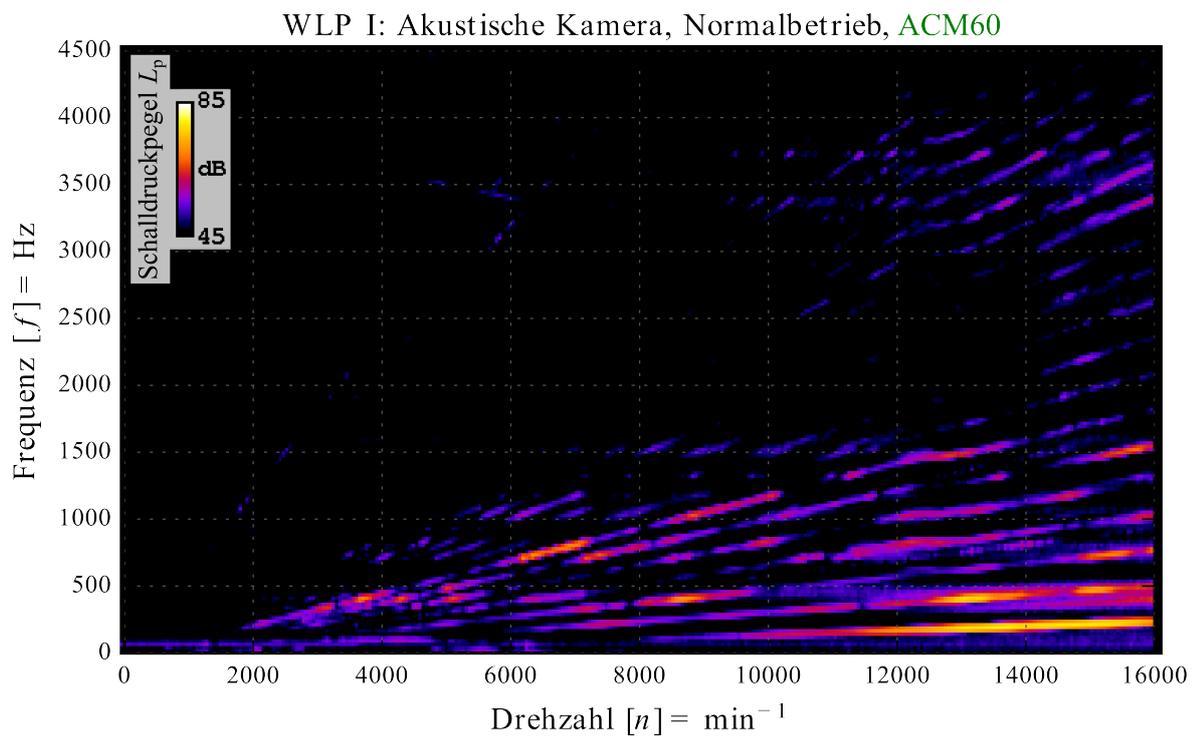


Abbildung 31: Schalldruckpegel der akustischen Kamera für Hochlauf mit ACM60

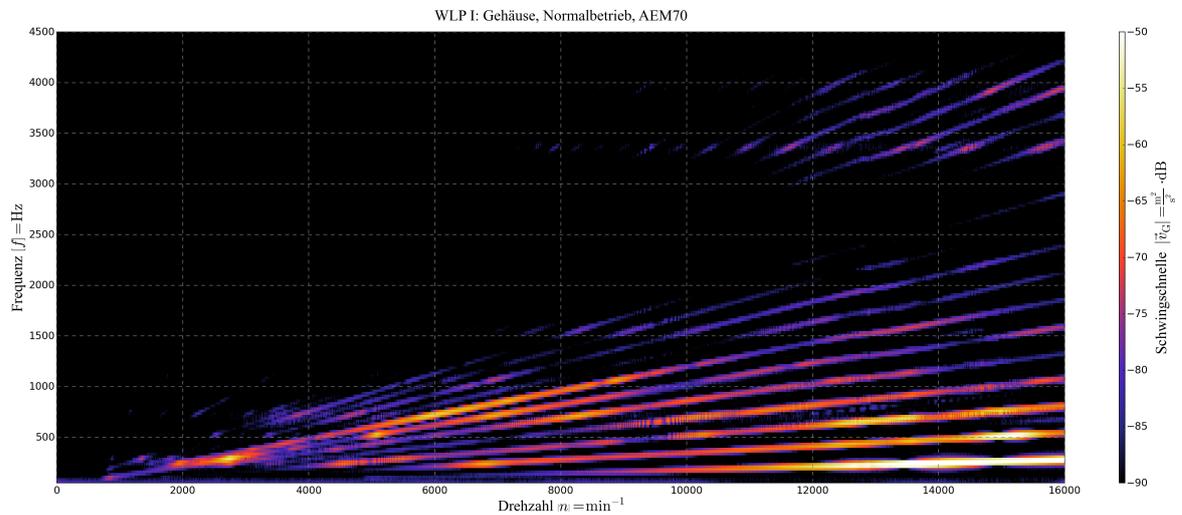


Abbildung 32: Betrag der Schwingschnelle am Gehäuse (quadratiert und Darstellung in Dezibel) für Hochlauf mit AEM70

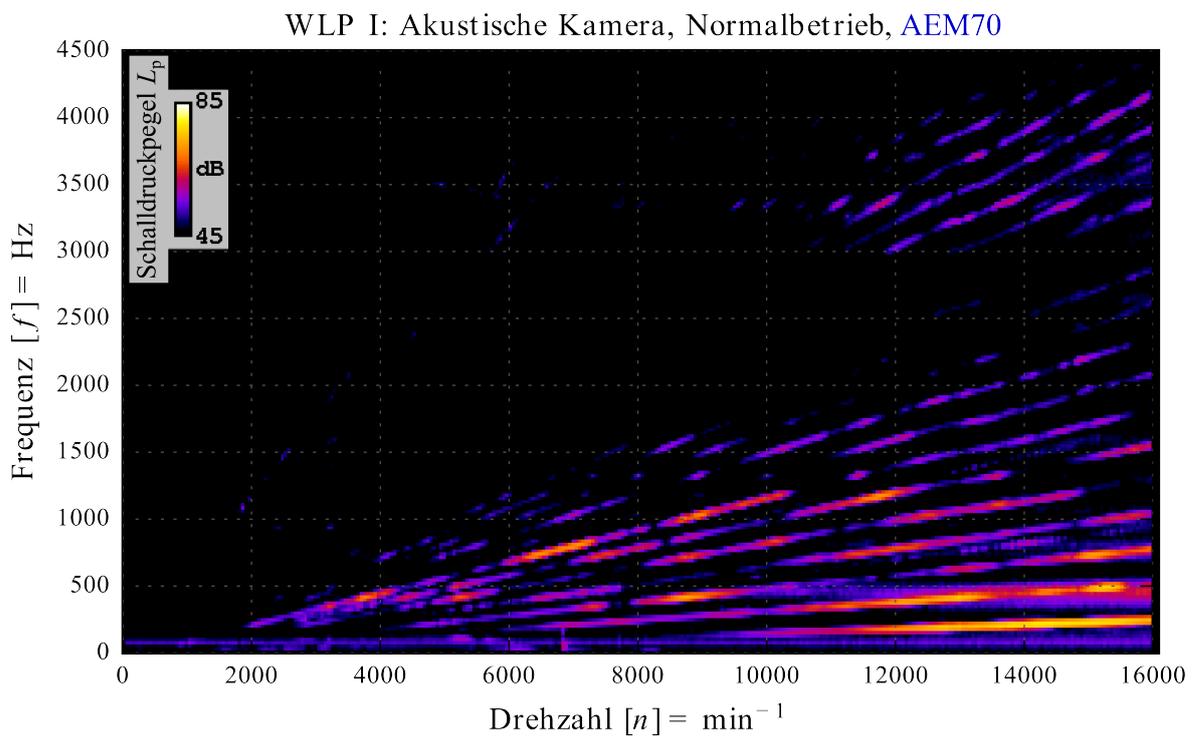


Abbildung 33: Schalldruckpegel der akustischen Kamera für Hochlauf mit AEM70

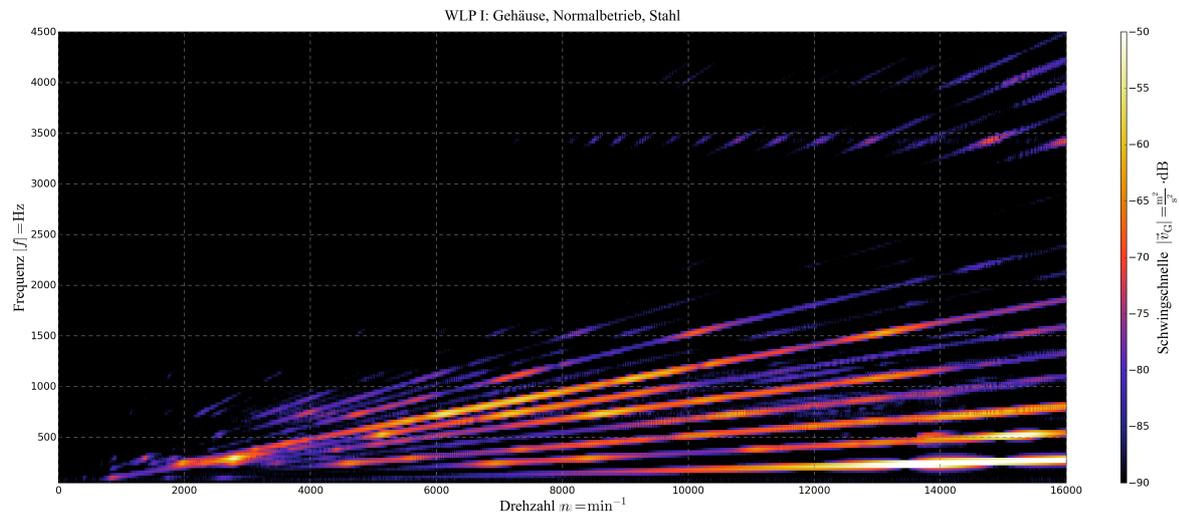


Abbildung 34: Betrag der Schwingschnelle am Gehäuse (quadratiert und Darstellung in Dezibel) für Hochlauf mit Stahlbuchse

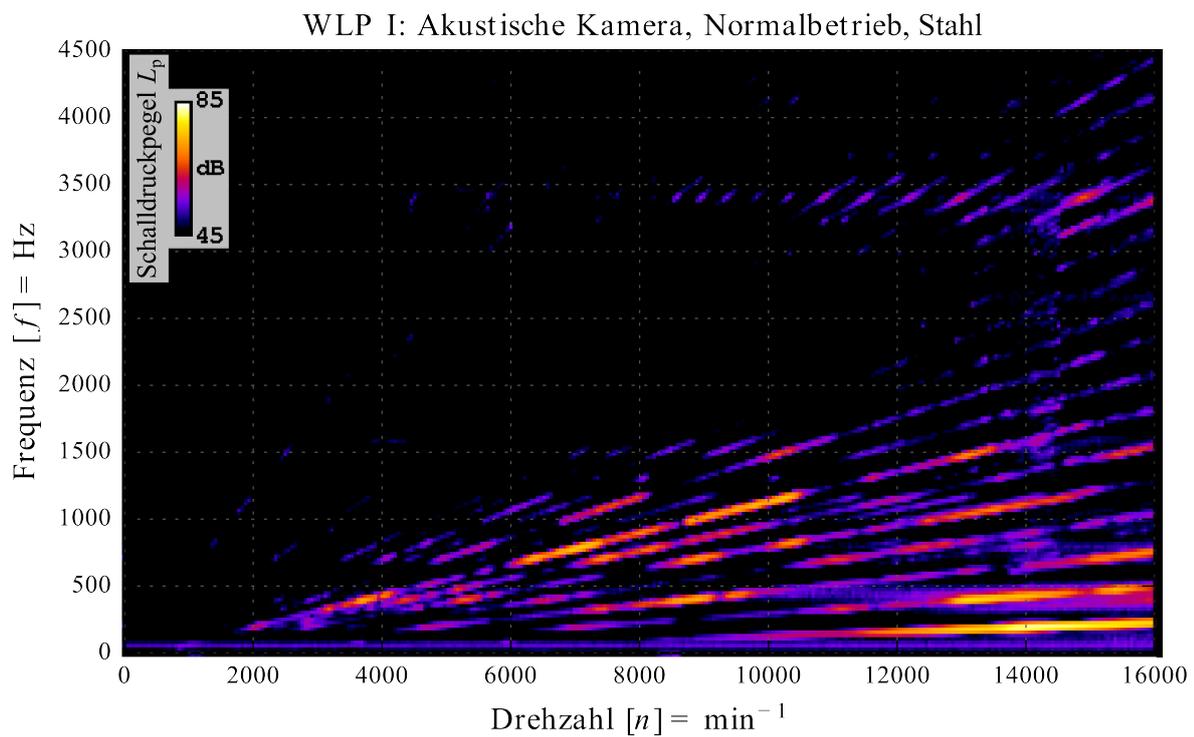


Abbildung 35: Schalldruckpegel der akustischen Kamera für Hochlauf mit Stahlbuchse

Simulation: Steifigkeiten und Dämpfungskonstante

Tabelle 1: Radialsteifigkeiten und Kippsteifigkeiten sowie Dämpfungskonstante für die Simulation mit Lager 6209 für die Nachstellung verschiedener Konstantläufe

Drehzahl [n] min ⁻¹	Lagersystemsteifigkeit		Kippsteifigkeit		Dämpfungskonstante [b] Ns m ⁻¹
	$[c_{\text{system,v}}]$ Nm ⁻¹	$[c_{\text{system,h}}]$ Nm ⁻¹	$[k_{\text{system,v}}]$ Nm rad ⁻¹	$[k_{\text{system,h}}]$ Nm rad ⁻¹	
5895	$3,57 \times 10^7$	$2,61 \times 10^7$	$6,63 \times 10^5$	$9,38 \times 10^5$	60,92
6807	$5,51 \times 10^7$	$2,79 \times 10^7$	$5,33 \times 10^5$	$5,43 \times 10^5$	70,03
7384	$5,76 \times 10^7$	$3,48 \times 10^7$	$5,78 \times 10^5$	$6,12 \times 10^5$	75,85
8199	$5,33 \times 10^7$	$3,37 \times 10^7$	$5,03 \times 10^5$	$5,11 \times 10^5$	84,09
8957	$5,90 \times 10^7$	$4,06 \times 10^7$	$4,81 \times 10^5$	$4,72 \times 10^5$	91,73
10077	$7,25 \times 10^7$	$4,38 \times 10^7$	$4,78 \times 10^5$	$4,78 \times 10^5$	103,04
10617	$7,56 \times 10^7$	$4,71 \times 10^7$	$5,49 \times 10^5$	$5,41 \times 10^5$	108,56
11956	$6,61 \times 10^7$	$4,57 \times 10^7$	$4,73 \times 10^5$	$4,55 \times 10^5$	122,07
12601	$7,50 \times 10^7$	$5,00 \times 10^7$	$4,85 \times 10^5$	$4,63 \times 10^5$	128,66
13775	$8,03 \times 10^7$	$5,09 \times 10^7$	$4,72 \times 10^5$	$4,52 \times 10^5$	140,64
14103	$6,41 \times 10^7$	$5,21 \times 10^7$	$4,58 \times 10^5$	$4,56 \times 10^5$	143,99
15604	$7,15 \times 10^7$	$5,73 \times 10^7$	$4,37 \times 10^5$	$4,48 \times 10^5$	159,32

LEBENS LAUF

Persönliche Daten:

Name: Maik Horn
Geburtsdaten: 21.07.1989 in Saalfeld/Saale
Familienstand: verheiratet, ein Kind

Schulbildung:

08/2000 - 06/2008 Heinrich-Böll-Gymnasium (Saalfeld/Saale)

Zivildienst:

09/2008 - 05/2009 Zivildienst bei Thüringen-Kliniken "Georgius Agricola"GmbH

Studium:

10/2009 - 03/2013 Maschinenbau-Studium (Bachelor) an der TU Bergakademie Freiberg
Vertiefungsfach I: Berechnung und Simulation
03/2013 Abschluss Bachelor of Science mit der Gesamtnote: 1,6
Thema der Arbeit: Modellierung und Simulation von elastischen Kurbelwellen innerhalb eines Mehrkörpermodells unter Verwendung von Bernoulli-Balken-Elementen
04/2013 - 11/2014 Maschinenbau-Studium (Master) an der TU Bergakademie Freiberg
Vertiefungsfach II: Prozessautomation
03/2014 - 04/2014 Zweimonatiger Aufenthalt in Frankreich am Centre des Matériaux de MINES ParisTech mit Forschungsaufenthalt in Grenoble am ESRF im Rahmen der Masterarbeit
11/2014 Abschluss Master of Science mit der Gesamtnote: 1,2
Thema der Arbeit: Untersuchung der duktilen Rissinitiierung in Gusseisen mittels Röntgenlamino-graphie

Berufstätigkeit:

03/2015 – 12/2017 Doktorand bei der Daimler AG im Forschungszentrum Ulm, Doktorvater Prof. G. Poll vom Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie der Leibniz Universität Hannover
seit 01/2018 Mitarbeiter der Schaeffler AG, Bereich Sondermaschinenbau: Konstruktion Prüftechnik für Geräuschprüfung und Elektromobilität