

Validierung der Schalleistungsberechnung bei PKW-Getrieben

Dissertation
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)

vorgelegt der
Fakultät für Maschinenbau der
Technischen Universität Ilmenau

von Herrn
M.Eng. Denis Werner
geboren am 24.05.1989 in Kant

1. Gutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Klaus Augsburg
2. Gutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Stephan Husung
3. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Bernd Wender

Tag der Einreichung: 27.06.2022

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 09.05.2023

urn:nbn:de:gbv:ilm1-2023000171

Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit wird die experimentell gestützte Validierung der Schalleistungsberechnung für PKW-Getriebe entlang der gesamten Schallentstehungskette dokumentiert. Dadurch soll ein Beitrag geleistet werden zur Verbesserung der strukturdynamischen und akustischen Simulation von Fahrzeuggetrieben.

Für die experimentellen Untersuchungen wird ein weiterentwickelter Getriebeprüfstand verwendet. Das Gehäuse des Prüfgetriebes stammt von einem Serien-PKW-Schaltgetriebe, während zur Minimierung der Komplexität im Inneren ein eigens entwickeltes zweistufiges Getriebe in Vorgelegebauweise verbaut ist. Eine Besonderheit stellen dabei die speziell entwickelten Sensoren zur Messung der Anregungskräfte an den Festlagern im Betrieb dar. Zugleich werden die Oberflächenbeschleunigungen des Gehäuses sowie die Schalleistung gemäß DIN EN ISO 3734-1 erfasst.

Der Getriebeprüfstand wird als MKS-Modell mit modal reduzierten Körpern sowie nichtlinearen Lager- und Verzahnungselementen in verschiedenen Tools aufgebaut. Die einzelnen Komponenten werden zunächst isoliert betrachtet und verifiziert. Bei den analytischen Lagermodellen wird aufgezeigt, wie die Lagergeometrie sinnvoll ermittelt werden kann. Zudem werden mehrere gängige Verzahnungsmodelle bezüglich des statischen Drehwegfehlers verglichen und dabei auch gemessene Flanken-topologien berücksichtigt.

Um FE-Modelle der Wellen und des Gehäuses zu validieren, werden experimentell und rechnerisch ermittelte Eigenformen und Übertragungsfunktionen verglichen. Während für die Einzelteile ein sehr guter Abgleich über einen sehr großen Frequenzbereich gelingt, zeigt sich bei der Gehäusebaugruppe, dass die Übereinstimmung mit der Messung stark von der jeweiligen Frequenz abhängt und ab ca. 3 kHz abnimmt. Durch den Einbezug der mit 3D-Scans ermittelten Realgeometrie sowie des Einflusses der Gehäusedichtung kann festgestellt werden, dass diese Faktoren nicht für die Unterschiede verantwortlich sind.

Umfangreiche Untersuchungen mit den MKS-Gesamtmodellen für konstante Drehzahlen und Hochläufe erlauben einen gründlichen Abgleich mit gemessenen Lagerkräften und Beschleunigungen. Es wird nachgewiesen, dass fertigungsbedingte Flankenabweichungen der Verzahnun-

gen möglichst vollständig in der Simulation berücksichtigt werden sollten, um gute Ergebnisse zu erhalten. Zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens im Betrieb werden dabei die Betriebsschwingungs- und die Ordnungsbasierte Modalanalyse eingesetzt, letztere wird dabei auch auf Simulationsdaten angewandt. Der Vergleich zeigt, dass die mit der MKS berechneten Schwingungsantworten durch die numerische Dämpfung beeinflusst werden. Dies wird auch in der Akustiksimulation erkennbar. Diese wird basierend auf berechneten und gemessenen Lagerkräften für vier Betriebspunkte mit drei unterschiedlichen Methoden (WBT, IBEM, FEM) durchgeführt. Unter Einbezug der Erkenntnisse zur Schwingungsanregung und -antwort sowie der gemessenen Schalleistungen werden sehr gute Übereinstimmungen erzielt. Außerdem können die Ursachen für Abweichungen sehr differenziert herausgearbeitet und bewertet werden. Dadurch werden Möglichkeiten zur Weiterentwicklung klar ersichtlich und die Akustikanalyse von Fahrzeuggetrieben entscheidend voran gebracht.

Abstract

The present work documents the experimentally supported validation of the sound power calculation for passenger car manual transmissions along the entire sound generation chain. The aim is to contribute to the improvement of the structural dynamic and acoustic simulation of vehicle transmissions.

An optimized gearbox test bench is used for the experimental investigations. The housing of the transmission is taken from a standard passenger car manual transmission, while a custom-built two-stage transmission in a layshaft design is installed inside to minimize complexity. An outstanding feature are the specially developed sensors for the measurement of the excitation forces at the fixed bearings during operation. At the same time, the surface accelerations of the housing and the sound power are recorded in accordance with DIN EN ISO 3734-1.

The test bench is set up as a MBS model in various tools with reduced flexible bodies as well as nonlinear bearing and gear elements. The individual components are first investigated and verified separately. For the analytical bearing models an approach for the meaningful determination of the bearing geometry is shown. In addition, several common gear models are compared with respect to the static transmission error while also taking into account the measured flank topologies.

In order to validate the FE models of the shafts and the housing, experimentally and computationally determined eigenmodes and transfer functions are compared. A very good match over a very large frequency range can be achieved for single components, whereas for the housing assembly the agreement with the measurement strongly depends on the respective frequency and decreases from about 3 kHz. By including the real geometry determined with 3D scans as well as the influence of the housing seal, it is concluded that these factors are not responsible for the differences.

Extensive investigations with the MBS models for constant speeds and run-ups allow a thorough comparison with measured bearing forces and accelerations. It is proven that manufacturing-related flank deviations of the gears should be considered as completely as possible in the simulation in order to obtain good results. For the evaluation of the vibration behavior in operation, the operational vibration analysis and the order-based modal analysis are employed, the latter is also applied to simulation data. The comparison shows that the vibration responses calculated

with the MBS are influenced by the numerical damping. This is also evident in the acoustic simulation. It is performed based on calculated and measured bearing forces for four operating points with three different methods (FEM, IBEM, WBT). Taking into account the findings on the vibration excitation and response as well as the measured sound power levels, very good agreements are achieved. In addition, the causes for deviations can be identified and evaluated in a very differentiated manner. This clearly reveals the possibilities for further development and decisively advances the acoustic analysis of vehicle transmissions.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	XII
Formelzeichen und Abkürzungen	XIV
1 Einleitung	1
2 Stand des Wissens	5
2.1 Schallentstehung in Fahrzeugschaltgetrieben	5
2.2 Simulationswerkzeuge zur Untersuchung der Schallabstrahlung von Getrieben	8
2.2.1 Berechnungsablauf zur dynamischen und akustischen Analyse von Getrieben	8
2.2.2 Modellierung flexibler Körper in MKS-Programmen.....	13
2.2.3 Modellreduktionsverfahren zur effizienten Einbindung flexibler Körper in die MKS.....	21
2.2.4 Modellierungsoptionen zur Abbildung der Dämpfung in flexiblen Körpern.....	25
2.2.5 Verzahnungsmodelle	29
2.2.6 Wälzlagermodelle	32
2.2.7 Lösung der Bewegungsgleichungen im Zeitbereich.....	35
2.2.8 Methoden der Schallabstrahlungsberechnung.....	37
2.3 Messtechnische Methoden zur Untersuchung der Schallabstrahlung von Getrieben.....	40
2.3.1 Ermittlung der Schwingungsanregung	41
2.3.2 Messtechnische Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Getrieben im Betrieb.....	42
2.3.3 Schalleistungsmessung.....	45
2.4 Zusammenfassung.....	46
3 Aufgabenstellung und Zielsetzung	48
4 Wesentliche Prüfstandskomponenten.....	53
4.1.1 Aufbau des Prüfstandes	53
4.1.2 Das Prüfgetriebe und dessen Komponenten	54
4.1.3 Messtechnik am Getriebeprüfstand	56
4.1.4 Prüfraum mit schallharten Wänden nach DIN EN ISO 3743-1	58

5 Rechnerische Untersuchungen	63
5.1 Analyse der Wälzlagermodelle	63
5.1.1 Ermittlung der Lagergeometrie	63
5.1.2 Statisches Verformungsverhalten der Wälzlagermodelle ...	69
5.1.3 Dämpfungsverhalten der Wälzlagermodelle.....	73
5.2 Analyse der Verzahnungsmodelle.....	75
5.2.1 Übersicht über die verwendeten Verzahnungsmodelle	75
5.2.2 Statischer Drehwegfehler der Einzelmodelle	76
5.2.3 Annahmen zur Verzahnungsdämpfung	79
5.3 Rechnerische Untersuchungen am Gehäusemodell.....	81
5.3.1 Umfang der durchgeführten Untersuchungen.....	81
5.3.2 Rechnerische Analysen der Einzelteile.....	84
5.3.3 Rechnerische Analysen auf Baugruppenebene	87
5.4 Rechnerische Untersuchungen an den Getriebewellen	94
5.5 Modellierung des Antriebsstrangs in der Mehrkörpersimulation	96
5.6 Strukturdynamische Analyse des Prüfgetriebes in der	
Mehrkörpersimulation.....	98
5.6.1 Konstante Betriebspunkte.....	99
5.6.2 Hochlauf bei konstantem Lastmoment.....	109
5.7 Schallabstrahlungsberechnung	114
5.7.1 Modelle für die Schallabstrahlungsberechnung	114
5.7.2 Exemplarische Auswertung der berechneten	
Schalleistungen	117
5.8 Zusammenfassung der Berechnungsergebnisse.....	121
6 Experimentelle Untersuchungen	123
6.1 Messtechnische Erfassung der Realgeometrie und Identifikation	
der geometrischen Unzulänglichkeiten	123
6.1.1 Abweichungsanalyse an den Gehäuseteilen mit 3D-Scans	123
6.1.2 Verzahnungsmessung	125
6.2 Experimentelle Modalanalysen	127
6.2.1 Experimentelle Modalanalysen der Einzelteile.....	127
6.2.2 Experimentelle Modalanalysen der Gehäusebaugruppe und –	
unterbaugruppen	129
6.3 Untersuchungen des Prüfgetriebes im Betrieb.....	131

6.3.1	Untersuchungen mit konstanten Betriebsbedingungen ...	132
6.3.2	Betriebsmodalanalyse (OMA).....	140
6.3.3	Ordnungsbasierte Auswertungen	142
6.4	Zusammenfassung der Ergebnisse aus den experimentellen Untersuchungen.....	147
7	Validierung der Schallabstrahlungsberechnung.....	149
7.1	Validierung der Strukturmodelle.....	149
7.1.1	Wellen mit montierten Zahnrädern	150
7.1.2	Einzelteile des Getriebegehäuses	151
7.1.3	Montagezustände der Gehäusebaugruppe.....	153
7.2	Vergleich der dynamischen Lagerkräfte und Oberflächenbeschleunigungen	157
7.2.1	Abgleich für konstante Betriebspunkte.....	157
7.2.2	Abgleich der ordnungsbasierten Auswertungen.....	161
7.3	Vergleich der Schwingungsmoden des Getriebes im Betriebszustand	165
7.4	Abgleich der berechneten und gemessenen abgestrahlten Schallleistung.....	168
7.5	Zusammenfassung der wesentlichen Einflussfaktoren auf die Übereinstimmungen / Abweichungen zwischen Rechnung und Messung.....	173
8	Zusammenfassung und Ausblick.....	179
9	Anhang	190
4. A	Anhang zu Kapitel 4.....	190
5. A	Anhang zu Kapitel 5.....	191
6. A	Anhang zu Kapitel 6.....	201
7. A	Anhang zu Kapitel 7.....	218
	Literaturverzeichnis	220

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter im Fachgebiet Strukturmechanik und Akustik der Technischen Hochschule Ulm.

Herrn Professor Dr.-Ing. Klaus Augsburg von der Technischen Universität Ilmenau möchte ich besonders danken für die Übernahme der Betreuung der Promotion. Der Entfernung und der Einschränkungen der Pandemie zum Trotz, trugen seine konstruktiven und anregenden Ratschläge maßgeblich zum Erfolg dieser Arbeit bei.

Herrn Professor Dr.-Ing. Stephan Husung von der Technischen Universität Ilmenau, dessen Expertise auf dem Gebiet des Model Based Systems Engineering international anerkannt ist, möchte ich ganz herzlich für die Übernahme der Begutachtung danken. Schließlich ist dies mit einem nicht unerheblichen Aufwand verbunden.

Herr Professor Dr.-Ing. Bernd Wender von der Technischen Hochschule Ulm hat durch seine wissenschaftliche Vorarbeit auf dem Gebiet der Getriebeakustik sowie die Betreuung meiner Vorgänger die Voraussetzungen für diese Arbeit geschaffen. Sein langjähriger und unermüdlicher Einsatz für das Akustiklabor ermöglichte es mir letztendlich, mich dort während und nach dem Masterstudium zu engagieren. Die außergewöhnlich verlässliche Zusammenarbeit war stets geprägt von viel Vertrauen und einer tiefen gegenseitigen Wertschätzung – dafür ein herzliches Dankeschön!

Den Mitarbeitern des Rechenzentrums der Hochschule Ulm, insbesondere Herrn Dipl.-Ing. (FH) Thomas Glöckler, danke ich für zahlreiche IT-Lösungen. Außerdem möchte ich mich auch bei meinen Vorgesetzten der Institute für Fahrzeugsystemtechnik und für Konstruktion und CA-Techniken bedanken. Herr Dipl.-Ing. (FH) Bernd Hummel sowie Herr Prof. Gottfried Goebel haben mein Promotionsvorhaben stets in vielerlei Hinsicht maßgeblich unterstützt. Meinem Kollegen B.Eng. Johannes Beckmann danke ich aufrichtig durch die Programmierung der Software zur Messdatenerfassung und –auswertung und seine Mitarbeit bei unzähligen weiteren Problemen, die wir gemeinsam gelöst haben. Die Beiträge von Herrn M.Eng. Simon Schneider während seiner Masterprojektarbeit auf dem Gebiet der MKS-Modellierung und Schallberechnung sind von unschätzbarem Wert für diese Arbeit. Als Doktorand gestaltet er nun die

wissenschaftliche Arbeit im Akustiklabor selbst mit und hat mir dankenswerterweise im unzähligen interessanten Unterhaltungen vielerlei Denkanstöße und Ideen gegeben. Auch den restlichen Kollegen an der THU, die hier nicht genannt wurden, möchte ich meinen Dank für die Unterstützung z.B. bei Arbeiten am Prüfstand aussprechen.

Meinen Vorgängern Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Graf, Herrn Prof. Dr.-Ing. Jochen Neher und Herrn Dr.-Ing. Stefan Falkenberger danke ich für die umfangreiche und gut dokumentierte Vorarbeit, die mir den Einstieg in die komplexe Thematik erst ermöglicht hat. Auch die zahlreichen Hinweise und fachlichen sowie privaten Gespräche haben die Arbeitsatmosphäre sehr angenehm gestaltet.

Die engagierte und tatkräftige Unterstützung vieler Studenten hat mir zahlreiche Untersuchungen deutlich erleichtert. In gemeinsamer Teamarbeit konnte die Anwendung komplexer Software-Pakete auf das für diese Arbeit notwendige Niveau gebracht werden.

Meine Familie hat mich über die gesamte Dauer der Promotion auf wundervolle Weise unterstützt und mir besonders in schwierigen Zeiten einen stärkenden Rückhalt gegeben, der mir stets eine Quelle der Motivation war.

Mein ganz besonderer Dank gilt dir, Alexandra. Es waren deine Liebe, deine Unterstützung und dein Verständnis, die mir den erforderlichen Rückhalt für den erfolgreichen Abschluss dieser Arbeit gegeben haben. Dafür werde ich dir stets dankbar sein.

Formelzeichen und Abkürzungen

Griechische Buchstaben und Formelzeichen:

α	Berührungswinkel (z.B. bei Schrägkugellagern)
α_{Abs}	Schallabsorptionsgrad
α_{D}	Konstante des DASSL-Solvers, abhängig von der Ordnung des Verfahrens und von der Zeitschrittweite
α_{r}	Koeffizienten des Nennerpolynoms beim Curve-Fitting-Algorithmus zur Bestimmung modaler Parameter PolyMAX
$\alpha_{\text{R}(j)}$	Proportionalitätskonstante für den Anteil der Massenmatrix bei der Rayleigh-Dämpfung
β_{D}	Vektor im DASSL-Solver, der von bereits berechneten Lösungen abhängt
β_{r}	Koeffizienten des Zählerpolynoms beim Curve-Fitting-Algorithmus zur Bestimmung modaler Parameter PolyMAX
$\beta_{\text{R}(j)}$	Proportionalitätskonstante für den Anteil der Steifigkeitsmatrix bei der Rayleigh-Dämpfung
Δ	Delta, Kennzeichnung einer Differenz
ε_{α}	Profilüberdeckung
ζ	Modale Dämpfung
η	Dynamische Viskosität
κ	Verhältnis der Halbachsen der Hertzschen Druckellipse
λ_i, λ_i^*	Komplex konjugierte Polstellen beim Curve-Fitting-Algorithmus zur Bestimmung modaler Parameter PolyMAX
ρ_{C}	Ersatzkrümmungsradius am Wälzpunkt
ρ_{L}	Dichte Luft
$\sigma(f)$	Abstrahlgrad in Abhängigkeit von der Frequenz
σ	Standardabweichung
φ_i	Verdrehung am Knoten i
$\varphi(t)$	Drehwinkel
Φ	Vektor der Eigenform
Φ_{C}	Constraint Modes, Verformungsmoden infolge statischer Belastungen bei der CMS

Φ_N	Fixed Constraint Modes, Eigenmoden mit festgehaltenen Schnittstellenknoten bei der CMS
$\dot{\Phi}_i$	Rotationsgeschwindigkeit des Knotens i in globalen Koordinaten
ω	Eigenkreisfrequenz
$\omega_{1/2/3}$	Rotationsgeschwindigkeiten im Inertialsystem
Ω	Kreisfrequenz
$\Omega_{1/2/3}$	Rotationsgeschwindigkeiten im bewegten Bezugssystem

Lateinische Buchstaben und Formelzeichen:

a	Beliebiger Vektor, gegeben im bewegten Koordinatensystem
a_{Achs}	Achsabstand
a_i	Beschleunigung des Knotens i
A	Transformationsmatrix (Verdrehung des Bezugssystems zum Inertialsystem)
A_{eq}	Äquivalente Schallabsorptionsfläche
b	Zahnradbreite
c_i	Zeitinvarianter Koordinatenvektor im bewegten Bezugssystem für einen unverformten Körper
c_L	Schallgeschwindigkeit Luft
c_γ	Auf die Zahnbreite bezogene Verzahnungssteifigkeit
C	Dämpfungsmatrix
C_{0r}	Statische radiale Tragzahl für Wälzlager
d_L	Steifigkeitsproportionale Lagerdämpfung
d_Z	Viskose Dämpfung eines Stirnradpaares
D_{PW}	Teilkreisdurchmesser bei Wälzlagern
D_W	Wälzkörperdurchmesser
D_Z	Lehrsches Dämpfungsmaß einer Stirnradpaarung
$E(\kappa)$	Elliptisches Integral bei der Berechnung der statischen Tragzahl für Wälzlager
f	Frequenz
f_S	Schroeder-Frequenz
f_0	Faktor zur Berechnung der statischen Tragzahl
F	Kraft

\tilde{F}	Effektivwert der Kraft
$g_{1/2}$	Gleichungen eines nichtlinearen Gleichungssystems
$\{g_i\}$	Partizipationsfaktoren bei der OMA
$h_{\ddot{u}}(f)^2$	Mittlere quadratische Übertragungsadmittanz
$H_{jk}(\Omega)$	Matrix der Übertragungsfunktionen
I	Einheitsmatrix
I_i	Trägheitstensor des Knotens i
I_{ni}	Schallintensität in Normalenrichtung der Teilfläche S_i
I_Z	Massenträgheitsmoment eines Zahnrads um seine Drehachse
k	Ordnung des BDF-Solvers
k_L	Lagersteifigkeit
K	Steifigkeitsmatrix
$K(\kappa)$	Elliptisches Integral bei der Berechnung der statischen Tragzahl für Wälzlager
L	Zählvariable der Zeitfenster bei der Berechnung der Leistungsspektren / Länge
L_i	Drehimpuls des Knotens i
L_W	Schalleistungspegel
$\overline{L_p}$	Gemittelter Schalldruckpegel
m_i	Masse des Knotens i
m_{red}	Auf die Zahnbreite bezogene, reduzierte Ersatzmasse einer Stirnradpaarung
M	Massenmatrix
n	Drehzahl
N	Anzahl
p	Modaler Freiheitsgrad
p_{Ord}	Grad des angesetzten Polynoms für das Curve-Fitting mit dem PolyMAX-Algorithmus
P	Abgestrahlte Schalleistung
P_0	Bezugswert der Schalleistung für die Pegelrechnung; $P_0=10^{-12}$ W
q	Vektor der Freiheitsgrade einer diskretisierten Struktur
r	Laufbahnrillenradius
r_b	Grundkreisradius

r_i	Koordinatenvektor im bewegten Bezugssystem für einen verformten Körper
R_i	Matrix der Auto- und Kreuzkorrelationen
s	Schmiegung, Verhältnis von Rillenradius zu Wälzkörperdurchmesser
$S_{(i)}$	Flächeninhalt einer schallabstrahlenden Oberfläche
S_0	Bezugsfläche (hier 1 m^2)
S_{yy+}	Positives Leistungsspektrum
$t_{(n)}$	Zeit(schrittweite)
T	Transformationsmatrix bei der Modellordnungsreduktion
T_{60}	Nachhallzeit (Abnahme des mittleren Schalldruckpegels in einem schallharten Raum nach einem Impuls um 60 dB)
u_i	Knotenverschiebung des Knotens i
v	Schallschnelle
\tilde{v}	Effektivwert der Schallschnelle
$\overline{\tilde{v}^2}$	Flächengewichteter Effektivwert der Schallschnelle
v_i	Geschwindigkeit des Knotens i
$\{v_i\}$	Mit dem PolyMAX-Algorithmus ermittelte Eigenformen
v_t	Umfangsgeschwindigkeit
V	Raumvolumen
w_k	Exponentialfunktion zur Reduktion des Leck-Effekts
x_B	Koordinatenvektor eines bewegten KS im Inertialsystem
x_i	Koordinatenvektor eines Knotens im Inertialsystem
x_n	Flankenabstand gemessen in Normalenrichtung der Flanke
X	FHG eines reduzierten Systems
y_k	Diskret abgetastetes Signal
z	Zähnezahl
$z(t)$	Zustandsvektor
Z	Anzahl Wälzkörper

Abkürzungen

AML	Automatically Matched Layer, absorbierende Schicht in der akustischen FEM zur Vermeidung von Reflexionen
-----	--

BDF	Backwards Differentiation Formulae, implizite numerische Methode zum Lösen differentiell-algebraischer Gleichungen
BEM	Randelement-Methode
BG	Baugruppe
CMS	Component Mode Synthesis, Reduktionsmethode
Corr	Korrelation
DASSL	Differential / Algebraic System Solver, in MKS-Programmen genutzter Algorithmus basierend auf einem BDF-Verfahren
DFT	Diskrete Fourier Transformation
DMS	Dehnmessstreifen
EF	Eigenfrequenz
EFO	Eigenform
EKL	Elementkantenlänge
EMA	Experimentelle Modalanalyse
EMP	Empirisch
ERP	Equivalent Radiated Power, Schallleistung für Abstrahlgrad 1
FE(M)	Finite Elemente (Methode)
FFT	Fast Fourier Transformation
FHG	Freiheitsgrad
FRA	Frequency Response Analysis
IBEM	Indirekte Randelement-Methode
KS	Koordinatensystem
LKME	Lagerkraftmesseinrichtung
LR	Lower Residual, Residuen zur Berücksichtigung von Moden unterhalb eines betrachteten Frequenzbereichs
MAC	Modal Assurance Criterion
MAX	Maximum
MIN	Minimum
MKS	Mehrkörpersimulation
OBMA	Order Based Modal Analysis, ordnungsbasierte Modalanalyse
OMA	Operational Modal Analysis, Betriebsmodalanalyse
PMO	Parametrische Modellordnungsreduktion
RMA	Rechnerische Modalanalyse
SDF	Statischer Drehwegfehler
Stabw	Standardabweichung

UR	Upper Residual, Residuen zur Berücksichtigung von Moden oberhalb eines betrachteten Frequenzbereichs
WBT	Wave Based Technique
ZEF	Zahneingriffsfrequenz
ÜF	Übertragungsfunktion

Indizes

a	Bezüglich des Wälzlageraußenrings
abs	Betrag
ax	Axial
CMS	Bezüglich d. Reduktionsmethode Component Mode Synthesis
eig	Kennzeichnung Eigenform / -frequenz
EXT	Externe Kräfte und Momente
ges	gesamt
GYROS	Gyroskopische Kräfte
i	Knoten i / Zählvariable / bezüglich des Wälzlagerinnenrings / Imaginäre Einheit
j	Zählvariable / Imaginäre Einheit
k	Zählvariable
INT	Interne Kräfte und Momente
Korr	Korrekturterm zur Berücksichtigung von Störeinflüssen
m	gemessen
min	minimal
max	maximal
N	Knotenanzahl
NL	Nichtlineare Kräfte
red	reduziert, z.B. mit der Methode CMS
t	Bezüglich der Schnittstellenknoten bei der CMS-Reduktion
VGL	Bezogen auf Vergleichsschallquelle
w	Bezüglich der Wälzkörper
1	Kennzeichnung des Inertialsystems / Nummerierung
2	Kennzeichnung des bewegten Koordinatensystems / Nummerierung
∅	Durchschnittswert

1 Einleitung

Getriebe sind in technischen Anwendungen allgegenwärtig. Sei es im industriellen Bereich, in Windkraftanlagen oder allerlei Arten von Fahrzeugen – sie sind unabdingbar, wenn es darum geht, Antriebe unter effizienten und optimalen Betriebsbedingungen einzusetzen. Jedoch neigen Getriebe als hauptsächlich mechanische Maschinen dazu, einen Teil der übertragenen Leistung in Schall umzuwandeln. Nicht zuletzt aufgrund der bemerkenswert hohen Empfindlichkeit des menschlichen Ohres kann dies problematisch sein. Die negativen Auswirkungen von Lärm erstrecken sich vom reinen Komfortproblem bis hin zu ernsthaften gesundheitlichen Beeinträchtigungen, abhängig von Art, Dauer und Lautstärke eines als störend empfundenen Geräusches [176, 178]. Die Weltgesundheitsorganisation (WHO) [175] berichtet 2014 von einer weitreichenden Lärmexposition der europäischen Bevölkerung als Folge der zunehmenden Urbanisierung. Die beschriebenen Auswirkungen reichen von Unwohlsein, Stress, usw. bis hin zu einer ernstzunehmenden Zunahme an Herz-Kreislauf-Erkrankungen und dadurch verursachten Todesfällen [175]. Diese Erkenntnisse werden in einem jüngeren Bericht der European Environment Agency [35] bestätigt. Die Lärmexposition wird dabei hauptsächlich auf den Straßenverkehr zurückgeführt und ist nach der Luftverschmutzung der zweitgrößte Verursacher von gesundheitlichen Schäden infolge von Umweltverschmutzung [35]. Insbesondere nächtliche Lärmexpositionen sind kritisch zu sehen, da bereits ab einem über die Nacht gemittelten Schalldruckpegel von 40 dB(A) gesundheitliche Beeinträchtigungen nachgewiesen werden können [8]. Schätzungen zufolge leben über die Hälfte der EU-Bevölkerung in akustisch als nicht angenehm einzustufenden Gebieten [8]. Aufgrund der wachsenden Weltbevölkerung und der damit verbundenen weiteren Urbanisierung ist mit einer Verschärfung des Problems zu rechnen. Dementsprechend ist auch eine Abnahme der zulässigen Grenzwerte z.B. in der europäischen Verordnung über den Geräuschpegel von Kraftfahrzeugen zu beobachten [182]. Doch auch in Bezug auf Komfort hat sich die Bewertung des akustischen Verhaltens geändert, da dieses in zunehmendem Maße als Kaufargument in Erscheinung tritt [46]. Störende akustische Auffälligkeiten werden meist mit einer Fehlfunktion assoziiert, selbst wenn das Fahrzeug aus technischer Sicht einwandfrei funktioniert. Damit lässt sich festhalten: Sowohl der Markt

als auch der Gesetzgeber fordern leisere Fahrzeuge, um Lärmschutzvorschriften und Anforderungen an Geräuschkomfort zu erfüllen.

Der Fokus der notwendigen akustischen Optimierungen lag lange Zeit auf dem Verbrennungsmotor als Hauptgeräuschquelle des Antriebsstrangs. Dadurch konnte der Konstantfahrt-Geräuschpegel im Fahrzeuginnenraum bei 100 km/h von einer Fahrzeuggeneration zur nächsten kontinuierlich über die letzten Jahrzehnte um durchschnittlich etwa 1,5 bis 2 dB(A) gesenkt werden [178]. Dadurch verringerte sich auch der Maskierungseffekt, sodass Geräusche von Nebenaggregaten, Getriebe etc. nicht mehr gänzlich vom Motorgeräusch überdeckt werden. Mit dem Aufkommen von noch leisere Elektro- und Hybridfahrzeugen verstärkte sich dieses Phänomen, sodass dadurch insbesondere die Getriebeakustik an Bedeutung zugenommen hat [120]. Es ist damit zu rechnen, dass dies durch die Miniaturisierung elektrischer Antriebe zur Effizienzsteigerung (siehe [176]) verstärkt wird, da die Drehzahlen steigen und somit die Zahneingriffsfrequenzen in einem größeren Frequenzbereich anregen können. Außerdem wandern die Anregungsfrequenzen in einen höherfrequenten Bereich, der tendenziell als unangenehmer wahrgenommen wird [89]. Folglich erfordern die Anforderungen von Markt und Gesetzgebern ebenfalls eine Berücksichtigung des Getriebes in Bezug auf Schallabstrahlung und Psychoakustik.

Lärm- und Schwingungsprobleme lassen sich in der Regel meist nur bedingt mindern, wenn ein Produkt sich bereits in der Produktion befindet, da konstruktive Änderungen Verzögerungen und hohe Kosten mit sich bringen. Auch die Fertigung und messtechnische Untersuchung von Prototypen ist zeit- und kostenintensiv. Daher gewinnt die Simulation vom Beginn des Produktentstehungsprozesses an kontinuierlich an Bedeutung. Mittlerweile lassen sich die zahlreichen und oft komplexen Zielkonflikte auch kaum anders lösen. So steht beispielsweise der aufgrund von CO₂-Emissionseinsparungen geforderte Leichtbau im Konflikt mit der Forderung nach leisem Betriebsverhalten, da Gewichtsoptimierungen oftmals zu größeren Verformungen aufgrund verminderter Steifigkeit führen. Dadurch neigen die gewichtsoptimierten Strukturen zu höheren Schwingungsamplituden und zur dementsprechend stärkeren Geräuschentwicklung.

Zur rechnerischen Abbildung des akustischen Verhaltens von Getriebegehäusen wurde lange Zeit die Finite-Elemente-Methode (FEM) für die Strukturmechanik, gekoppelt mit der Randelementmethode (BEM) für

die Schallabstrahlung, eingesetzt, z.B. [52, 110, 171]. Da die FEM klassischerweise von linearen bzw. linearisierten Modellen ausgeht, stößt diese Vorgehensweise an ihre Grenzen, wenn das Gesamtgetriebe betrachtet wird. Nichtlineare Maschinenelemente wie Lager und Zahnradpaare lassen sich nicht zufriedenstellend mit einem linearen Modell abbilden und nichtlineare FEM-Analysen erlauben aufgrund des hohen Rechenaufwands nur unzureichend kurze simulierte Zeitspannen. Durch die Neuerungen im Bereich der Mehrkörpersimulation (MKS) konnte sich diese hingegen im Bereich der Getriebesimulation etablieren. Dazu waren insbesondere geeignete Lager- und Verzahnungsmodelle sowie die Einbindung der elastischen Struktureigenschaften der Einzelteile notwendig, da die „klassische“ Starrkörper-MKS keine Strukturschwingungen berücksichtigen kann. Da MKS-Simulationen zur Abbildung der Nichtlinearitäten im Zeitbereich ablaufen, sind die Ergebnisse als Eingangswerte für die Akustikanalyse in den Frequenzbereich zu transformieren. Die Akustikanalyse ist im Frequenzbereich besonders effizient und bestens erprobt. Sie kann mittlerweile nicht nur mit der BEM, sondern auch mit speziellen alternativen Verfahren z.B. aus dem FEM-Bereich durchgeführt werden. Es stehen also prinzipiell geeignete Simulationswerkzeuge zur Verfügung, um das akustische Betriebsverhalten kompletter Getriebe rein rechnerisch zu untersuchen.

In den letzten Jahren haben einige Softwarehersteller ihre kommerziellen Tools in dieser Hinsicht deutlich erweitert und insbesondere die Benutzerfreundlichkeit erhöht. Dadurch eröffnen sich die Berechnungsmöglichkeiten einem weiten Anwenderfeld, das längst nicht mehr nur aus Spezialisten besteht [32]. Dies erfordert umso mehr eine gründliche Validierung der Modelle, da nur dann ein breiter Einsatz sinnvoll ist. Die Definition von „Validierung“ ist hier angelehnt an die Definition wie sie von der American Society of Mechanical Engineers in ihrer Norm PTC 60 / V&V 10 [142] angegeben wurde. Demnach ist es das Ziel einer Validierung, zu bestimmen, wie gut ein Modell im Sinne seines ursprünglichen Einsatzzweckes die Realität beschreibt. Da sich die Modellgüte mit der Zeit ändert, ist dieser Prozess nicht einmalig, sondern sollte mit jeder Neuerung erneut angewandt werden. In Bezug auf die Simulation von gesamten Getrieben mit der Mehrkörpersimulation findet sich bisher keine umfangreiche Validierung der dem aktuellen Stand der Technik entsprechenden Modelle. Idealerweise wird dabei ein Abgleich mit Messdaten von der Anregung über die Schwingungsübertragung hin zum Körper- und Luftschall vorgenommen. Unter Einbezug von Bauteilabweichungen

in die Betrachtungen lässt sich damit ein deutlich klareres Bild der Ursachen für Abweichungen zwischen Rechnung und Messung zeichnen. Genau das soll diese Arbeit leisten. Hierzu wird ein von ursprünglich sechs auf „nur“ zwei Verzahnungsstufen umgebautes manuelles PKW-Schaltgetriebe mit komplexem Aluminium-Gussgehäuse als Versuchsträger verwendet. Die umfangreichen rechnerischen und messtechnischen Untersuchungen sollen Aufschluss geben über die Stärken und Schwächen der angewandten Simulationsmethoden, die Auswirkungen geometrischer Unzulänglichkeiten und die erreichbare Genauigkeit der rechnerischen Schwingungs- und Schallprognosen aufzeigen. Eine Diskussion der Übertragbarkeit der Ergebnisse auf anderer Getriebetypen beleuchtet dabei, welche grundlegenden Herausforderungen bei der Getriebesimulation noch zu bewältigen sind. Damit soll diese Arbeit einen umfangreichen konstruktiven Beitrag zur Weiterentwicklung der akustischen Getriebesimulation leisten und gleichzeitig ein ganzheitliches Validierungskonzept aufzeigen.

2 Stand des Wissens

In diesem Abschnitt 2 sollen, zusammen mit dem derzeitigen Stand der Erkenntnisse, neben der Beschreibung der Schallentstehung die Grundlagen der verwendeten analytischen und experimentellen Systeme und Werkzeuge möglichst kompakt aufgeführt werden. Allerdings werden dabei mehrere, bisher weitgehend separat betrachtete Bereiche mit jeweils hoher Forschungsaktivität erstmalig in einem einheitlichen Kontext verknüpft, sodass sich ein erhöhter Umfang der Literaturübersicht nicht vermeiden lässt.

2.1 Schallentstehung in Fahrzeugschaltgetrieben

Die primären inneren Geräuschanregungsquellen in Getrieben stellen die Zahneingriffe dar. Dafür sind mehrere Phänomene verantwortlich, die sich in ihrem Einfluss durchaus unterscheiden [76, 86, 93, 159, 167]:

1. Das Drehmoment wird mit einer stetig oszillierenden Anzahl an im Eingriff befindlichen Zähnen übertragen, sodass die Zahneingriffsteifigkeit zeitlich veränderlich ist. Betrachtet man eine Zahnradpaarung als schwingungsfähiges System, so ergibt sich dadurch eine Parameteranregung. Dies ist der Hauptanregungsmechanismus, der eine Anregung mit der Zahneingriffsfrequenz (ZEF) bewirkt, die sich als Produkt von Zähnezahl z und Zahnrad-Drehfrequenz n ergibt, siehe Gl. (2-1).

$$f_{\text{ZEF}} = z \cdot n \quad (2-1)$$

2. Wie alle maschinell gefertigten Bauteile unterliegen auch die Zahnräder Fertigungs- und Montageabweichungen, sodass sich hieraus Weganregungen ergeben können. Auch beabsichtigte Flankenmodifikationen, z.B. zur Verbesserung der Tragfähigkeit, können unter bestimmten Betriebsbedingungen eine solche Anregung verursachen. Diese Anregungen können zum einen die Amplitude der Anregung bei der ZEF beeinflussen, zum anderen abhängig vom Fertigungsverfahren selbst mit oftmals nicht direkt zuzuordnenden Frequenzen anregen, weshalb diese oft „Geisterfrequenzen“ genannt werden.
3. Lastbedingte Deformationen der Zähne können einen vorzeitigen Eingriff bewirken, der einen Kraftimpuls erzeugt. Eine Stoßimpuls-

folge wiederum erzeugt Vielfache der ZEF. Diese weisen in der Regel kleinere Amplituden als die ZEF auf, sodass im Allgemeinen die Phänomene 1. und 2. dominieren. Bei ungünstig ausgelegten Verzahnungen, z.B. mit zu kleiner Profilüberdeckung kann jedoch insbesondere die zweite Harmonische deutlich überhöht auftreten.

Es existieren darüber hinaus noch weitere, in ihrem Einfluss jedoch untergeordnete Anregungsmechanismen. So erfolgt beim Abwälzen der Zahnflanken aufeinander eine Reibkraftumkehr, die ebenfalls einen Kraftimpuls erzeugt, der umso weiter in den Hintergrund tritt, je höher Drehzahl und Drehmoment werden [86, 93]. Bei niedrigen Momenten oder hohen dynamischen Belastungen kann es zum Abheben der Flanken und sog. Rückenflankenschlagen (auch: Rasseln, Hämmern) kommen. Alle Anregungsmechanismen werden zudem durch die Elastizitäten, Dämpfungen und Belastungen von Wellen, Lagern und Gehäuse beeinflusst.

Als weitere innere Anregungsquelle kommen die Wälzlager in Betracht, da diese eine sich periodisch ändernde, nichtlineare Steifigkeit aufweisen. Bedingt durch die kinematischen Zusammenhänge im Lager ergeben sich unterschiedliche Überrollfrequenzen der Wälzkörper für Außen- und Innenring sowie den Wälzkörperkäfig. Im einwandfreien Zustand sind diese kinematischen Grundfrequenzen jedoch nur schwach ausgeprägt [76], sodass das Lager die Akustik vielmehr als Übertragungselement zwischen Wellen und Gehäuse beeinflusst. Bei defekten Lagern hingegen treten sie deutlich stärker in Erscheinung, oftmals auch als Seitenbänder der ZEF und deren Harmonischen. Ebenso können auch Unwuchten der Wellen als Seitenbänder (mit dem Abstand der Drehfrequenz) der ZEF auftreten. Da die heutigen Auswucht- und Fertigungsverfahren sehr ausgereift sind, ist eine Unwuchterregung allerdings meist nur schwach ausgeprägt.

Äußere Anregungen machen sich bemerkbar in Form von Torsionsschwingungen als Folge von Drehungleichförmigkeiten der Antriebsmaschine und als Vibrationen, die über Anbindungspunkte des Getriebes an die Umgebung eingeleitet werden. Unwuchten und Fehlausrichtungen von Kupplungen können zudem Seitenbänder der ZEF im Abstand der Wellendrehfrequenz erzeugen. Bei Ausrichtfehlern treten zusätzlich oft die Harmonischen der Drehfrequenz in den Seitenbändern auf [76].

Die genannten Anregungen regen das meist dünnwandige Getriebegehäuse zum Schwingen an, sodass dieses das wesentliche schallabstrah-

lende Element ist. Der Großteil des Schalls wird also nicht von den Anrengungsquellen selbst abgestrahlt, sondern tritt erst durch die Umwandlung von Körper- in Luftschall in Erscheinung [63, 78, 86, 167]. Der Schall, der von der Verzahnung selbst erzeugt wird, trägt aufgrund der Abschirmwirkung des Gehäuses nur einen kleinen Anteil ($< 10\%$) zur gesamten Schallleistung bei [86]. Durch Übertragung der Schwingungen auf andere abstrahlfähige Strukturen über Anbindungspunkte kann zudem ein sog. Sekundärschall erzeugt werden [86, 167]. Die charakteristischen Geräusche von Getrieben werden meist als „Getriebeheulen“ bezeichnet [86].

Diese Art der Schallentstehung kann mathematisch mit Hilfe der maschinenakustischen Grundgleichung beschrieben werden, anhand derer sich sehr anschaulich die Ursachen und Einflüsse aufzeigen lassen, siehe (2-2) [77]. Daher wird sie in zahlreichen Werken verwendet, die sich mit der Schallentstehung in Getrieben befassen, z.B. [13, 45, 78, 86, 93, 126, 136, 167, 180].

$$P(f) = \rho \cdot c \cdot \tilde{F}^2(f) \cdot h_{\tilde{u}}^2(f) \cdot \sigma(f) \cdot S \quad (2-2)$$

Die Schallleistung $P(f)$ hängt dabei ab von [77]:

- der Dichte ρ und Schallgeschwindigkeit c des umgebenden Mediums;
- der frequenzabhängigen quadratischen Erregerkraft $\tilde{F}^2(f)$;
- der frequenzabhängigen quadratischen Übertragungsadmittanz $h_{\tilde{u}}^2(f)$ (zeitlich und örtlich gemittelt), die das Verhältnis aus der mittleren effektiven Schnelle an der Oberfläche und der effektiven Anregungskraft darstellt;
- dem frequenzabhängigen Abstrahlgrad $\sigma(f)$, der das Abstrahlverhalten des Gehäuses charakterisiert;
- der abstrahlenden Gehäuseoberfläche S .

Folglich wird die Schallleistung bestimmt durch die inneren und äußeren Anregungen, das Übertragungsverhalten des Gehäuses und Zahnrad-Welle-Lager-Systems, die Gehäuseoberfläche sowie das Abstrahlverhalten des Gehäuses [86]. Diese Faktoren werden vornehmlich von den Geometrien und den Werkstoffeigenschaften der Einzelteile beeinflusst. Es ist zu beachten, dass die beschriebenen Zusammenhänge nur für eine Anregungskraft, die punktuell an der Struktur angreift, gelten. Bei mehreren Anregungskräften ist die Schnelleverteilung auf der Oberfläche separat für jede Kraft zu ermitteln und anschließend das Superpositionsprinzip

anzuwenden [77]. Diese sehr einprägsame, modellhafte Beschreibung der Schallentstehung unterstreicht die Eignung der Schalleistung als Größe zur Bewertung der akustischen Eigenschaften eines Getriebes. Konsequenterweise dient sie auch als Vergleichsgröße zwischen Messung und Rechnung. Da es sich um eine skalare Größe handelt, muss je Frequenz(band) nur ein Wert verglichen werden.

In den nächsten Kapiteln werden daher die Grundlagen und der Stand der Technik der rechnerischen und messtechnischen Ermittlung der Schalleistung detaillierter beschrieben. Dies umfasst auch die Schallentstehung, um einen möglichst ganzheitlichen Blick auf die Schallabstrahlung von Getrieben zu ermöglichen. Darauf aufbauend lassen sich die Zielsetzung dieser Arbeit und die Anforderungen an die Validierung der Schalleistungsberechnung bei PKW-Schaltgetrieben präzisieren.

2.2 Simulationswerkzeuge zur Untersuchung der Schallabstrahlung von Getrieben

In den folgenden Abschnitten werden die in den im Entstehungszeitraum dieser Arbeit gängigen MKS- und FEM-Programmen implementierten Berechnungsmethoden und Modellierungsoptionen zur Untersuchung der Schallabstrahlung von Fahrzeuggetrieben erläutert. Soweit zweckmäßig wird zudem auf ältere, beispielsweise rein auf FEM basierende Ansätze eingegangen. Eine vollumfängliche Behandlung der Literatur ist aufgrund der Vielzahl an Themen nicht möglich. Deshalb wird nur auf die wesentlichen Arbeiten eingegangen.

2.2.1 Berechnungsablauf zur dynamischen und akustischen Analyse von Getrieben

In den anfänglichen rechnergestützten Verfahren zur Schallsimulation kommen zunächst nur Abschätzverfahren, die auf der akustischen Grundgleichung, Biegeschwingungen von Platten und Kugelstrahlern basieren zum Einsatz [77, 166]. Eine genaue Analyse ist damit jedoch nicht möglich, sodass im Zuge der Etablierung der FEM numerische Näherungsverfahren herangezogen werden. So verwenden beispielsweise Wender et al. [171], Graf [52, 110, 171] eine FEM-basierte Berechnungskette bestehend aus Modal-, Frequenzgang- und Akustikanalyse. Dabei wird in der Modalanalyse zunächst das Eigenschwingverhalten der untersuchten Struktur berechnet. Mit Hilfe des daraus gewonnenen modalen Modells sowie auf Annahmen oder Messdaten beruhenden Anregungskräften und

Dämpfungen kann anschließend in der Frequenzganganalyse die Verteilung der Oberflächengeschwindigkeiten ermittelt werden. Für die Akustikanalyse mit der Randelementmethode oder der akustischen FEM stellen diese Geschwindigkeiten eine erforderliche Randbedingung dar, mit der sich die Schallabstrahlung berechnen lässt. Diese Untersuchungen beschränken sich hauptsächlich auf Getriebegehäuse, erzielen dennoch für alle drei Schritte der Kette eine gute bis sehr gute Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung. Andere, auf die Strukturdynamik von Getrieben beschränkte Untersuchungen von Choy und Ruan [25, 81] sowie Kubur [81] bilden hingegen das gesamte Getriebe als FE-Modell ab unter Verwendung einfachster Lager- und Verzahnungsmodelle. Die Lösung erfolgt mit modaler Summation [25] entweder im Zeit- oder im Frequenzbereich [81]. Auch hier werden einzelnen ausgewählten Größen, wie z.B. den Oberflächengeschwindigkeiten oder dem dynamischen Eingriffsfehler Messdaten gegenübergestellt. Kubur [81] erreicht z.T. erstaunlich gute Übereinstimmungen. Neher [110] bezieht ebenfalls Wälzlager und Wellen in seine FE-Modelle mit ein, kann allerdings aufgrund der Nichtlinearität eines solchen Systems große Unsicherheiten in den Ergebnissen der Modalanalysen feststellen, sodass die Übereinstimmung mit der Simulation entsprechend unbefriedigend ist. Letztlich kann er aufzeigen, dass linearisierte Steifigkeitsmatrizen das komplexe Wälzlagerverhalten nur unzureichend abbilden und daher die FEM in dieser Hinsicht an ihre Grenzen stößt. Ein weiterer schwieriger Aspekt der FE-basierten Berechnungskette ist die Ermittlung realistischer Anregungskräfte, weshalb Guo et al. [56] ein analytisches Verzahnungsmodell verwendet, um die Anregung eines FE-Gehäusemodells zu berechnen. Dabei wird die Gehäusesteifigkeit eines einfachen Schweißgehäuses vereinfacht über eine Nachgiebigkeitsmatrix berücksichtigt. In einer Frequenzganganalyse werden die Oberflächengeschwindigkeiten ermittelt und die Schallabstrahlung mit der BEM berechnet. Der Vergleich der gemessenen und berechneten Schalldruckpegel zeigt zum Teil eine gute Übereinstimmung auf, jedoch weisen die Messwerte eine starke Streuung auf. Falkenberger [36] berechnet in seinen Untersuchungen die Anregungskräfte mit Hilfe eines MKS-Modells, das jedoch das Gehäuse nicht berücksichtigt. Zur Validierung nutzt er einen Prüfstand, dessen Besonderheit die zwischen dem Getriebegehäuse und einer Welle installierte Lagerkraftmesseinheit (LKME) ist, mit der zumindest an einem Lager ein Abgleich der berechneten Lagerkräfte mit den gemessenen erfolgt. Zudem ist der Prüfraum mit schallharten Wänden ausgestattet. Dies ermöglicht die Messung der

Schalleistung nach DIN EN ISO 3743-1 [99]. Sowohl bei den Lagerkräften als auch bei der Schalleistung zeigen sich abhängig vom Betriebspunkt und betrachtetem Frequenzband z.T. sehr gute Übereinstimmungen. Abweichungen v.a. im unteren Frequenzbereich weisen hingegen auf den fehlenden Einfluss des Gehäuses im MKS-Modell hin.

Der Einsatz von MKS-Modellen in der Akustiksimulation reicht jedoch deutlich weiter zurück. So dokumentiert Steffens im Jahr 2000 bereits ein MKS-Modell eines Getriebe-Motor-Verbunds [153]. Dabei werden z.T. bereits flexible Strukturen wie Wellen berücksichtigt, lange bevor dies in der MKS üblich wird. Obwohl einfachere Verzahnungs- und Lagermodelle zum Einsatz kommen, können die Anregungskräfte an den Getriebe- und Kurbelwellenlagern berechnet werden. Da das Kurbel- und das Getriebegehäuse im MKS-Modell als starr angenommen werden, kann deren Einfluss auf das dynamische Verhalten der Wellen und Zahnräder jedoch nur unzureichend erfasst werden. Zunächst werden nur Winkelbeschleunigungen und Drehmomente mit Messdaten verglichen, in aufbauenden Arbeiten [154] zusätzlich auch einzelne Körper- und Luftschallergebnisse mit einer guten Übereinstimmung. In [154] wird außerdem mit elastischen Gehäusen in der MKS gerechnet. Die damit berechneten Kräfte werden in einer Frequenzganganalyse (Frequency Response Analysis, FRA) dem FE-Gehäusemodell aufgeprägt und die daraus resultierenden Oberflächengeschwindigkeiten wiederum als Randbedingung für eine Akustikanalyse verwendet. Speziell auf die Analyse von Getrieben zugeschnittene MKS-Software, die eine genauere Abbildung von Verzahnungen und Lagern ermöglicht, entsteht zunächst im Forschungsumfeld, wie z.B. das Programm DYLA "" [75]. Mit diesem erstellt Klein [75] ein Gesamtmodell eines Getriebes, das die Wechselwirkung zwischen dem Lager-Welle-Zahnrad-System mit einem FE-basierten, rein statisch reduzierten (Reduktionsverfahren siehe Kapitel 2.2.3) Gehäuse abbildet. Dieses Modell ermöglicht ebenfalls die Berechnung von Lagerkräften an verschiedenen Betriebspunkten sowie Eigenschwingungsanalysen des Gesamtsystems. Diese Ergebnisse werden in [75] jedoch nicht mit Messdaten abgeglichen. Sanzenbacher [135] nutzt in ihrer Arbeit zur Reduzierung von Getriebegeräuschen durch Körperschallminderungsmaßnahmen ein kommerzielles MKS-Programm zur Abbildung eines gesamten Getriebes basierend auf reduzierten FE-Modellen. Diese Modelle der Einzelteile werden dabei keiner messtechnischen Validierung unterzogen. Es werden trotzdem gute Übereinstimmungen zwischen berechneter und gemessener Gehäusebeschleunigung erreicht. Eine Akustikanalyse wird in [135] nicht

durchgeführt, da insbesondere die Körperschallanregung fokussiert betrachtet wird. Eine vollständige auf der Mehrkörpersimulation mit flexiblen Körpern von Gesamtgetrieben basierende Berechnungskette wird von Kirsch et al. [74] vorgestellt. Dabei werden die im Zeitbereich ermittelten Oberflächenverschiebungen als Eingangsgrößen für eine FE-basierte Akustikrechnung verwendet. Der Körperschall und die Luftschallabstrahlung werden für zwei Industriegetriebe mit Messdaten abgeglichen. Beim Körperschall wird z.T. eine deutlich bessere Übereinstimmung als beim Luftschall erreicht, sodass die Berechnungsmethodik v.a. für vergleichende Studien empfohlen wird.

Wegerhoff [168] verwendet in seinen Untersuchungen ebenfalls vollflexible Modelle zur Abbildung eines elektrischen Antriebsstrangs in der MKS. Der Antrieb besteht aus einer permanenterregten Synchronmaschine, einem nicht schaltbaren zweistufigen Getriebe und einem Differenzial. Die Validierung des MKS-Modells erfolgt im Wesentlichen über den Vergleich des berechneten und gemessenen Körperschalls in verschiedenen Hochlaufszenerarien in einem Frequenzbereich bis 5 kHz. Dabei können die akustisch auffälligen Amplitudenüberhöhungen durch das MKS-Modell gut abgebildet werden, und es wird exemplarisch die Eignung der MKS zur Lösung von Resonanzproblemen aufgezeigt. In den Betriebspunkten mit geringerem Körperschallniveau werden hingegen stärker ausgeprägte Resonanzen in der Simulation beobachtet, sodass in diesen Bereichen keine zufriedenstellende Übereinstimmung erreicht wird. Letztlich zeigt dies, dass auf eine Systemvalidierung im Produktentwicklungsprozess nicht verzichtet werden kann. Ihr Umfang kann dennoch durch die gewonnenen Erkenntnisse insbesondere bei erfahrenen MKS-Anwendern reduziert werden.

Einige auf dem Markt erhältlichen Softwarepakete ermöglichen mittlerweile eine ganzheitliche Durchführung einer akustischen Analyse von Getrieben. So kann beispielsweise mit Siemens Simcenter 3D sowohl die FE- als auch die MKS- und Akustikberechnung durchgeführt werden. Eine weitere im Antriebsbereich angesiedelte Software ist AVL EXCITE, das sowohl MKS-Untersuchungen, als auch darauf aufbauende Akustiksimulationen von Getrieben ermöglicht. Andere MKS-Programme verfügen zwar u.a. über spezielle Kraftelemente für die detaillierte Abbildung von Verzahnungen und Lagern und sind daher prinzipiell geeignet für Getriebesimulationen, erweisen sich aber aufgrund der fehlenden Möglichkeit zur Akustiksimulation als anwenderunfreundlich. So stellt beispielsweise die Vorbereitung der Geschwindigkeiten der Gehäuseoberflächenknoten für

die Akustikanalyse in einer anderen Software oftmals ein praktisches Problem dar, dass nur mühsam mit Hilfe von Makros gelöst werden kann [65]. Daher werden in dieser Arbeit Siemens Simcenter 3D und AVL EXCITE verwendet, die eine direkte Anbindung der Akustiksimulation an die MKS ermöglichen.

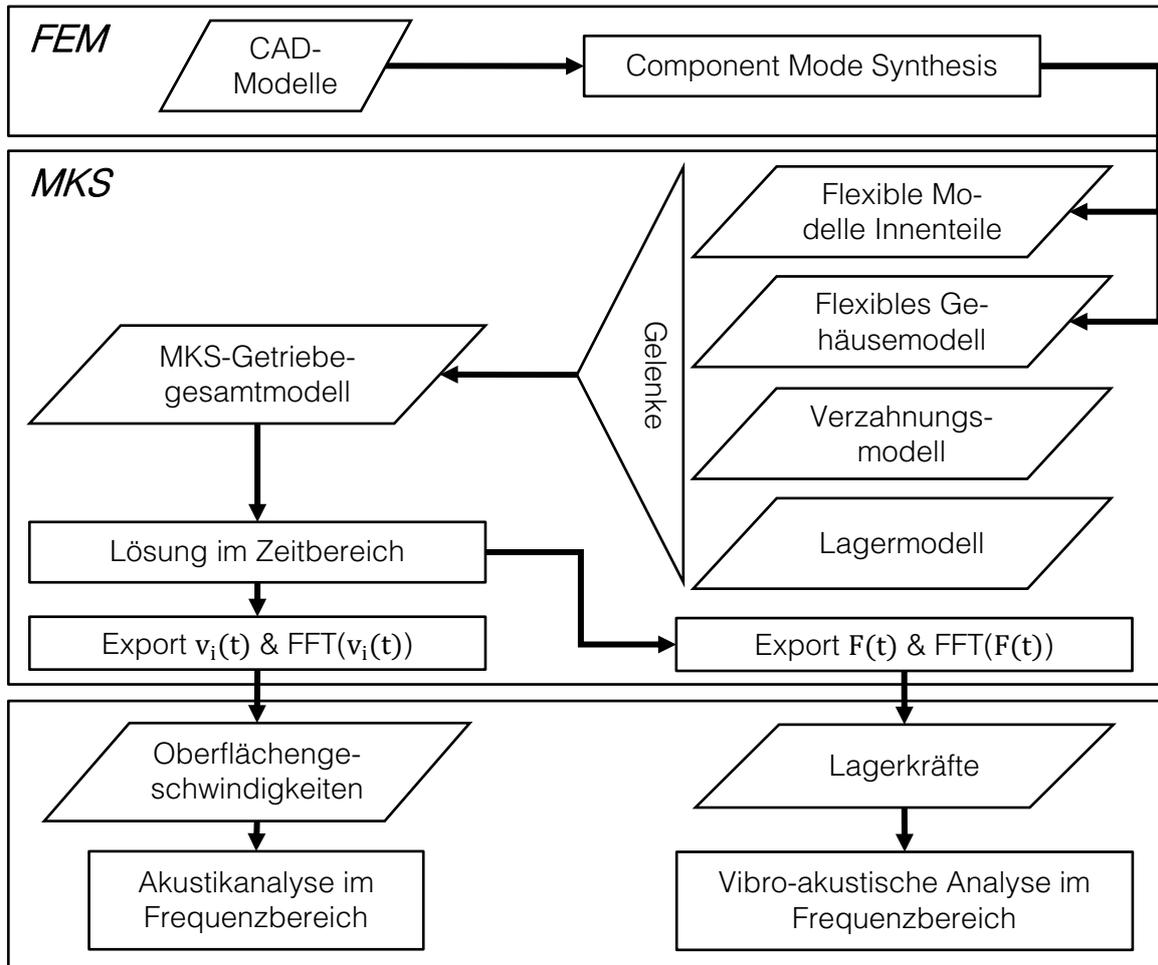


Abb. 2-1: Ablauf der rechnerischen Akustikanalyse (alternativ) von Getrieben

Wie in Abb. 2-1 dargestellt, werden dabei jedoch zwei unterschiedliche Ansätze verfolgt:

- Siemens Simcenter 3D: Mit einem MKS-Modell werden die Lagerkräfte berechnet und diese auf ein vibro-akustisches FE-Modell des Gehäuses aufgegeben. Dabei werden die Strukturmechanik und die Akustik in einem gekoppelten Modell abgebildet. Durch die Verwendung eines Modalraummodells für die Struktur wird die Analyse deutlich beschleunigt.

- AVL EXCITE: Hier wird eine andere Vorgehensweise herangezogen. Da die Oberflächengeschwindigkeiten, die für die Akustikanalyse benötigt werden, im Zeitbereich vorliegen, können diese direkt genutzt werden. Es ist allerdings eine Rücktransformation von reduzierten zu physikalischen Koordinaten des flexiblen Gehäusekörpers erforderlich. Diese erfolgt nicht automatisch, sondern muss vom Benutzer gestartet werden. Dabei können gleichzeitig eine Transformation in den Frequenzbereich erfolgen und die Anzahl der zu berücksichtigenden Knoten auf ein notwendiges Minimum reduziert werden. Alternativ können die Lagerkräfte exportiert und ähnlich wie in Simcenter 3D als Anregung auf ein vibro-akustisches Modell aufgegeben werden. In AVL EXCITE Acoustics erfolgt die Akustikanalyse mit der Wave Based Technique (WBT), siehe Kapitel 2.2.8.

In den folgenden Kapiteln wird auf die zentralen Schritte der aufgezeigten Berechnungsabläufe eingegangen.

2.2.2 Modellierung flexibler Körper in MKS-Programmen

Eine für die dynamische Berechnung von Getrieben entscheidende Erweiterung der MKS stellt die Einbindung flexibler Körper dar. „Klassische“ MKS-Modelle enthalten starre Bewegungskörper. Damit lassen sich strukturdynamische Probleme nicht behandeln. Erst durch den Einbezug der Elastizität (auch: Flexibilität) der Körper kann der Zusammenhang zwischen dynamischen Kräften und Körperschall erfasst werden. In aller Regel haben approximative diskrete Modelle, welche die strukturmechanischen Eigenschaften eines Körpers z.B. mit Finiten Elementen darstellen, sehr viele Freiheitsgrade (FHG) $u_i(t)$ (Verschiebungen) bzw. $\varphi_i(t)$ (Verdrehungen). Diese beruhen auf lokalen, elementabhängigen Koordinaten, die in ein ruhendes, globales Koordinatensystem (KS) transformiert wurden [85]. Daher sind nur kleine Deformationen zulässig, da sonst die Transformation abhängig von der geänderten Elementposition neu berechnet werden müsste. Dies gilt auch für Rotationsfreiheitsgrade, da Rotationen linearisiert werden, was nur für kleine Rotationen zulässig ist. Das strukturdynamische Verhalten wird mit der allgemeinen Bewegungsdifferentialgleichung einer erzwungenen, gedämpften Schwingung beschrieben (z.B. [149]):

$$M\ddot{q}(t) + C\dot{q}(t) + Kq(t) = F(t) \quad (2-3)$$

mit $q = (q_1, q_2, \dots, q_n)^T$ und $q_i = (u_i, \varphi_i)^T = (u_1, u_2, u_3, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3)^T$. Dabei stellt die Massenmatrix M die Massenverteilung und die Steifigkeitsmatrix K die Steifigkeit des Systems dar, das mit einem Kraftvektor $F(t)$ angeregt wird. Die Dämpfung wird als geschwindigkeitsproportionale, viskose Dämpfungsmatrix C abgebildet. Prinzipiell kann diese auch als Strukturdämpfung über eine komplexe Erweiterung der Steifigkeitsmatrix dargestellt werden. Allerdings beschränkt sich die Analyse dann auf den Frequenzbereich und erzeugt nur schwer zu interpretierende komplexe Moden [15]. Daher wird in den gängigen FEM-Programmen vorzugsweise das Modell nach (2-3) verwendet. Eine genauere Beschreibung der Dämpfung folgt in Kapitel 2.2.4.

Die Einbindung dieser FE-basierten Formulierung in die MKS-Umgebung wird in zahlreichen Fachbüchern und Publikationen [10, 20, 47, 112, 132, 137, 143, 147, 150, 151] beschrieben, die wiederum in Dissertationen wie z.B. [11, 14, 15, 69, 75, 84, 170] sowie Software-Dokumentationen [42, 101, 109] aufgegriffen werden. Obwohl sich die Darstellungen im Detail etwas unterscheiden, ist die am häufigsten beschriebene und in nahezu allen gängigen MKS-Tools implementierte Methode die des beweglichen Bezugssystems (engl. „floating frame of reference formulation“).

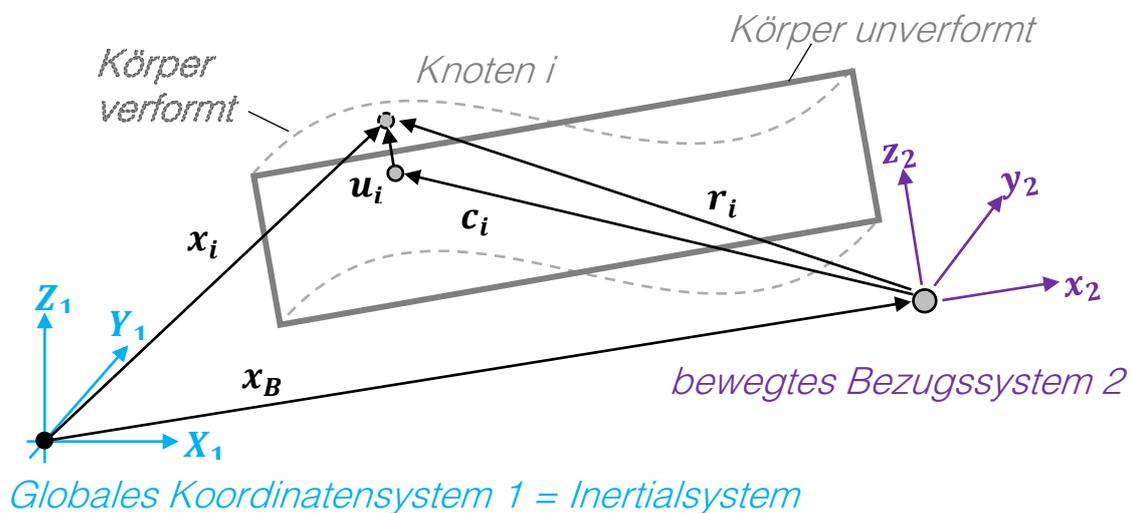


Abb. 2-2: Methode des beweglichen Bezugssystems zur Beschreibung flexibler Körper in MKS-Modellen

Alternative Methoden, die auch zur Beschreibung größerer Verformungen geeignet sind, finden sich z.B. in [151]. Die Grundidee des beweglichen Bezugssystems ist es, dass die Bewegung eines elastischen Körpers in

eine große nichtlineare Bewegung des Bezugssystems und eine linearisierte, elastische Deformation bezüglich dieses Systems aufgeteilt wird [137]. Es wird gefordert, dass die Deformationen keine Starrkörperbewegungen enthalten. Damit können die im Bereich von Getrieben und Motoren üblicherweise kleinen elastischen Verformungen mit Hilfe der linearen FEM durch die relativen Knotenpunktskoordinaten im bewegten Bezugssystem approximiert werden. Die Auslenkungen $u_i(t)$ aus (2-3) werden also in einem dem Körper zugewiesenen bewegten KS durch eine lineare Differenzialgleichung zweiter Ordnung beschrieben. Die Methode des bewegten Bezugssystems wird auf Abb. 2-2 illustriert.

Die typischerweise daraus resultierende hohe Anzahl an elastischen FHG stellt für die zeitbasierte Simulation trotz stark gesteigener Rechenleistungen eine große Herausforderung dar. Daher ist es zweckmäßig, ein Modellreduktionsverfahren (Kapitel 2.2.3) zu bemühen, um die Anzahl der FHG signifikant zu reduzieren.

Für die nachfolgenden Ausführungen ist es entscheidend, zu unterscheiden, in welchem der beiden KS die Vektoren beschrieben werden – daher die Kennzeichnung des KS mit einem Index links oben, z.B. 1a für KS 1. Ein Wechsel zwischen zwei zueinander verdrehten KS erfolgt mit einer orthogonalen Transformation [141], z.B.:

$${}^1x_i = A {}^2x_i \quad (2-4)$$

Dabei ist A die Transformationsmatrix, mit der die Verdrehung des bewegten Bezugssystems gegenüber dem Inertialsystem beschrieben wird. Dies erfolgt mit Hilfe von drei Winkeln. A erlaubt es also, jeden beliebigen, im bewegten KS definierten Vektor 2a analog zu (2-4) in das globale KS zu transformieren. Wie z.B. in [47] und [101] erläutert, ergibt das Matrixprodukt nach (2-5) eine Matrix mit den Einträgen der Winkelgeschwindigkeiten des bewegten KS bezüglich des Inertialsystems, ausgedrückt in Koordinaten des bewegten KS. Der Vektor $\Omega = (\Omega_1, \Omega_2, \Omega_3)^T = \text{vec}({}^2\tilde{\omega})$ beschreibt demnach die Rotation im bewegten KS, wohingegen $\omega = (\omega_1, \omega_2, \omega_3)^T = \text{vec}({}^1\tilde{\omega})$ im Inertialsystem gilt.

$$A^T \dot{A} = {}^2\tilde{\omega} = \begin{bmatrix} 0 & -\Omega_3 & \Omega_2 \\ \Omega_3 & 0 & -\Omega_1 \\ -\Omega_2 & \Omega_1 & 0 \end{bmatrix} \text{ bzw. } \dot{A} A^T = {}^1\tilde{\omega} = \begin{bmatrix} 0 & -\omega_3 & \omega_2 \\ \omega_3 & 0 & -\omega_1 \\ -\omega_2 & \omega_1 & 0 \end{bmatrix} \quad (2-5)$$

Wie sich durch einfache Handrechnung leicht überprüfen lässt, ergibt das Produkt ${}^2\tilde{\omega} \Omega$ bzw. ${}^1\tilde{\omega} \omega$ den Nullvektor. Zudem ist A eine orthogonale

Matrix [141], d.h. es gilt (2-6), womit sich die Transformation (2-4) leicht rückgängig machen lässt, siehe (2-7).

$$A^T = A^{-1} \quad (2-6)$$

$${}^2x_i = A^{-1} {}^1x_i = A^T {}^1x_i \quad (2-7)$$

Mit einem beliebigen, im bewegten KS gegebenen Vektor 2a kann ein Differenzialoperator (2-9) für dessen zeitliche Ableitung im globalen KS aufgestellt werden. Dafür wird zunächst die Ableitung im globalen KS für 1a aufgestellt und diese abhängig von lokalen Größen dargestellt.

$$\frac{d {}^1a}{dt} = \frac{d}{dt} (A {}^2a) = \dot{A} {}^2a + A {}^2\dot{a} \quad (2-8)$$

Gemäß (2-7) und nach Einsetzen von (2-5), (2-6) und (2-8) kann die globale Ableitung von 2a geschrieben werden als:

$${}^1\frac{d {}^2a}{dt} = A^T \frac{d {}^1a}{dt} = A^T \dot{A} {}^2a + A^T A {}^2\dot{a} = {}^2\tilde{\omega} {}^2a + {}^2\dot{a} \quad (2-9)$$

Anschaulich bedeutet dies, dass die globale Ableitung eines in lokalen Koordinaten gegebenen Vektors die Vektorsumme aus seiner Ableitung im lokalen KS und seiner senkrecht auf ihm stehenden Bahngeschwindigkeit infolge der Rotation des Bezugssystems ist.

Wie auf Abb. 2-2 dargestellt, lässt sich der Ortsvektor eines beliebigen Knotens des Körpers im bewegten Bezugssystem wie folgt beschreiben:

$${}^2x_i = {}^2x_B + {}^2c_i + {}^2u_i = {}^2x_B + {}^2r_i \quad (2-10)$$

Dabei beschreibt 2x_B die Position des Ursprungs des bewegten KS, 2c_i die zeitinvarianten Koordinaten des Knotens i und 2u_i die Knotenauslenkungen im bewegten KS. Für die kinetische Beschreibung der Bewegung der Knotenmasse wird die Geschwindigkeit bzw. Beschleunigung im Inertialsystem benötigt, weshalb (2-10) mit Hilfe des Differenzialoperators nach (2-9) abgeleitet wird.

$$\frac{d {}^2x_i}{dt} = {}^2\tilde{\omega} {}^2x_i + {}^2\dot{x}_i = {}^2\tilde{\omega} {}^2x_B + {}^2\dot{x}_B + {}^2\tilde{\omega} {}^2r_i + {}^2\dot{r}_i = {}^1v_i({}^2x_i, {}^2\dot{x}_i) \quad (2-11)$$

Die erneute Differentiation von (2-11) unter Anwendung von (2-9) auf 2x_i und ${}^2\dot{x}_i$ ergibt die Beschleunigung im Inertialsystem:

$$\frac{{}^1d\mathbf{v}_i}{dt} = ({}^2\dot{\tilde{\omega}} + {}^2\tilde{\omega} {}^2\tilde{\omega}) {}^2\mathbf{x}_i + 2 {}^2\tilde{\omega} {}^2\dot{\mathbf{x}}_i + {}^2\ddot{\mathbf{x}}_i = {}^1\mathbf{a}_i = \mathbf{a}_i \quad (2-12)$$

Einsetzen von (2-10) ergibt mit ${}^2\dot{\mathbf{c}}_i = {}^2\ddot{\mathbf{c}}_i = 0$ bzw. ${}^2\dot{\mathbf{r}}_i = {}^2\dot{\mathbf{u}}_i$ und ${}^2\ddot{\mathbf{r}}_i = {}^2\ddot{\mathbf{u}}_i$ für \mathbf{a}_i :

$$\mathbf{a}_i = \ddot{\mathbf{x}}_B + \ddot{\mathbf{u}}_i + 2 \tilde{\omega} (\dot{\mathbf{x}}_B + \dot{\mathbf{u}}_i) + (\dot{\tilde{\omega}} + \tilde{\omega} \tilde{\omega}) (\mathbf{x}_B + \mathbf{r}_i) \quad (2-13)$$

Damit lässt sich die translatorische Beschleunigung des Knotens i im Inertialsystem in fünf Anteile gliedern: Verformungsbeschleunigung $\ddot{\mathbf{u}}_i$, Beschleunigung des Ursprungs des bewegten KS $\mathbf{a}_B = f(\ddot{\mathbf{x}}_B, \dot{\mathbf{x}}_B, \mathbf{x}_B)$, Rotationsbeschleunigung des Bezugssystems $\dot{\tilde{\omega}} {}^2\mathbf{r}_i$, Coriolisbeschleunigung $2 \tilde{\omega} \dot{\mathbf{u}}_i$ und die Zentripetalbeschleunigung $\tilde{\omega} \tilde{\omega} {}^2\mathbf{r}_i$.

In den meisten MKS-Tools wird die Körpermasse auf die Knoten verteilt (engl.: lumped mass approach). Unter dieser Annahme erhält man unter Anwendung des zweiten Newtonschen Gesetzes auf eine Knotenmasse m_i :

$$m_i \mathbf{a}_i = {}^2\mathbf{f}_{F,i} \quad (2-14)$$

Da die Beschleunigung im Inertialsystem \mathbf{a}_i mit Referenzkoordinaten beschrieben wird, sind die auf die Masse m_i wirkenden Kräfte ${}^2\mathbf{f}_{F,i}$ ebenfalls im bewegten KS angegeben. Die vollständigen Bewegungsgleichungen berücksichtigen zudem noch die Eulersche Gleichung [101] zur Beschreibung des Momentengleichgewichts am Knoten i :

$$\frac{d {}^1L_i}{dt} = \frac{d}{dt} ({}^1I_i {}^1\dot{\Phi}_i) = {}^1\mathbf{f}_{M,i} \quad (2-15)$$

In (2-15) sind der Drehimpuls L_i , der symmetrische Trägheitstensor I_i (d.h. $I_i = I_i^T$) sowie der Vektor der Rotationsgeschwindigkeit des Knotens $\dot{\Phi}_i$ in globalen Koordinaten ausgedrückt. Um wiederum eine Beschreibung abhängig von Koordinaten im bewegten KS zu erhalten, werden die Transformationen ${}^1I_i = A {}^2I_i A^T$ (Transformation von Tensoren siehe [141]) und ${}^1\dot{\Phi}_i = A {}^2\dot{\Phi}_i$ benötigt. Eingesetzt in (2-15):

$$\frac{d {}^1L_i}{dt} = \frac{d}{dt} (A {}^2I_i A^T A {}^2\dot{\Phi}_i) = \frac{d}{dt} (A {}^2I_i {}^2\dot{\Phi}_i) = {}^1\mathbf{f}_{M,i} = A {}^2\mathbf{f}_{M,i} \quad (2-16)$$

Da die Struktur dieser Gleichung analog zu (2-8) ist, lässt sich auch hier wieder der Differenzialoperator (2-9) anwenden, um die lokalen Terme im globalen KS zu differenzieren.

$$\frac{{}^1 d \, {}^2 L_i}{dt} = {}^2 \tilde{\omega} ({}^2 I_i \, {}^2 \dot{\Phi}_i) + {}^2 I_i \, {}^2 \ddot{\Phi}_i + {}^2 \dot{I}_i \, {}^2 \dot{\Phi}_i = A^T A \, {}^2 f_{M,i} = {}^2 f_{M,i} \quad (2-17)$$

Dabei setzt sich ${}^2 \dot{\Phi}_i$ zusammen aus der Rotationsgeschwindigkeit des bewegten KS Ω und der Rotationsgeschwindigkeit des knotenfesten KS ${}^2 \dot{\varphi}$ (jeweils im Referenzsystem beschrieben).

$${}^2 \dot{\Phi}_i = \Omega + {}^2 \dot{\varphi}_i \quad (2-18)$$

Das Knoten-KS erhält die Bezeichnung 3. In diesem ist der Trägheitstensor ${}^3 I_i$ konstant (d.h. ${}^3 \dot{I}_i = 0$). Die Transformation zwischen Knoten-KS 3 und dem Referenzsystem 2 erfolgt über die orthogonale Transformationsmatrix A_{φ_i} (Eigenschaften siehe (2-6)), sodass analog zu (2-5) gilt:

$$A_{\varphi_i}^T \dot{A}_{\varphi_i} = {}^3 \tilde{\omega}_{\varphi_i} \text{ bzw. } \dot{A}_{\varphi_i} A_{\varphi_i}^T = {}^2 \tilde{\omega}_{\varphi_i} \text{ mit } {}^{2/3} \tilde{\omega}_{\varphi_i} \, {}^{2/3} \dot{\varphi}_i = \vec{0} \quad (2-19)$$

Für die Ableitung des Trägheitstensors ${}^2 \dot{I}_i$ lässt sich schreiben:

$${}^2 \dot{I}_i = \frac{d \, {}^2 I_i}{dt} = \frac{d}{dt} (A_{\varphi_i} \, {}^3 I_i A_{\varphi_i}^T) = \dot{A}_{\varphi_i} \, {}^3 I_i A_{\varphi_i}^T + A_{\varphi_i} \, {}^3 \dot{I}_i \dot{A}_{\varphi_i}^T \quad (2-20)$$

Mit der Rücktransformation ${}^3 I_i = A_{\varphi_i}^T \, {}^2 I_i A_{\varphi_i}$ und (2-19) ergibt sich folglich:

$${}^2 \dot{I}_i = \frac{d \, {}^2 I_i}{dt} = {}^2 \tilde{\omega}_{\varphi_i} \, {}^2 I_i + {}^2 I_i \, {}^2 \tilde{\omega}_{\varphi_i}^T = {}^2 \tilde{\omega}_{\varphi_i} \, {}^2 I_i - {}^2 I_i \, {}^2 \tilde{\omega}_{\varphi_i} \quad (2-21)$$

Einsetzen von (2-21) und (2-18) in (2-17) ergibt die endgültige Formulierung des Momentengleichgewichts am Knoten i.

$${}^2 I_i (\dot{\Omega} + {}^2 \ddot{\varphi}_i - {}^2 \tilde{\omega}_{\varphi_i} \Omega) + ({}^2 \tilde{\omega} + {}^2 \tilde{\omega}_{\varphi_i}) \, {}^2 I_i (\Omega + {}^2 \dot{\varphi}_i) = {}^2 f_{M,i} \quad (2-22)$$

Gleichung (2-23) fasst (2-14) und (2-22) für alle N Knoten eines Körpers zusammen. Dabei ist: $q = (q_1, q_2, \dots, q_n)^T$ mit $q_i = (u_i, \varphi_i)^T = (u_1, u_2, u_3, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3)^T$ der generalisierte Vektor der Knoten-FHG, M die Massenmatrix, K die Steifigkeitsmatrix, C die Dämpfungsmatrix, F_{ext} der Vektor der externen Kräfte und Momente aus aufgebrachten Lasten und Gelenkreaktionen, F_{NL} der Vektor der nichtlinearen Terme, die durch die Transformation der Bewegungsgleichung vom Inertialsystem ins körper-eigene KS eingebracht werden.

$$M\ddot{q}(t) + C\dot{q}(t) + Kq(t) = F_{\text{ext}}(t) + F_{\text{NL}}(t) = F(t) \quad (2-23)$$

Die Gelenkreaktionen ergeben sich aus der Wechselwirkung mit anderen Körpern im Mehrkörpersystem. Dabei kann es sich um einfache Gelenke wie z.B. Drehgelenke, aber auch um komplexere nichtlineare Kraftelemente zur Abbildung von Verzahnungs- oder Lagersteifigkeiten handeln. Streng genommen kann also auch F_{ext} nichtlineare Anteile enthalten. Der Kraftvektor F_{NL} gliedert sich in gyroskopische Kräfte und Momente sowie Trägheitsreaktionen infolge der Beschleunigung des Bezugssystems und kann mit Hilfe von (2-13) und (2-22) aufgestellt werden.

$$\begin{aligned}
 F_{\text{NL}} &= F_{\text{GYROS}} - F_{\text{B}} \\
 &= - \begin{pmatrix} m_1 \left(2 \tilde{\omega} ({}^2\dot{x}_{\text{B}} + {}^2\dot{u}_1) + {}^2\tilde{\omega} {}^2\tilde{\omega} ({}^2x_{\text{B}} + {}^2r_1) \right) \\ - {}^2I_1 {}^2\tilde{\omega}_{\phi_1} \Omega + ({}^2\tilde{\omega} + {}^2\tilde{\omega}_{\phi_1}) {}^2I_1 (\Omega + {}^2\dot{\phi}_1) \\ \vdots \\ m_N \left(2 \tilde{\omega} ({}^2\dot{x}_{\text{B}} + {}^2\dot{u}_N) + {}^2\tilde{\omega} {}^2\tilde{\omega} ({}^2x_{\text{B}} + {}^2r_N) \right) \\ - {}^2I_N {}^2\tilde{\omega}_{\phi_N} \Omega + ({}^2\tilde{\omega} + {}^2\tilde{\omega}_{\phi_N}) {}^2I_N (\Omega + {}^2\dot{\phi}_N) \end{pmatrix} \quad (2-24) \\
 &\quad - \begin{pmatrix} m_1 \left({}^2\ddot{x}_{\text{B}} + {}^2\dot{\tilde{\omega}} ({}^2x_{\text{B}} + {}^2r_1) \right) \\ {}^2I_1 \dot{\Omega} \\ \vdots \\ m_N \left({}^2\ddot{x}_{\text{B}} + {}^2\dot{\tilde{\omega}} ({}^2x_{\text{B}} + {}^2r_N) \right) \\ {}^2I_N \dot{\Omega} \end{pmatrix}
 \end{aligned}$$

Ein Vergleich von (2-23) mit (2-3) zeigt also, dass sich die rechte Seite der Kräfte stark unterscheidet, was hauptsächlich in der Transformation ins Referenzsystem begründet liegt. In [143, 151], [109] wird eine andere Darstellung der Bewegungsgleichung mit dem Zustandsvektor $z = (x_{\text{B}}, \Omega, q)^T$ gewählt. Auf die Darstellung gemäß (2-25) kommt man z.B. unter Anwendung der Prinzipien nach Jourdain (Prinzip der virtuellen Leistung) oder Hamilton [84, 143].

$$\hat{M}\ddot{z}(t) = \hat{F}_{\text{EXT}}(t) + \hat{F}_{\text{NL}}(t) - \hat{F}_{\text{INT}}(t) \quad (2-25)$$

Die Massenmatrix \hat{M} ist vollbesetzt und nichtlinear, da ihre Einträge z.T. von q abhängen. Dadurch werden die Einträge in z gekoppelt. Aus den Gleichungen (2-23) bzw. (2-25) wird ersichtlich, dass es sich um sehr rechenaufwendige Probleme handelt, da eine hohe Anzahl an FHG in einer nichtlinearen Gleichung auftreten. Daher ist für die meisten Fälle eine Reduktion der elastischen FHG mit Hilfe einer zeitinvarianten Transformationsmatrix T notwendig. Dies wird in Kapitel 2.2.3 näher beschrieben.

Die Submatrizen in der Massenmatrix \hat{M} weisen zeitinvariante Anteile auf, die sog. „Masseninvarianten“. Diese hängen ab von den Einträgen der Transformationsmatrix, den Knotenmassen und –trägheiten, sowie den Koordinaten im undefor mierten Zustand. Werden sie vernachlässigt, so gibt es keine nichtlinearen Terme mehr und die Masse wird wie bei einem starren Körper im Schwerpunkt konzentriert, was die Rechenzeit besonders bei großen Körpern stark reduzieren kann. Dies ist nur zulässig, wenn der Körper kleine Bewegungen vollführt, wie z.B. Motor- oder Ge triebegehäuse. Bei rotierenden Körpern sollte diese Vernachlässigung nicht angewandt werden, bzw. im Zweifel eine Vergleichsrechnung herangezogen werden [13]. Praktisch erfolgt diese Steuerung entweder beim Erzeugen der flexiblen Körper mit der Abschaltung der Berechnung der Invarianten (z.B. AVL) oder bei der Definition des Bewegungskörpers im MKS-Tool (Siemens Simcenter 3D Motion), in dem die einzelnen Invarianten separat an- und abgewählt werden können.

Im Gegensatz zu starren Körpern stellt sich bei flexiblen Körpern die Frage nach einer geeigneten Platzierung des Bezugssystems, da keine eindeutige Verfahrensweise zur Ermittlung einer für den flexiblen Körper repräsentativen Starrkörperbewegung existiert [143, 147, 149]. Grundsätzlich existieren zwei Klassen von Methoden, wie z.B. in [143] ausführlich dargelegt:

1. Fixierung des KS an einem Knoten des Körpers
2. Trennung der Starrkörperbewegung und der elastischen Verformung durch zusätzliche Zwangsbedingungen

In den gängigen MKS-Systemen werden meist Verfahren der zweiten Klasse gewählt, wie sie z.B. in [20], [113], [143] sowie der darin aufgeführten Sekundärliteratur beschrieben sind. Beispielsweise wird das bewegte KS oftmals so gewählt, dass die Verformungskoodinaten in diesem ihre kleinsten Werte annehmen und sich damit eine bestmögliche Annäherung an die Beschreibung eines Starrkörpers ergibt. Die Bewegungsgleichung nach (2-23) bzw. (2-25) wird dabei um sechs algebraische Gleichungen ergänzt. Diese enthalten die Knotenmassen bzw. –trägheiten sowie die Verformungen [20, 101, 113, 143].

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die zuvor erläuterte Beschreibung von flexiblen Körpern unter Annahme kleiner Verformungen mit der Methode des bewegten Bezugssystems nichtlinear ist und die Bewegungsgleichungen daher im Zeitbereich gelöst werden. Die Berück-

sichtigung der nichtlinearen Terme kann z.T. mittels Invarianten gesteuert werden, was z.B. bei großen Körpern mit nur kleinen Bewegungen zur Rechenzeiteinsparung genutzt werden kann. Jedenfalls ist eine Einbindung flexibler Körper in die MKS möglich. In der Praxis wird zuvor noch eine Reduktion der FHG angewandt, was im nächsten Kapitel näher erläutert wird.

2.2.3 Modellreduktionsverfahren zur effizienten Einbindung flexibler Körper in die MKS

Eine direkte Einbindung flexibler Modelle nach (2-23) bzw. (2-25) in eine zeitbasierte MKS Umgebung ist zwar möglich, jedoch aufgrund der vielen FHG nicht praktikabel. Daher werden Verfahren der Modellreduktion angewandt, um das originale System mit den FHG $q(t)$ mittels einer geeigneten, zeitinvarianten Transformationsmatrix T in ein System mit deutlich weniger FHG $X(t)$ umzuwandeln [124]:

$$q(t) = TX(t) ; \dot{q}(t) = T\dot{X}(t) \text{ bzw. } \ddot{q}(t) = T\ddot{X}(t) \quad (2-26)$$

Die Matrix T hängt dabei vom gewählten Reduktionsverfahren ab. Die in dieser Arbeit verwendeten Softwarepakete setzen dabei auf die sog. „Component Mode Synthesis“ (CMS), die oftmals auch als gemischt statisch-modale Reduktion bezeichnet wird und auf ein Verfahren zurückgeht, das von Craig und Bampton in [26] beschrieben wird. Diese Reduktionsmethode wurde ursprünglich für die Berechnung großer Finite-Elemente-Modelle eingeführt. Dabei wird eine große Struktur in mehrere kleine Strukturen unterteilt, die einzeln reduziert und anschließend wieder zu einem Gesamtmodell mit deutlich weniger FHG als das ursprüngliche Modell umfasste, zusammengefügt werden [124]. Darüber hinaus hat sich die Nützlichkeit des Verfahrens für die Einbindung flexibler Körper in MKS-Modelle gezeigt, sodass es von nahezu allen kommerziellen MKS-Paketen verwendet wird. Die Transformationsmatrix T_{CMS} lautet dabei wie folgt [124]:

$$T_{\text{CMS}} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ \Phi_C & \Phi_N \end{bmatrix} \quad (2-27)$$

Dabei enthält Φ_C die sog. „Constraint Modes“, Φ_N die Eigenmoden der an den Schnittstellenknoten fixierten Struktur („Fixed Constraint Modes“) und I ist die Einheitsmatrix. Die Reduktion der FHG bei den Transformationen (2-26) wird erreicht, indem nur ein kleiner Teil Φ_N der theoretisch vorhandenen Eigenmoden in der Transformationsmatrix berücksichtigt

wird. Erfahrungsgemäß reichen die Moden in dem Frequenzbereich, der beim 1,5-Fachen der oberen Grenze des betrachteten Frequenzbereichs endet, für eine ausreichend genaue Beschreibung des dynamischen Verhaltens aus [5]. Mathematisch gesehen spricht man hierbei von Projektion [49]. Bevor die Bestandteile von T_{CMS} näher erläutert werden, soll auf die Bedeutung der Schnittstellenknoten bei diesem Verfahren eingegangen werden. Sie stellen Knoten dar, an denen nach der Reduktion Gelenke, äußere Kräfte und spezielle Kraftelemente im MKS-Modell definiert werden können und die somit entscheidend für die Wechselwirkung mit angebondenen Bauteilen sind. Üblicherweise werden alle sechs FHG dieser Knoten als physische FHG übernommen. Daher können zusätzlich interessante Knoten (z.B. an Sensorpositionen) ebenfalls als Schnittstellenknotenpunkte definiert werden, selbst wenn dort weder Gelenke noch Kräfte angreifen. Dies hat den Vorteil, dass die Ergebnisse an diesen Knoten ohne Rücktransformation zur Verfügung stehen. Die Anzahl der Schnittstellenknoten sollte jedoch so gering wie möglich gehalten werden, da sich die Anzahl der FHG mit jedem Knoten um sechs erhöht (sofern alle sechs FHG berücksichtigt werden müssen). Die FHG X des reduzierten Systems lassen sich also aufteilen in die physischen FHG der Schnittstellenknoten q_t und die modalen FHG p als generalisierte Koordinaten:

$$X(t) = \begin{bmatrix} q_t \\ p \end{bmatrix} \quad (2-28)$$

Dementsprechend lassen sich auch die physischen FHG q sortieren, wobei q_i die inneren FHG darstellen, die am Ende einer MKS-Rechnung erst nach einer Rücktransformation berechnet werden:

$$q(t) = \begin{bmatrix} q_t \\ q_i \end{bmatrix} \quad (2-29)$$

Ebenso ist eine Aufteilung der Massen- und Steifigkeitsmatrix aus (2-23) für die weiteren Betrachtungen hilfreich:

$$M = \begin{bmatrix} M_{tt} & M_{ti} \\ M_{it} & M_{ii} \end{bmatrix} \text{ bzw. } K = \begin{bmatrix} K_{tt} & K_{ti} \\ K_{it} & K_{ii} \end{bmatrix} \quad (2-30)$$

Die Matrix Φ_C mit den „Constraint Modes“ ergibt sich aus einer rein statischen Betrachtung. Jeder FHG der Schnittstellenknoten wird sukzessive mit einer Einheitsauslenkung versehen, während die restlichen Schnittstellenauslenkungen jeweils null sind. Die sich ergebenden Auslenkungen

der kraftfreien inneren FHG q_i beschreiben zusammen mit der Einheitsauslenkung die entsprechende „statische Mode“. Daraus ergibt sich folgendes Gleichungssystem:

$$Kq = F \text{ bzw. } \begin{bmatrix} K_{tt} & K_{ti} \\ K_{it} & K_{ii} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_t \\ q_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_t \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2-31)$$

Dabei ist F_t der Vektor mit den für die Einheitsauslenkungen benötigten Kräften und Momenten. Aus der zweiten Gleichung folgt der Zusammenhang zwischen q_i und q_t und letztlich die Beschreibung von Φ_C :

$$q_i = -(K_{ii})^{-1}K_{it} q_t \quad (2-32)$$

$$q = \begin{bmatrix} I \\ -(K_{ii})^{-1}K_{it} \end{bmatrix} q_t = \Phi_C q_t \text{ bzw. } \Phi_C = \begin{bmatrix} I \\ -(K_{ii})^{-1}K_{it} \end{bmatrix} \quad (2-33)$$

Gleichung (2-33) stellt eine Transformation dar, wie sie die statische Reduktion nach Guyan [58] vorgibt. Um das dynamische Verhalten zu beschreiben, wird zusätzlich das Eigenwertproblem nach (2-34) gelöst, das auf die Eigenvektormatrix Φ_N führt. Hierbei sind alle Schnittstellenknoten fixiert, d.h. $\ddot{q}_t = \dot{q}_t = q_t = 0$. Da FEM-Strukturen aufgrund der hohen FHG-Anzahl für gewöhnlich sehr viele Eigenwerte besitzen, werden nur die ersten Eigenvektoren berücksichtigt. Dadurch wird die Transformation zu einer Näherung.

$$(K_{ii} - \omega_{\text{fix}}^2 M_{ii}) \Phi_N = 0 \quad (2-34)$$

Die Zusammenhänge aus (2-26) angewandt auf (2-23) zusammen mit einer Rechtsmultiplikation mit T_{CMS}^T ergeben schließlich die reduzierte Bewegungsgleichung (2-36).

$$T_{\text{CMS}}^T M T_{\text{CMS}} \ddot{X} + T_{\text{CMS}}^T C T_{\text{CMS}} \dot{X} + T_{\text{CMS}}^T K T_{\text{CMS}} X = T_{\text{CMS}}^T F \quad (2-35)$$

$$\underbrace{T_{\text{CMS}}^T M T_{\text{CMS}}}_{M_{\text{red}}} \ddot{X} + \underbrace{T_{\text{CMS}}^T C T_{\text{CMS}}}_{C_{\text{red}}} \dot{X} + \underbrace{T_{\text{CMS}}^T K T_{\text{CMS}}}_{K_{\text{red}}} X = \underbrace{T_{\text{CMS}}^T F}_{F_{\text{red}}} \quad (2-36)$$

Je nach MKS-System wird im Anschluss an die CMS-Reduktion noch eine Orthonormalisierung durchgeführt. Dazu wird erneut ein Eigenwertproblem des reduzierten Systems gelöst.

$$(K_{\text{red}} - \omega_{\text{red}}^2 M_{\text{red}}) \Phi_{\text{red}} = 0 \quad (2-37)$$

Da hier die FHG-Anzahl bereits deutlich reduziert ist, werden in der Regel alle Moden berücksichtigt. Die Eigenwerte weichen dabei nur wenig von

denen des ursprünglichen unreduzierten Systems unter Frei-frei-Bedingungen ab. Um eine neue Transformationsmatrix, die sich auf die ursprüngliche Massen- und Steifigkeitsmatrix bezieht, zu erhalten, ist (2-37) umzuschreiben in:

$$T_{\text{CMS}}^{\text{T}^{-1}} \left(T_{\text{CMS}}^{\text{T}} K - \omega_{\text{red}}^2 T_{\text{CMS}}^{\text{T}} M \right) T_{\text{CMS}} \Phi_{\text{red}} = T_{\text{CMS}}^{\text{T}^{-1}} 0 \quad (2-38)$$

Mit den resultierenden Moden Φ_{red} ergibt sich die neue Transformationsmatrix $T_{\text{CMS_Orth}} = T_{\text{CMS}} \Phi_{\text{red}}$. Es ist zweckmäßig, diese in Bezug auf die ursprüngliche Massenmatrix M zu normalisieren, sodass sich schließlich eine neue reduzierte Bewegungsgleichung ergibt, siehe (2-40).

$$T_{\text{CMS_Orth}}^{\text{T}} M T_{\text{CMS_Orth}} \ddot{X} + T_{\text{CMS_Orth}}^{\text{T}} C T_{\text{CMS_Orth}} \dot{X} + T_{\text{CMS_Orth}}^{\text{T}} K T_{\text{CMS_Orth}} X = T_{\text{CMS_Orth}}^{\text{T}} F \quad (2-39)$$

$$M_{\text{red_Orth}} \ddot{X} + C_{\text{red_Orth}} \dot{X} + K_{\text{red_Orth}} X = F_{\text{red_Orth}} \quad (2-40)$$

Ein wesentlicher Vorteil der Systemdarstellung nach (2-40) ist es, dass im Gegensatz zu (2-36) die Massenmatrix $M_{\text{red_Orth}}$ der Einheitsmatrix entspricht und die Steifigkeitsmatrix $K_{\text{red_Orth}}$ diagonal ist. Außerdem können bei Verwendung gemessener modaler Dämpfungen diese oftmals direkt verwendet werden, da die Vektoren in $T_{\text{CMS_Orth}}$ näherungsweise den Eigenvektoren mit nicht festgehaltenen Schnittstellenknoten entsprechen. Dies entspricht in aller Regel auch den Randbedingungen bei der experimentellen Modalanalyse (EMA). Die Abbildung der Dämpfung wird in Kapitel 2.2.4 näher diskutiert. Nachteil der Formulierung nach (2-40) ist, dass die Verschiebungen und Kräfte an den Schnittstellenknoten nicht mehr direkt berechnet werden, sondern erst nach einer Rücktransformation wieder zur Verfügung stehen. Dies kann bei großen Transformationsmatrizen und vielen Schnittstellenknoten zu längeren Rechenzeiten führen.

Die Lösung der Bewegungsgleichungen erfolgt nach Überführung in eine Zustandsraumdarstellung im Zeitbereich, siehe auch Kapitel 2.2.7.

Das hier vorgestellte Reduktionsverfahren ist nur eines von vielen, wie z.B. aus [11, 49, 54, 69, 84, 124] ersichtlich wird. Für die Einbindung flexibler Körper in die MKS ist dabei die gemischt statisch-modale Reduktion (CMS) von besonderer Bedeutung. Sie gehört zur Kategorie der modalen Reduktionsverfahren [49]. Hier ist besonders die Arbeit von Gruber [54] hervorzuheben, der die Modellordnungsreduktionsmethoden dieser

Kategorie einheitlich beschreibt und ihre Eigenschaften detailliert vergleicht. Als alternative Reduktionsverfahren sind insbesondere Krylov-Unterraumverfahren und auf Gramschen Matrizen basierende Verfahren zu nennen, da diese im Vergleich zu modalen Reduktionsverfahren eine höhere Genauigkeit bei gleichzeitig verringertem Berechnungsaufwand aufweisen [49]. Allerdings können die Verfahren mangels Implementierung in kommerziellen Tools und daraus folgenden Schnittstellenproblematiken [49] derzeit hauptsächlich nur von Spezialisten angewandt werden.

2.2.4 Modellierungsoptionen zur Abbildung der Dämpfung in flexiblen Körpern

Anders als die Massen- und Steifigkeitsmatrix zur Abbildung eines Körpers mit Finiten Elementen kann eine realistische Dämpfungsmatrix im Allgemeinen nicht aus Material- und Geometrieparametern bestimmt werden. Die Dämpfungsphänomene sind zwar grundlegend bekannt [181], jedoch kann zum jetzigen Zeitpunkt lediglich eine messtechnische Bestimmung, z.B. mittels einer EMA, realistische Werte liefern [2, 3, 7, 133]. Das am häufigsten verwendete Modell zur Abbildung von Dämpfungseffekten ist eine viskose Dämpfungsmatrix, selbst wenn davon auszugehen ist, dass auch nicht-viskose Effekte wie Fugendämpfung, Coulomb'sche Reibung etc. auftreten. Der Grund liegt darin, dass bei geeigneter Wahl der Dämpfungsmatrix C diese durch die Eigenvektoren des ungedämpften Systems diagonalisiert wird und damit die Lösung einer FRA entscheidend vereinfacht. Ein solches System wird auch als „proportional gedämpft“ bezeichnet [1, 133]. Typischerweise sind reale Systeme in aller Regel nicht proportional gedämpft, lassen sich jedoch im Falle schwacher Dämpfung gut durch ein proportional gedämpftes System approximieren [1, 133]. Solche Systeme werden auch als „klassisch gedämpft“ bezeichnet [1, 2, 54, 133], da sie „klassische Eigenmoden“ besitzen. Diese können mit einer rechnerischen Modalanalyse (RMA) des ungedämpften Systems bestimmt werden und entkoppeln auch die Bewegungsgleichungen des gedämpften Systems. Dies ist eine wesentliche Annahme, die den nachfolgenden Betrachtungen zugrunde liegt. Die Behandlung nicht proportional gedämpfter Systeme wird z.B. in [2, 54, 133] näher beschrieben. Die in dieser Arbeit angewandte Strategie zur Beschreibung eines nicht proportional gedämpften Gesamtsystems besteht darin, dieses in einzelne, näherungsweise klassisch gedämpfte Systeme

zu unterteilen und diese in einem nichtlinearen MKS-Modell zusammenzufügen.

In einigen Arbeiten wird für klassisch gedämpfte Systeme eine zur Massen- und / oder Steifigkeitsmatrix proportionale Dämpfungsmatrix nach Rayleigh (siehe (2-41)) verwendet [11, 69, 84].

$$C_{\text{red}} = \alpha_R M_{\text{red}} + \beta_R K_{\text{red}} \quad (2-41)$$

Mit den beiden Konstanten α und β können jedoch lediglich zwei Moden exakt gedämpft werden, was beispielsweise für Getriebegehäuse mit oftmals hunderten berücksichtigten Moden zu ungenau ist. Gleichung (2-41) stellt dabei einen Sonderfall ($r = 2$) der Caughey'schen Reihe (2-42) dar [1, 133]. Diese erlaubt es prinzipiell eine unbegrenzte Anzahl an Moden exakt zu dämpfen, scheitert in der Praxis aber an numerischen Hürden, wie z.B. oftmals schlecht konditionierten Matrizen [133]. So gelang es Adhikari [1] beispielsweise nicht, die Koeffizienten α_{R_j} für ein exemplarisches System mit 30 FHG zu bestimmen.

$$C_{\text{red}} = M_{\text{red}} \sum_{j=1}^r \alpha_{R_j} (M_{\text{red}}^{-1} K_{\text{red}})^{j-1} \quad (2-42)$$

Daher wird in der Praxis ein auf Messungen basierender Prozess bevorzugt. Es werden z.B. in einer EMA modale Dämpfungen ζ_i mit Hilfe von sog. „Curve-Fitting-Algorithmen“ [3, 7, 133] bestimmt, die auf die gemessenen Übertragungsfunktionen (ÜF) angewandt werden. Liegt dagegen die zu untersuchende Struktur physisch nicht vor, bleibt meist nur eine Abschätzung anhand von Erfahrungswerten mit ähnlichen Strukturen oder werkstoffbezogenen Literaturangaben. Sind die modalen Dämpfungen bestimmt, lässt sich mit den n rechnerisch ermittelten Eigenwerten ω_i des entsprechenden ungedämpften FE-Modells die diagonale und quadratische modale Dämpfungsmatrix C_{modal} aufstellen.

$$C_{\text{modal}} = \begin{bmatrix} 2\omega_1\zeta_1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & 2\omega_n\zeta_n \end{bmatrix} \quad (2-43)$$

Mit den n rechnerisch ermittelten Eigenvektoren Φ des ungedämpften Systems lässt sich numerisch durch inverse Transformation [1] die viskose Dämpfungsmatrix C des Gesamtsystems nach (2-3) ermitteln.

$$C = (\Phi^T)^+ C_{\text{modal}} \Phi^+ \quad (2-44)$$

Die Verwendung der Pseudoinversen in (2-44) ergibt sich aus der in aller Regel unvollständigen Ermittlung der Eigenvektoren, bedingt durch eine hohe Anzahl an FHG. Dabei ist zu beachten, dass C_{modal} für jeden in der Reduktion berücksichtigten FHG eines Schnittstellenknotens mit einem geeigneten Dämpfungswert zu erweitern ist. Die modale Dämpfung der Constraint Modes kann grundsätzlich nicht aus Messungen ermittelt und sollte erfahrungsgemäß mit etwa 0,2 angenommen werden. $C_{\text{modal_erw}}$ ist also größer als C_{modal} , was bei der Anzahl der berücksichtigten Eigenvektoren Φ beachtet werden muss. Mit der entsprechenden Transformationsmatrix T_{CMS} bzw. $T_{\text{CMS_Orth}}$ ergibt sich die viskose Dämpfungsmatrix für das reduzierte System ohne (2-45) und mit (2-46) Orthonormalisierung. Die Dämpfungsmatrix nach (2-45) ist symmetrisch, jedoch voll besetzt und mit dominierenden Einträgen auf der Hauptdiagonale. Für das orthonormalisierte System (2-46) hingegen ergibt sich eine Diagonalmatrix.

$$C_{\text{red}} = T_{\text{CMS}}^T (\Phi^T)^+ C_{\text{modal_erw}} \Phi^+ T_{\text{CMS}} \quad (2-45)$$

$$C_{\text{red_Orth}} = T_{\text{CMS_Orth}}^T (\Phi^T)^+ C_{\text{modal_erw}} \Phi^+ T_{\text{CMS_Orth}} \quad (2-46)$$

In der Praxis zeigt sich dabei jedoch schon bei einigen tausend FHG das Problem, dass die Speicherung von Φ in einem für die Datenverarbeitung geeigneten Format große Mengen an Speicherplatz und Zeit benötigt. Für übliche FE-Modelle im Getriebebereich ist diese Vorgehensweise daher nicht praktikabel. Es wird also eine Näherungslösung benötigt. Diese besteht darin, für $C_{\text{red_Orth}}$ dieselben modalen Dämpfungswerten ζ_i zu verwenden wie für die nicht reduzierte modale Dämpfungsmatrix C_{modal} , zusätzlich zu den angenommenen Dämpfungen für die Constraint Modes ζ_{CM} (meist =0,2). Damit ergibt sich die in (2-47) dargestellte Struktur.

$$C_{\text{red_Orth}} = \begin{bmatrix} 2\omega_{\text{red}1}\zeta_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \ddots & & \\ \vdots & & 2\omega_{\text{redCM}1}\zeta_{\text{CM}} & \\ & & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & 0 & 2\omega_{\text{redCM}n}\zeta_{\text{CM}} \end{bmatrix} \quad (2-47)$$

Da das in dieser Arbeit verwendete Reduktionsverfahren ohnehin nur für kleine Dämpfungswerte zulässig ist, kann von einem kleinen Fehler infolge der leicht unterschiedlichen Eigenkreisfrequenzen ausgegangen

werden. Zudem sollten ausreichend „Fixed Constraint Modes“ Φ_N berücksichtigt werden, um sicherzustellen, dass das reduzierte System grundsätzlich eine gute Beschreibung der Struktur im Hinblick auf das dynamische Verhalten darstellt.

Soll das reduzierte System ohne Orthonormalisierung verwendet werden, so kann C_{red} anstelle von (2-45) unter Ausnutzung des Zusammenhangs $T_{CMS_Orth} = T_{CMS} \Phi_{red}$ berechnet werden, siehe (2-48). Die Berechnung von Φ_{red} erfolgt selbst für größere System innerhalb weniger Sekunden, sodass das orthonormalisierte System keinen signifikanten Zeitvorteil bei der Berechnung der Dämpfungsmatrix besitzt. Auch in Bezug auf die Genauigkeit ist es – bei gleicher Anzahl reduzierter FHG – als exakt gleichwertig zum nicht orthonormalisierten System anzusehen.

$$C_{red} = (\Phi_{red}^T)^{-1} C_{red_Orth} \Phi_{red}^{-1} \quad (2-48)$$

In der Literatur (z.B. in [124]) finden sich analog zu (2-43) rein diagonale Ansätze für C_{red} , die auch in manchen kommerziellen FE-Programmen implementiert sind. Dabei werden die Eigenkreisfrequenzen ω_{ifix} des an den Schnittstellenknoten festgehaltenen Systems anstelle von ω_i verwendet und die Constraint Modes nicht gedämpft ($\zeta = 0$). Für diesen physisch in der Regel nicht erreichbaren Zustand gestaltet sich die messtechnische Ermittlung modaler Dämpfungen ζ_{ifix} sehr schwierig. Werden die im Freifrei-Zustand gemessenen Werte verwendet, ergeben sich aufgrund der unterschiedlichen Eigenkreisfrequenzen falsche viskose Dämpfungen.

In der Praxis ergeben sich zudem Einschränkungen durch den Frequenzbereich, in dem mit einer EMA modale Dämpfungen sinnvoll bestimmt werden können. Dieser ist oftmals kleiner als der in der Reduktion berücksichtigte Bereich, sodass für höhere Moden Dämpfungswerte angenommen werden müssen. Dies erfolgt entweder auf Basis von Erfahrungswerten, oder aber mithilfe der Extrapolation „gefitteter“ Dämpfung-Frequenz-Funktionen [1].

Damit ist die Berücksichtigung der Dämpfung bei reduzierten Strukturen aufgezeigt, sodass nun auf die nichtlinearen Kraftelemente zur Beschreibung von Zahnrädern (Kapitel 2.2.5) und Wälzlagern (Kapitel 2.2.6) eingegangen werden kann.

2.2.5 Verzahnungsmodelle

Das Verzahnungsmodell ist ein kritischer Bestandteil jeglicher Getriebe-simulationen, da es einen Großteil der in Kapitel 2.1 beschriebenen An-regungsmechanismen abbilden soll.

Die ersten Arbeiten dazu reichen bis in die Anfänge des 20. Jahrhunderts zurück, und dennoch sind Verzahnungsmodelle immer noch Gegenstand aktueller Forschungsarbeiten [22, 23]. Dementsprechend umfangreich ist die verfügbare Literatur, deshalb wird an dieser Stelle auf eine histo-rische Darstellung der Entwicklungen verzichtet. Sie kann bei Bedarf z.B. in den Arbeiten von Bühr [13], Börner [16], Früh [40], Küçükay [82] und Özgüven [114] nachvollzogen werden. Zudem liegt der Fokus dieser Ar-beit auf in kommerziellen MKS-Systemen verfügbaren Verzahnungsmod-ellen, sodass auf spezielle, oftmals nur im akademischen Bereich einge-setzte Programme [40] nicht eingegangen wird. Sie werden z.B. in [44] ausführlich beschrieben.

In [75] werden Verzahnungsmodelle sehr detailliert nach den berück-sichtigten Effekten kategorisiert, jedoch ist an dieser Stelle die Einteilung nach [14] zwei Kategorien zweckmäßiger:

1. Parametermodelle mit konzentrierten Trägheiten und Federn (lumped parameter models).
2. Modelle mit „verteilten“ Parametern infolge einer Diskretisierung, z.B. mit Finiten Elementen (distributed parameter models).

Die Modelle der Kategorie 1 bilden Zahnradpaare meist mit Hilfe von zwei mittels Federn entlang der Eingriffsgeraden verbundenen Zylindern ab. Die Trägheit der Zahnräder wird in den Mittelpunkten der Zylinder kon-zentriert. Für diese Punkte werden die resultierenden Kräfte und Mo-mente berechnet. Ein wesentliches Unterscheidungsmerkmal für Modelle dieses Typs stellt die Abbildung der Verzahnungssteifigkeit dar [14].

Da die zeitliche Varianz der Verzahnungssteifigkeit die Parametererregung verursacht, sind Modelle mit konstanter Steifigkeit ungeeignet für Akustikanalysen [106]. Eine gemittelte Eingriffssteifigkeit kann z.B. mit DIN 3990 [94] bzw. ISO 6336 [104], die im Wesentlichen auf die analyti-schen Ansätze von Weber / Banaschek [165] zurückgehen, ermittelt wer-den. Für die Ermittlung des Verlaufs der Zahnsteifigkeit über der Ein-griffsstrecke stehen zahlreiche analytische und numerische Methoden zur Verfügung. Gemäß Küçükay [82] weist die Zahnpaarsteifigkeit einen näherungsweise parabelförmigen Verlauf auf, weshalb er ein Polynom 2. Grades mit dem bezüglich der Eingriffsteilung normierten Drehweg als

Funktionsvariable annimmt. Die Koeffizienten werden mit der minimalen und maximalen Eingriffssteifigkeit berechnet, die wiederum mit analytischen Ansätzen ermittelt werden. Cai [19] hingegen nutzt einen von Umezawa [160] aufgestellten Ausdruck. Dabei wird eine mit [104] ermittelte Steifigkeit am Wälzpunkt mit einer Exponentialfunktion skaliert, die abhängig ist von der Verzahnungsgeometrie und der Eingriffsstellung [106]. Petersen [118] greift die Arbeit von Weber / Banaschek [165] auf und erstellt eine nichtlineare Funktion zur Berechnung der Gesamtverformung eines Zahnpaars für beliebige Eingriffsstellungen, die er anschließend mit einer Taylor-Reihenentwicklung linearisiert. Die drei Verformungsanteile bestehen aus: Zahnverformung bei starr angenommenem Radkörper, Radkörperverformung bei starr angenommenem Zahn und Hertzsche Abplattung in der Kontaktzone [118]. Die Formänderung des Zahnes wird mit der Biegetheorie für eingespannte Balken mit veränderlichem Querschnitt beschrieben, wohingegen der Radkörper als eine Halbebene betrachtet wird [165]. Im Gegensatz zu [165] rechnet Petersen [118] jedoch nicht mit Linienlasten, sondern untersucht auch den Einfluss der Zahnradbreiten. Der Abgleich mit Messdaten zeigt, dass das Modell nach [165] etwas zu große Eingriffssteifigkeiten vorhersagt. Sainsot und Vexel [134] identifizieren dafür insbesondere eine in [165] stark unterschätzte Torsionsverformung des Radkörpers und verifizieren ihren verbesserten analytischen Ansatz zur Berücksichtigung der Radkörperdeformation mit FE-Analysen.

Der Verlauf der Eingriffssteifigkeit kann im Gegensatz zu den bisher aufgeführten Methoden auch ohne analytische Ansätze, also rein numerisch bestimmt werden. Früh [40] nutzt ein von Neupert [111] auf der Einflusszahlenrechnung basierendes Federmodell, das er in eine MKS-Umgebung implementiert. Die Verschiebungseinflusszahlen werden dabei mit Hilfe von statischen, linearen FE-Analysen getrennt für jedes Zahnrad in diskreten Wälzstellungen ermittelt. Die daraus mit einem parabelförmigen Ansatz ermittelten Funktionen der Einflusszahlen beschreiben den Zusammenhang zwischen den an verschiedenen Positionen aufgebrachten Einheitskräften und den daraus resultierenden Verformungen. Prinzipiell wäre eine empirische oder analytische Ermittlung der Einflusszahlen ebenfalls möglich, jedoch erweist sich hier die FEM als deutlich praktikabler und genauer [40]. Die Einflusszahlen sind lastunabhängig, sodass die einzige Nichtlinearität aus der unterschiedlichen Anzahl an im Eingriff befindlichen Zahnpaaren resultiert.

In der Literatur finden sich zahlreiche weitere Beispiele für benutzerdefinierte Kraftelemente der Kategorie 1, die in eine MKS-Umgebung zur Abbildung von Verzahnungen implementiert werden, z.B. [37, 79, 115, 179].

Die Modelle der Kategorie 2 bilden den Zahneingriff dynamisch ab, dabei werden die Zahnräder üblicherweise mit Finiten Elementen diskretisiert [14]. Allerdings sind derartige Modelle nur für sehr kurze Analysezeiten geeignet, da insbesondere im Kontaktbereich der Flanken eine sehr feine Vernetzung erforderlich ist und somit üblicherweise eine sehr hohe FHG-Anzahl vorliegt [14, 22, 23]. Eine Einbindung der Zahnräder als modal reduzierte flexible Körper (siehe Kapitel 2.2.3 und 2.2.4) ist zwar möglich, erfordert aber eine hohe Anzahl an Constraint Modes, da jeder im Laufe des Eingriffs belastete Knoten berücksichtigt werden muss [22, 23]. Die Abbildung nur mit „dynamischen Moden“ ist zwar ebenfalls möglich, erfordert aber in der Regel mehrere Tausend Moden und macht die Methode damit unbrauchbar für eine Anwendung in der MKS [179]. Um diese Problematik zu umgehen, entwickeln die Forschungsgruppen Siemens 3D Simulation RTD research group und die LMSD research group der KU Leuven in Kooperation ein semi-analytisches Verzahnungsmodell [14, 21–23, 106, 152, 155], das mit dem US-Patent 10423730 [64] geschützt ist. Die Grundlagen dafür werden in [6, 162] erarbeitet. Darin werden erstmalig mit einem FE-Modell berechnete, globale Zahn- und Radkörperverformungen mit der lokalen, analytisch berechneten Hertzschen Abplattung kombiniert. Das daraus entwickelte Modell der Forschungsgruppen vereint die analytischen Ansätze nach Hertz [162, 165] mit neu entwickelten parametrischen Modellreduktionsverfahren. Diese verwenden ein variables Set an vorher mit Hilfe einer Singulärwertzerlegung ausgedünnten statischen Moden, wobei deren Auswahl von der Eingriffsstellung als Parameter abhängt [14, 22, 23, 155]. Ein besonderer Vorteil ist es, dass dadurch allerlei Zahnkörperformen berücksichtigt werden können, was bei rein analytischen Ansätzen allenfalls näherungsweise möglich ist.

Die in kommerziellen Programmen für NVH-Analysen geeigneten Verzahnungsmodelle gehen z.T. aus den bisher genannten Arbeiten hervor. Sie haben gemein, dass die Verformung der Verzahnung in Anlehnung an [6, 118, 162, 165] aufgeteilt wird in Radkörperverformung, Zahnbiegung und lokale, nichtlineare Kontaktdeformation. Es werden dabei auch Fehlstellungen der Räder und bei Bedarf auch die Anregung aus der Mikrogeometrie berücksichtigt. Verzahnungsdämpfung wird mit einem viskosen

Dämpfer und Reibung mit vereinfachter Coulombscher Reibung abgebildet [101, 106]. Tabelle 2-1 enthält die Hauptmerkmale der Verzahnungsmodelle in AVL EXCITE Power Unit und Siemens Simcenter 3D Motion. Zur Berücksichtigung von Schrägverzahnungen erfolgt bei analytischen Ansätzen die Diskretisierung mittels ungekoppelter, zueinander verdrehter, geradverzahnter Zahnradscheiben, deren Dicke üblicherweise wenige mm beträgt [101, 106].

In anderen kommerziellen Tools wie z.B. RecurDyn des Softwareherstellers Functionbay gibt es die Möglichkeit, Meta-Modelle zu verwenden [43]. Dabei werden die an den Radmittelpunkten resultierenden Lasten in allen sechs FHG abhängig von Durchdringung an den Flanken, Eingriffsstellung und Fehlstellungen mit analytischen Ansätzen nach [165] vorausberechnet und in einem Kennfeld gespeichert, das bei der eigentlichen Berechnung nur noch interpoliert werden muss. Weitere Informationen zu Verzahnungsmodellen in gängigen kommerziellen MKS-Programmen finden sich in [21].

AVL / Simcenter 3D	Analytisch	Analytisch-numerisch	Analytisch-empirisch	Analytisch-numerisch
Radkörperverformung	W/B [165] oder S/V [134]	Reduziertes Modell nach CB [26] mit Schnittstellenknoten im Zahnfuß	Empirische Formel aus Vedmar [162] / analytisches Modell aus Cai [19]	Reduziertes Modell mit Parametrischer Modellreduktion [22, 23]
Zahnverformung	W/B [165]			
Zahnkontakt	Her./Pet.[118, 165]	Her./Pet. [118, 165]	W/B [165] oder Cai [19]	W/B [165]
Lasteinleitung	Zentralknoten / mehrere Knoten	Knoten im Zahnfuß, angebunden mit RBE3-Elementen	Zentralknoten	Zentralknoten

Tabelle 2-1: Hauptmerkmale von Verzahnungsmodellen in kommerziellen Systemen

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass für die Analyse des Geräuschverhaltens von Getrieben sich vor allem Modelle eignen, die den zeitlichen Verlauf der Eingriffssteifigkeit realistisch abbilden. Dazu stehen analytische, numerische und analytisch-numerische Ansätze zur Verfügung. Für die MKS haben dabei insbesondere die analytischen und die analytisch-numerischen Verfahren einen hohen Stellenwert, da sie ein optimales Verhältnis zwischen Rechenzeit und Genauigkeit aufweisen.

2.2.6 Wälzlagermodelle

Wälzlager beeinflussen das akustische Verhalten von Getrieben auf verschiedene Arten. Zum einen können sie selbst aufgrund der wechselnden

Wälzkörperzahl im Lastbereich eine Anregung verursachen, zum anderen beeinflussen sie durch ihre Nachgiebigkeit die Verlagerungen von Wellen und Zahnrädern und damit den Zahneingriff sowie die Übertragung der Verzahnungsanregung auf das Gehäuse [16, 36, 82, 145, 146, 152, 158]. Die Schwankungen der Wälzlagersteifigkeit liegen in der Größenordnung von 10 % der mittleren Lagersteifigkeit und wurden daher oft als untergeordnete Anregungsquelle behandelt [16]. Mittlerweile kann dieser Effekt gut abgebildet werden.

Ähnlich wie bei den Verzahnungen ist auch die Literatur zur Wälzlagermodellierung sehr umfangreich und kann daher nicht in ihrer Gesamtheit dargestellt werden. Der Fokus liegt wieder auf den derzeit in kommerziellen MKS-Tools verfügbaren Modellierungsoptionen. Ausführungen zu den vorwiegend im akademischen Umfeld entwickelten und benutzten Programmen finden sich z.B. in [13, 158]. Eine ausführliche Übersicht über die historische Entwicklung der Wälzlagermodelle insbesondere im Kontext des Übertragungsverhaltens von Schwingungen in Getrieben findet sich z.B. in [9, 39, 110, 127]. Klein [52] teilt in Anlehnung an Bercea [11] Wälzlagermodelle in drei Klassen ein. In der ersten wird das Lager „global“ abgebildet, d.h. die Einflüsse der einzelnen Wälzkörper werden nicht berücksichtigt. Die Kraft- bzw. Momentenübertragung zwischen Innen- und Außenring erfolgt dabei maximal in insgesamt fünf FHG. Bei Modellen der zweiten Klasse werden nichtlineare Steifigkeitsverläufe infolge der Kontakte der einzelnen Wälzkörper mit den Lagerringen berücksichtigt. Modelle der dritten Klasse bilden das gesamte Lager inklusive Käfig etc. detailliert ab und können daher meist nur als alleinstehende Modelle für sehr genaue Untersuchungen verwendet werden. Die für die MKS relevanten Wälzlagermodelle lassen sich den ersten beiden Klassen zuordnen, wenngleich z.B. detaillierte FE-Lagereinzelmmodelle (z.B. [57, 127]) verwendet werden können, um Steifigkeitskennwerte für weniger komplexe Modelle zu generieren.

Der Einzug der flexiblen Körper in die MKS (siehe Kapitel 2.2.2 und 2.2.3) erlaubt es, den Einfluss der Lagerringe bereits bei der Erstellung der reduzierten Modelle für das Gehäuse und die Wellen zu berücksichtigen. Die Krafteinleitung erfolgt jeweils über den als Schnittstellenknoten definierten Lagermittelpunkt, an dem der Zentralknoten eines RBE3-Elements sitzt, das die entsprechende Lauffläche mit dem Mittelpunkt verbindet. Im MKS-Gesamtmodell liegen dann folglich zwei koinzidente Knoten vor, die mit einem Drehgelenk oder einem beliebigen Kraftelement verknüpft werden können. Dieses Kraftelement ist das eigentliche

Lagermodell, das die Beziehung zwischen den Relativbewegungen der beiden Mittelpunkte und den daraus resultierenden Kräften und Momenten darstellt. Ein wesentlicher Vorteil dieser Modellierungsweise ist es, dass die Lagermodelle schnell ausgetauscht werden können, ohne die Gehäuse- und Wellenmodelle anpassen zu müssen. Tabelle 2-2 stellt die in kommerziellen MKS-Tools sinnvoll für NVH-Analysen einsetzbare Lagermodelle zusammen.

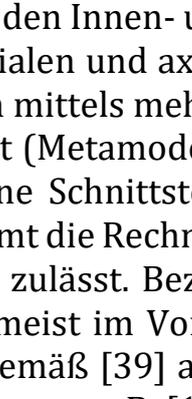
Steifigkeitsmatrix						Metamodell						Analytisches Modell	
C_r	C_{12}	C_{15}	0							0	
	C_r	0							0	
		C_a	0							0	
			C_t	C_{35}	0							0	
				C_t	0							0	
					0	0	0	0	0	0	0	0	

Tabelle 2-2: Modellierungsoptionen zur Abbildung der Lagersteifigkeit

Steifigkeitsmatrizen werden meist mit analytischen Modellen für einen bestimmten Betriebspunkt ermittelt, stellen also eine Linearisierung eines nichtlinearen Modells dar [110]. Daher sind sie allenfalls für Lager mit näherungsweise linearem Verformungsverhalten geeignet. Die Nebendiagonalen sind insbesondere bei Lagern mit Axialkraftkomponenten zu berücksichtigen. Die logische Weiterentwicklung ist die Verwendung von vorausberechneten Kennlinien oder -feldern anstelle von konstanten Steifigkeitswerten. Derartige Kennfelder können von manchen Lagerherstellern bereitgestellt werden, z.B. BEARINX-MAP [62, 163] von Schaeffler Technologies. Dabei kann auch das Lagerspiel gut abgebildet werden. Die auf den Innen- und Außenring wirkenden Kräfte sind abhängig von den radialen und axialen Verschiebungen sowie den Verkippungen und werden mittels mehrdimensionaler Interpolation aus den Kennfeldern ermittelt (Metamodell) [62, 163]. Ein Nachteil ist es, dass für die Verwendung eine Schnittstelle im MKS-Tool implementiert sein muss. Diese verlangsamt die Rechnung z.B. in AVL EXCITE, indem sie keine CPU-Parallelisierung zulässt. Bezüglich der Rechenzeit sind die analytischen Modelle daher meist im Vorteil. Für Lager mit kugelförmigen Wälzkörpern basieren gemäß [39] alle in der Literatur üblichen Modelle auf der Hertzchen Pressung, z.B. [127, 144–146, 156]. Unterschiede finden sich bei Wälzlagern mit Linienkontakt. So kann man unterscheiden zwischen

empirischen Ansätzen, wie z.B. nach [157], oder analytischen Ansätzen, wie z.B. in [83] beschrieben. Das von Scurria [144] entwickelte Lagermodell für Wälzlager mit Linienkontakt basiert auf den Arbeiten von Teutsch und Sauer [156, 157]. Dieses Modell wird in Simcenter 3D benutzt, wohingegen AVL EXCITE für Lager mit Linienkontakt den analytischen Ansatz nach Kunert [83] verwendet. In [39] wird ein benutzerdefiniertes Kraftelement in Fortran für MSC.ADAMS programmiert. Dort werden die verschiedenen Ansätze für analytische Lagermodelle ausführlich dargestellt und verglichen. Typischerweise werden die Lagerreaktionen in fünf FHG durch Summation der Reaktionen der einzelnen Wälzkörper berechnet. Ein Nachteil ist es, dass hierfür die Lagerinnengeometrie sehr genau bekannt sein muss, das ist bei den Metamodellen nicht notwendig. Die zur Untersuchung des akustischen Verhaltens relevanten Effekte, die von den Metamodellen und den analytischen Modellen berücksichtigt werden, sind: Richtung der Lagerkraft abhängig von den Relativpositionen der Lagerelemente zueinander unter Einbezug des Lagerspiels, periodische Steifigkeitsschwankung infolge der Wälzkörperbewegung sowie Koppel- und Kippsteifigkeiten. Effekte, die hingegen vernachlässigt oder allenfalls stark vereinfacht berücksichtigt werden, sind: hydrodynamische Effekte, Lagerreibung, Verformung der Lagerringe und Einflüsse des Wälzkäfigs [101, 144, 173]. Die Lagerdämpfung wird über einfache viskose Dämpfer in den jeweiligen FHG berücksichtigt. Zwar finden sich in der Literatur, z.B. in [9, 39, 131, 156], auch Ansätze zur Berechnung der Dämpfung basierend auf Schmierstoffparametern, jedoch sind diese recht komplex und erfordern die Kenntnis zahlreicher, meist nicht verfügbarer Materialparameter. Daher werden in den MKS-Tools bevorzugt Richtwerte herangezogen. So gibt Krämer [80] einen Wertebereich für eine als proportional zur Lagersteifigkeit k_L angenommene Dämpfung d_L an, siehe (2-49).

$$d_L = (0,25 \dots 2,5) \cdot 10^{-5} \cdot k_L \text{ mit } [d_L] = 1 \text{ s}, [k_L] = 1 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}} \quad (2-49)$$

Zusammenfassend wird festgehalten, dass Metamodelle und analytische Lagermodelle einen für NVH-Analysen ausreichenden Detaillierungsgrad aufweisen bei gleichzeitig vertretbarem Rechenaufwand.

2.2.7 Lösung der Bewegungsgleichungen im Zeitbereich

Aufgrund der ausgeprägten Nichtlinearität insbesondere von Zahnrädern und Wälzlagern sind MKS-Modelle nur im Zeitbereich sinnvoll lösbar. Geeignete Solver setzen ein DGL-System erster Ordnung voraus, sodass die

Bewegungsgleichungen zweiter Ordnung (2-36) bzw. (2-40) der Körper erst zu einem solchen reduziert werden müssen. Mit $v(t)=\dot{X}(t)$ wird aus einer DGL zweiter Ordnung ein System von zwei DGL erster Ordnung.

$$M_{\text{red}}\dot{v}(t)+C_{\text{red}}v(t)+K_{\text{red}}X(t)-F_{\text{red}}=0 \quad (2-50)$$

$$v(t)-\dot{X}(t)=0 \quad (2-51)$$

Damit liegen zwei DGL der Form (2-52) mit den Anfangsbedingungen $y(0)=y_0$; $\dot{y}(0)=\dot{y}_0$ vor, wobei y als Vektor aufzufassen ist.

$$f(t,y(t),\dot{y}(t))=0 \quad (2-52)$$

Die DGL-Systeme sind bei Getriebemodellen üblicherweise numerisch sehr steif. Für derartige Probleme haben sich Solver aus der Klasse der BDF-Verfahren (Backwards Differentiation Formulae) bewährt. Deshalb werden sie in vielen gängigen MKS-Tools, wie z.B. AVL EXCITE Power Unit [101], Simpack [49] oder Siemens Simcenter 3D Motion [109] verwendet. Die Grundidee des Verfahrens besteht darin, $y(t)$ mit einem auf finiten Differenzen basierenden Polynom des Grads k mit den letzten k Lösungswerten als Stützstellen zu interpolieren. AVL nutzt dabei die Lagrange Interpolation [101] und die maximale Ordnung $k=2$. Der Solver von Simcenter 3D Motion basiert gemäß [109] auf dem von Petzold [119] entwickelten DASSL-Solver, der eine Interpolation nach Newton verwendet, variabel bis zur Ordnung $k=5$. Da die Ableitung des Polynoms wiederum die Stützwerte des Polynoms enthält, ergibt sich nach Einsetzen in (2-52) Gleichung (2-53) [119].

$$f(t,y,\alpha_D y+\beta_D)=0 \quad (2-53)$$

Dabei ist α_D eine Konstante, die von der Ordnung und der Zeitschrittweite und β_D ein Vektor, der von bereits berechneten Lösungen abhängt. Alle Argumente in (2-53) werden zu einem diskreten Zeitwert t_n berechnet. Die Lösung nach dem aktuellen y_n erfolgt mit einem modifizierten Newton-Verfahren, wobei der Startwert mit dem aktuellen Interpolationspolynom zum Zeitpunkt t_n ermittelt wird [119]. Die Polynom-Ordnung und die Zeitschrittweite wird in jedem Zeitschritt mittels einer Fehlerabschätzung neu bestimmt [119]. Der Solver in AVL verwendet ebenfalls ein modifiziertes Newton-Verfahren, weitere Details können in [101] nachvollzogen werden. Beide MKS-Tools lassen variable Zeitschrittweiten zu, das kommt der Recheneffizienz zugute. Je nach MKS-Programm kann der Be-

nutzer verschiedene Vorgaben für den Solver machen. Die Minimalvorgaben sind: maximale Zeitschrittweite, Simulationsdauer, Zeitschrittweite der Ergebnisse und Toleranzwerte für die Genauigkeit von Kraft- und Weggrößen. Darüber hinaus sind oftmals Optionen für die Schrittweitensteuerung und die Anzahl zulässiger Iterationen je Schritt implementiert. Wichtig ist zudem, dass konsistente Anfangsbedingungen (z.B. Wellendrehzahlen bei $t=0$ betrags- und vorzeichenrichtig) vorgegeben werden, da der Solver sonst nicht oder nur sehr langsam konvergiert.

Nachdem die Lösung im Zeitbereich vorliegt, werden in einem Postprocessing-Schritt entweder die Anregungskräfte an den Lagerstellen oder die Oberflächengeschwindigkeiten im Frequenzbereich extrahiert, siehe Abb. 2-1, Kapitel 2.2.1. Mit Letzterem liegen die Eingangsdaten für eine Schallabstrahlungsberechnung vor. Ausgewählte Methoden der Akustikanalyse werden im nächsten Kapitel vorgestellt.

2.2.8 Methoden der Schallabstrahlungsberechnung

Die Simulation der Schallabstrahlung für nichttransiente Vorgänge beschränkt sich bisher auf den Frequenzbereich. Da Getriebe in aller Regel geschlossene Systeme darstellen, ist insbesondere die Abstrahlung der äußeren Oberfläche relevant. Mathematisch gesehen handelt es sich um ein Randwert-Problem (genauer: äußeres stationäres Abstrahlproblem), bei dem eine ortsabhängige Funktion für das Schnellepotential gesucht wird [78]. Dabei muss die Funktion die Helmholtz-Gleichung, die Sommerfeld-Bedingung und die Randbedingung, die über die Oberflächengeschwindigkeiten in Normalenrichtung (nach außen gerichtet) vorgegeben wird, erfüllen [78]. Da die MKS-Untersuchungen im Zeitbereich erfolgen, ist die Akustikanalyse diesen nachgeschaltet. Ansätze zur Berechnung von Schallgrößen im Zeitbereich parallel zur MKS sind derzeit noch Gegenstand der Forschung [138, 140].

Für die numerische Lösung des akustischen Abstrahlproblems werden gegenwärtig vor allem drei Methoden angewandt, die wiederum in zahlreiche Untermethoden eingeteilt werden können [27, 92, 121, 122]:

- Randlelementmethode (BEM)
- FEM mit Akustischen Finiten Elementen
- Alternative Methoden, z.B. Ersatzstrahlermethode, Trefftz-basierte Methoden wie die Wave Based Technique (WBT)

Aufgrund der Vielzahl der Berechnungsverfahren wird hier nur kurz eine repräsentative Auswahl behandelt. Einen ausführlichen Vergleich von

Einzelmethoden findet sich z.B. in [27, 92, 121, 122]. Die BEM wird am längsten verwendet, da sie keine Vernetzung des Luftraums erfordert und aufgrund der daraus resultierenden kleineren Modelle die numerische Akustikanalyse komplexerer Strukturen erst ermöglicht hat. Grundlage für das numerische Berechnungsmodell ist dabei eine mit Hilfe der Greenschen Funktion aus der Helmholtz-Gleichung abgeleitete Randintegralgleichung. Diese kann direkt (abhängig von Schalldruck und Schallschnelle) oder indirekt (abhängig von Einfach- und Doppelschichtpotenzial) formuliert sein. Dabei wird die abstrahlende Oberfläche mit zweidimensionalen Elementen diskretisiert. Die primären gesuchten Größen sind je nach Formulierung der Schalldruck und die Schallschnelle, bzw. das Einfach- und Doppelschichtpotenzial an den Knotenpunkten oder den Elementmitten des BEM-Netzes. Die gesuchten Größen werden als Summe lokal definierter Ansatzfunktionen (Polynome) beschrieben, das führt auf Gleichungssysteme mit vollbesetzten unsymmetrischen Matrizen. Deshalb können Standard-FE-Solver nicht verwendet werden, sondern es muss auf spezielle Solver zurückgegriffen werden. Meist liegen die Oberflächenschnellen in Normalenrichtung bereits als Randbedingung vor. Nachdem die Größen an der Oberfläche bestimmt sind, kann der Schalldruck an einer beliebigen Stelle im Raum berechnet werden, ebenso wie die abgestrahlte Schalleistung [52, 78, 121].

Bei der Schallberechnung mit akustischen Finiten Elementen muss hingegen ein Teil des Luftvolumens um den abstrahlenden Körper herum vernetzt werden. Dabei wird das Volumen durch eine theoretisch frei wählbare Fläche um die Struktur herum begrenzt. Die Schalldrücke an den Knoten des Netzes stellen die Unbekannten dar und werden durch eine Linearkombination von Basisfunktionen (Polynome) angenähert. Daraus lassen sich auch die Schallschnellen ableiten. Die Forderung nach Erfüllung aller Rand-, Erhaltungs- und Kontinuitätsbedingungen führt zu einer „schwachen Formulierung“ der Helmholtz-Gleichung für jedes Element. Das daraus abgeleitete Gleichungssystem hat eine ähnliche Form wie die Standarddifferentialgleichung der Mechanik mit einer „akustischen Massen-, Steifigkeits- und Dämpfungsmatrix“. Damit sind bewährte FE-Solver für die Lösung im Frequenzbereich einsetzbar. Als Randbedingung werden in der Regel die Oberflächenschnellen angegeben, mit ihnen werden die Drücke an den zugehörigen Knoten des akustischen FE-Netzes berechnet. Zusätzlich muss noch dem Problem der Reflexion am äußeren Rand des Akustiknetzes infolge eines Impedanzsprungs Rech-

nung getragen werden. Dies kann durch absorbierende Randbedingungen, infinite Elemente im unbegrenzten Außenraum, oder eine zusätzliche absorbierende Schicht erfolgen. Letzteres wird mittlerweile bevorzugt verwendet, da es dafür automatisierte Verfahren gibt, wie z.B. Automatically Matched Layer (AML). Dabei werden wichtige Parameter, wie die Schichtdicke, die notwendig ist, um Schallwellen vollständig zu absorbieren, automatisch vom Solver gewählt und so erheblich Rechenzeit eingespart. Die durch die Grenzfläche des vernetzten Volumens abgestrahlte Schalleistung kann dann aus den berechneten Feldgrößen ermittelt werden. [12, 70, 78, 92, 122] Verschiedene BEM- und FEM-Methoden werden von Graf [52] Neher [110] und Falkenberger [36] auf ein Hinterachsgetriebegehäuse angewendet und verglichen sowie ein Abgleich der Ergebnisse mit Messdaten durchgeführt. Zwar führen die Verfahren zu ähnlichen Resultaten, unterscheiden sich aber zum Teil erheblich in den Rechenzeiten. Die AML-Methode fällt auch hier positiv auf [36]. Sowohl für die BEM als auch für die FEM ist sind überdies sog. „Acoustic Transfer Vectors“ (ATVs) in kommerziellen Tools wie Simcenter 3D implementiert. Dabei werden für bestimmte, vom Benutzer vorzugebende Feldpunkte für verschiedene Frequenzen akustische Transferfunktionen berechnet. Mit ihnen lässt sich dann der Schalldruck an den Feldpunkten mittels Multiplikation mit einem beliebigen Vektor der Oberflächengeschwindigkeiten frequenzabhängig berechnen. Dadurch muss z.B. bei der Berechnung zahlreicher Betriebspunkte nicht jedes Mal eine neue BEM- oder FEM-Rechnung aufgesetzt werden, stattdessen werden die ATVs einfach mit den jeweiligen Vektoren der Oberflächengeschwindigkeiten multipliziert, was die Berechnung erheblich beschleunigt. Detailliertere Ausführungen zu ATVs finden sich z.B. in [177].

Die WBT gehört zu den indirekten Trefftz-Methoden, deren Grundidee es ist, im Gegensatz zur BEM und FEM, Wellengleichungen zu verwenden, die eine exakte Lösung der Helmholtz-Gleichung darstellen. Prinzipiell können diese jedoch die Randbedingungen verletzen, sodass versucht wird, das Residuum an den Randgebieten verschwinden zu lassen. Dies führt typischerweise zu einem deutlich kleineren Gleichungssystem als bei der BEM und der FEM, jedoch ist dieses voll besetzt. Eine erste Konkretisierung des Verfahrens wird von Desmet [27] beschrieben und von Pluymers [121, 122] weiterentwickelt. Beide vergleichen die WBT ausführlich mit der BEM und der FEM. Hepberger [67] wendet die WBT auf einen kastenförmigen Fahrzeuginnenraum an und vergleicht an einem

Punkt den berechneten Schalldruck mit FEM-Ergebnissen und Messungen in einem Frequenzbereich bis 500 Hz. Es zeigt sich, dass mit der WBT bessere Ergebnisse bei deutlich geringerer Rechendauer erzielt werden können. Wenngleich dies als problemspezifische Aussage zu werten ist, wird dadurch das Potenzial der WBT verdeutlicht. Ein kommerzielles Tool, das die WBT nutzt, ist AVL EXCITE Acoustics. Das Ziel ist es, die Schallberechnung möglichst anwenderfreundlich zu gestalten [107]. So ist z.B. keine Vernetzung des Luftraums erforderlich, sondern es wird eine einfache, quaderförmige Partitionierung der Umgebung des Strukturnetzes in Domänen vollzogen. Diese werden vom Solver automatisch bis zu einer kugelförmigen Grenzsicht, die das Nahfeld beschreibt, erweitert [107, 122, 129]. In diesen Domänen kommen die exakten Wellengleichungen zur Anwendung, wohingegen außerhalb, in der Fernfelddomäne, analytische Abstrahlfunktionen eingesetzt werden [107, 122, 129]. Als Randbedingung werden die Oberflächengeschwindigkeiten angegeben, die wiederum Eingang in das Residuum-Schema der Wellengleichungen finden [107, 122]. Wie in [128, 129] aufgezeigt wird, eignet sich das Verfahren für die Berechnung von Motor-Getriebeverbänden, jedoch finden sich in der Literatur keine umfassenden Vergleiche mit Messdaten. Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass es grundsätzlich drei gängige Klassen mit zahlreichen Berechnungsverfahren für die Schallabstrahlung von Getrieben gibt. Bisher finden sich keine Arbeiten, die Verfahren aus allen drei Klassen auf Getriebe mit komplexen Gehäusen anwenden und Messdaten gegenüberstellen.

2.3 Messtechnische Methoden zur Untersuchung der Schallabstrahlung von Getrieben

Die messtechnische Untersuchung der Schallabstrahlung von Getrieben kann unterteilt werden in einen Struktur- und einen Akustikanteil. Dabei werden für die Ermittlung der Schwingungsanregung der Struktur vorwiegend Kraftgrößen gemessen. Die resultierende Schwingungsantwort wird mit Weggrößen erfasst. Im Akustikteil ist der Schalldruck von besonderer Bedeutung, bei der Bestimmung der Schallintensität abhängig vom Messverfahren auch die Schallschnelle. Im Folgenden wird eine relevante Auswahl an Messverfahren vorgestellt, die den Stand der Technik zur strukturdynamischen und akustischen Untersuchung von Getrieben darstellen.

2.3.1 Ermittlung der Schwingungsanregung

Wie in Kapitel 2.1 dargelegt, stellt die Verzahnung die Hauptanregungsquelle in Getrieben dar. Die erzeugten Vibrationen werden über die Lagerstellen an das abstrahlende Getriebegehäuse weitergegeben, sodass sich grundsätzlich zwei Messorte für die Anregungsmessung anbieten: direkt an den Verzahnungen und an den Lagerstellen. Die Wirkung von externen Anregungen, die Torsionsschwingungen verursachen, können an diesen Stellen ebenfalls erfasst werden, sofern sie sich auf das Laufverhalten der Zahnräder auswirken. Zur Messung der Torsionsanregung werden üblicherweise mit DMS bestückte Messwellen verwendet [169].

Messungen direkt an den Verzahnungen lassen sich unterteilen in Drehbeschleunigungsmessungen, wie z.B. in [66, 73, 93, 136, 166] und in Messungen mit DMS im Zahnfuß, wie z.B. in [148, 152]. Aufgrund der meist sehr beengten Platzverhältnisse und der erforderlichen Telemetrie ist mit beiden Optionen ein großer Aufwand verbunden, sodass der Einsatz überwiegend auf spezielle Verspannungsprüfstände mit einfacheren Getriebegehäusen beschränkt ist. Zudem lässt eine gemessene Verzahnungsanregung zunächst keine Schlüsse darüber zu, wie und an welchen Orten diese in das Gehäuse eingeleitet wird.

Die Messung der Schwingungsanregung an den Lagerstellen gleicht diesen Nachteil aus und kommt ohne Telemetrie aus. Allerdings erschwert auch hier der Bauraum die Umsetzung. Die beiden Prinzipien, die sich am geeignetsten für spezielle Kraftaufnehmer erwiesen haben, sind DMS und Piezo-Quarze [169]. Bisher in der Literatur dokumentierte Lösungen für die Messung von dynamischen Lagerkräften lassen sich in drei Methoden einteilen:

- Die Messung im Kraftnebenschluss mit einem Piezo-Quermessdübel, z.B. in einer Bohrung nahe am Lager. Diese Methode wird von Quiring [125] zur Beurteilung berechneter Lagerkraftspektren mehrstufiger Getriebe eingesetzt, wobei sich zeigt, dass die quantitative Aussagekraft begrenzt ist. Dennoch liefert der Abgleich größtenteils plausible Ergebnisse und zeigt etwa, dass Modelle mit biegeelastischen Wellen näher an der Messung liegende Resultate aufweisen, als solche mit starren Wellen.
- Die Messung im direkten Kraftfluss, z.B. mit einem Dynamometer bestehend aus vier Piezo-Mehrkomponenten-Kraftaufnehmern, die zwischen zwei Platten mit hoher Vorspannung eingebaut sind. Dieses Prinzip wird von Gyax [60] zunächst zur Schnittkraftmessung

bei der spanenden Fertigung eingesetzt und von Falkenberger [36] zur dynamischen Messung von Lagerkräften aufgegriffen. Es kann eine gute Reproduzierbarkeit und eine hohe Auflösung beobachtet werden. Dadurch lassen sich zahlreiche Effekte wie z.B. die Modulation der Zahneingriffs- mit Lagerüberrollfrequenzen erfassen. Weber [166] hingegen verbaut piezoelektrische Aufnehmer direkt zwischen Lagerring und Gehäuse, das dafür speziell angepasst wird. Damit gelingt es ihm, den Gültigkeitsbereich für rechnerische Modellgesetze bei einstufigen Getrieben mit kastenförmigen Gehäusen zu bestimmen.

- Die Messung von Dehnungen am Lageraußenring mit DMS. Diese Methode verwendet Haas [61] bei einem zweistufigen Getriebe. Dabei sind in einer Nut auf dem Außenring des am stärksten belasteten Lagers vier DMS mit halben Wälzkörperabstand angebracht. Gemessen werden die Tangentialspannungen, die sich abhängig von der Radialkraft ändern. Da dieser Zusammenhang jedoch eine ausgeprägte Nichtlinearität aufweist, werden die Messdaten qualitativ und nicht quantitativ ausgewertet.

Zusammenfassend wird festgehalten, dass sowohl an der Verzahnung als auch an den Lagerstellen Anregungskräfte ermittelt werden können, unter Einsatz von Piezo-Sensoren oder DMS. Die Messung direkt an der Verzahnung gestaltet sich aufgrund der benötigten Telemetrie als sehr aufwendig. Sinnvoller scheint es zu sein, die Anregung direkt an der Schnittstelle zum abstrahlenden Gehäuse, nämlich an den Lagerstellen, zu messen. Bisher konnte eine quantitative Messung der Lagerkräfte hier nur mit Piezo-Kraftaufnehmern realisiert werden.

2.3.2 Messtechnische Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Getrieben im Betrieb

Während im statischen Zustand die klassische Modalanalyse, siehe z.B. [7, 52], ein bewährtes Verfahren zur Erlangung des modalen Modells einer vornehmlich linearen Struktur darstellt, ist dieses im Betriebszustand in aller Regel nicht anwendbar. Zum einen gestaltet sich die Einleitung von ausreichend Schwingungsenergie bei kompletten Baugruppen als schwierig, zum anderen hängt das Schwingungsverhalten auch von der Belastung nichtlinearer Elemente wie Verzahnungen und Lager ab. So zeigt Neher [110] in seinen Untersuchungen die Schwierigkeiten der Modalanalyse bei Getrieben mit vorgespannten Wälzlagern auf.

Diese Schwierigkeiten treten auch bei anderen Strukturen auf, die bei Betriebsbedingungen dynamisch untersucht werden. So wird im Bauingenieurwesen für die Modalanalyse von Brücken, Gebäuden etc. die sog. Operational Modal Analysis (OMA) verwendet. Dies ist ein Ansatz, mit dem das modale Modell einer Struktur allein aus den Schwingungssignalen im Betrieb ermittelt wird, ohne die Anregung zu kennen. Diese wird dabei als weißes Rauschen angenommen, das entspricht im Frequenzbereich einer sehr flachen, d.h. einheitlichen Anregung [18, 29]. Da die Anregung für alle Moden in diesem Fall näherungsweise gleich groß ist, kann allein aus Auto- und Kreuzkorrelationsspektren der Antwortsignale ein modales Modell abgeleitet werden. Allerdings ist dieses nicht vollständig, da die modale Masse aufgrund der unbekanntenen Anregung nicht bestimmt, wohl aber unter gewissen Annahmen abgeschätzt werden kann [18]. Für die Berechnung der Korrelationsspektren ist die gewichtete Korrelation sehr beliebt, da hier die positive Hälfte des Spektrums ausreichend ist. Hierzu wird mit (2-54) zunächst die Matrix der Auto- und Kreuzkorrelationen R_i der Antwortsignale im Zeitbereich berechnet [29, 72]. Dabei ist N die Anzahl der Messwerte und i die Variable, mit der die Anzahl der verschobenen Samples zwischen den korrelierten Signalen y angegeben wird ($i=-N+1 \dots N-1$).

$$R_i = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} y_{k+i} y_k^T \quad (2-54)$$

Um Signalrauschen zu minimieren, werden bei der Berechnung die Signale nicht um einzelne Samples, sondern um kleine Signalfenster mit 2^n Messwerten verschoben, sodass sich L Zeitfenster ergeben ($L \ll N$). Somit ergibt sich für das positive Leistungsspektrum als Diskrete Fourier Transformation (DFT) der Korrelationen die Gleichung (2-55).

$$S_{yy+}(\omega) = \frac{w_0 R_0}{2} \sum_{k=1}^L w_k R_k e^{-j\omega k \Delta t} \quad (2-55)$$

Hier ist w_k eine Exponentialfunktion zur Minimierung des Leck-Effekts. Die dadurch künstlich eingebrachte Dämpfung kann jedoch leicht rechnerisch korrigiert werden. Zur Bestimmung des modalen Modells aus den Spektren hat sich die sog. Operational PolyMAX-Methode bewährt. Dabei werden die Koeffizienten β_r eines Zählerpolynoms und α_r eines Nennerpolynoms so bestimmt, dass der quadratische Fehler zwischen der in der Bildebene (z -Domäne) definierten Ansatzfunktion nach (2-56) und den

gemessenen Spektren minimal wird [29]. Die Polynomordnung p_{Ord} wird vom Anwender vorgegeben und beruht auf Erfahrungswerten.

$$S_{yy+}(\omega) = \sum_{r=0}^{p_{\text{Ord}}} z^r [\beta_r] \left(\sum_{r=0}^{p_{\text{Ord}}} z^r [\alpha_r] \right)^{-1} \quad (2-56)$$

Die Details dieses Prozesses sowie die Berechnung der Polstellen dieses Modells sind z.B. [117] zu entnehmen. Die vom Benutzer auszuwählenden komplex konjugierten Polpaare λ_i, λ_i^* enthalten die zugehörigen Eigenfrequenzen und Dämpfungen. Mit (2-57) werden schließlich n Eigenformen $\{v_i\}$ berechnet [29, 72, 117]. Die Einflüsse der Moden außerhalb des betrachteten Frequenzbereichs werden über die Residuen LR, UR berücksichtigt, und die Faktoren $\{g_i\}$ haben eine ähnliche Bedeutung wie die modalen Partizipationsfaktoren bei der klassischen EMA.

$$S_{yy+}(\omega) = \sum_{i=1}^n \frac{\{v_i\}\{g_i\}}{j\omega - \lambda_i} + \frac{\{v_i^*\}\{g_i^*\}}{j\omega - \lambda_i^*} + \frac{LR}{j\omega} + j\omega UR \quad (2-57)$$

Bei Getrieben wird die Annahme der Anregung mit weißem Rauschen meist deutlich verletzt und zwar durch die zahlreichen harmonischen Anregungen. Sie erzeugen starke schmalbandige Anregungen bei stationären Betriebsbedingungen, bzw. „end-of-order-peaks“ bei Hochlaufvorgängen. Diese Peaks, erzeugt durch eine am Ende des Drehzahlbereichs abrupt „beendete“ Ordnung, werden vom Auswertalgorithmus irrtümlich als Mode identifiziert [29, 30]. Die Ergebnisse einer OMA sind für Getriebe also mit Vorsicht zu interpretieren. Um dieses Problem zu umgehen, wurde die sog. Order Based Modal Analysis (OBMA) aus der OMA entwickelt und erstmalig in [72] vorgestellt.

Bei der OBMA werden die während Hoch- oder Herunterlaufmessungen aufgezeichneten Schwingungs- und Drehzahlsignale verwendet. In einem ersten Schritt werden relevante Ordnungen (z.B. Zahneingriffsordnungen) aus den Signalen extrahiert. Die hierfür entwickelten sog. Order-Tracking-Methoden untersucht Di Lorenzo [29] ausführlich. In einem zweiten Schritt werden die extrahierten Ordnungen anstelle von Korrelationsspektren mit dem Operational PolyMAX-Algorithmus ausgewertet. Anstelle eines weißen Rauschens wird hier jedoch eine Unwuchterregung angenommen. Demnach werden extrahierte Ordnungen aus Beschleunigungssignalen proportional zur vierten Potenz der Drehfrequenz angenommen, wohingegen sie bei der klassischen EMA proportional zum

Quadrat der Frequenz sind [29, 30]. Prinzipiell bleibt die Vorgehensweise aber gleich: der Anwender wählt Pole aus einem Stabilitätsdiagramm aus, woraufhin aus diesen ein modales Modell abgeleitet wird. Di Lorenzo [29, 30] wendet das Verfahren auf einen Getriebeprüfstand und ein Windkraftanlagen-Getriebe an. Die erzielten Ergebnisse sind sehr plausibel, wenngleich die Qualität stark vom verwendeten Order-Tracking-Verfahren sowie der Auflösung des Drehzahlsignals abhängt. Inwiefern die Annahme einer Unwuchterregung bei Getrieben zutrifft, insbesondere für Ordnungen, die durch Verzahnungen verursacht werden, wurde bisher noch nicht untersucht.

2.3.3 Schalleistungsmessung

Die Schalleistung eignet sich als skalare Größe aufgrund ihrer Ortsunabhängigkeit besonders gut für die akustische Charakterisierung von Getrieben, beispielsweise bei der Festlegung von Grenzwerten oder zur Validierung von Berechnungsergebnissen. Da sie sich nicht direkt messen lässt, muss sie mithilfe des Schalldrucks oder der Schallintensität bestimmt werden. DIN EN ISO 3740 [33] fasst dabei die genormten Verfahren zusammen und beschreibt einen Auswahlprozess abhängig von einigen Faktoren, vornehmlich den Umgebungsbedingungen sowie Genauigkeitsanforderungen. In [123] werden zudem die Vor- und Nachteile der verschiedenen Messmethoden ausführlich erläutert.

Bei den Verfahren aus der Normenreihe DIN EN ISO 9614 (DIN EN ISO 9614-1, 9614-2 und 9614-3) werden Schallintensitätsmessungen entlang von Pfaden, die eine Hüllfläche beschreiben, ausgewertet. Dabei wird jedem Messpunkt auf dem Pfad eine Teilfläche zugeordnet, sodass aus der Summe über alle Produkte aus Intensität in Normalenrichtung I_{ni} und Teilfläche S_i die gesamte Schalleistung ermittelt werden kann, siehe (2-58). Diese Verfahren sind demnach mit einem hohen messtechnischen Aufwand verbunden und setzen umfangreiches Fachwissen des Anwenders voraus.

$$L_W = 10 \cdot \log \left(\frac{\sum_{i=1}^N I_{ni} S_i}{P_0} \right) \quad (2-58)$$

Demgegenüber stehen die Verfahren der Normenreihe DIN EN ISO 3741 bis 3747. Diese basieren auf der Messung des Schalldrucks, abhängig von der entsprechenden Norm entweder in einer hallenden Umgebung mit

überwiegend Diffusfeld, oder in einem vornehmlich reflexionsarmen Umfeld. Bei der Messung im Diffusfeld wird ausgenutzt, dass aus allen Richtungen etwa gleich viel Schallenergie einfällt, wodurch sich ein fester Zusammenhang zwischen gemessenem Schalldruck und abgestrahlter Schallleistung ergibt [90]. Wird also vorab der sich mit einer speziellen Vergleichsschallquelle bekannter Schallleistung L_{WVGL} einstellende mittlere Schalldruckpegel $\overline{L_{pVGL}}$ ermittelt, so lässt sich die Schallleistung anderer Schallquellen L_W über die Messung des gemittelten Schalldrucks $\overline{L_p}$ und anschließendem Vergleich mit den Werten der Vergleichsquelle für jedes Oktavband nach (2-59) ermitteln. Ein Fremdgeräusch muss ggf. mittels eines Korrekturwerts L_{WKorr} berücksichtigt werden.

$$L_W = L_{WVGL} - \overline{L_{pVGL}} + \overline{L_p} - L_{WKorr} \quad (2-59)$$

Die Verfahren der zweiten erwähnten Normenreihe, die vornehmlich Freifeldbedingungen voraussetzen, basieren auf dem Hüllflächenverfahren. Dieses beruht darauf, dass die Schallleistung näherungsweise konstant bleibt, wohingegen der flächengemittelte Schalldruck mit dem Verhältnis der halbkugelförmigen Ausbreitungsfläche zu einer Bezugsfläche S_0 (i.d.R. 1 m^2) abnimmt. Aufgrund der Abhängigkeit der Schallleistung im Freifeld vom Schalldruckquadrat und der durchströmten Fläche S ergibt sich der Zusammenhang (2-60).

$$L_W = \overline{L_p} + 10 \cdot \log\left(\frac{S}{S_0}\right) \quad (2-60)$$

2.4 Zusammenfassung

Zusammenfassend wird festgehalten, dass der wesentliche Anteil der Schwingungsanregung in Fahrzeuggetrieben aus dem Zahneingriff stammt und sich über die Wellen und Lager in das Gehäuse ausbreitet, an dessen Oberfläche der Körperschall in Luftschall umwandelt und abstrahlt wird. Das wichtigste Werkzeug zur Berechnung dieses Phänomens ist die MKS. Dabei ist die Berücksichtigung der elastischen Eigenschaften von Gehäuse, Wellen und Zahnrädern mittels flexibler Körper entscheidend, ebenso wie das nichtlineare Verhalten der Zahnradstufen und der Lager. Dies wird z.B. in [59] anschaulich dokumentiert. Durch zahlreiche Neuerungen in den kommerziellen Software-Tools stehen dem Anwender mittlerweile vielfältige Modellierungsoptionen zur Verfügung. Doch

auch die FEM ist in der Akustikanalyse von Getrieben eine essenzielle Methode, einerseits zur Generierung der Matrizen zur Beschreibung der flexiblen Körper, andererseits für die Akustikanalyse. Diese kann aber auch mit der BEM oder der WBT durchgeführt werden. Eine umfassende Validierung dieser Berechnungsmethoden in einem gemeinsamen Kontext ist bisher noch nicht erfolgt. Dies erfordert neuartige messtechnische Ansätze insbesondere im Bereich der Anregungsmessung sowie der Erfassung des Schwingungsverhaltens im Betrieb einerseits und die Kombination der verschiedenen Simulations-Teilmodelle zu einem komplexen Berechnungsprozess andererseits.

3 Aufgabenstellung und Zielsetzung

Die in Kapitel 2.2.1 vorgestellte Berechnungskette zur Simulation der Schallabstrahlung wurde in der Literatur für PKW-Getriebe bisher nicht ausreichend validiert. Graf [52] und Neher [110] zeigen auf, dass für Getriebegehäusebaugruppen und deren Einzelteile trotz komplexer Geometrie valide strukturdynamische und akustische Berechnungsmodelle erstellt werden können. Eine Ermittlung der Schwingungsanregung im Zeitbereich mittels MKS-Simulationen findet dabei jedoch nicht statt. Diese kommt in zahlreichen Arbeiten zum Einsatz, z.B. [36, 59, 74, 172]. Eine Möglichkeit zur Validierung des MKS-basierten Ansatzes zur Berechnung der Lagerkräfte, die entscheidend für die Schwingungsanregung sind, wird von Falkenberger [36] entwickelt. An einem Lager werden erstmalig für ein einstufiges Getriebe die drei räumlichen Kraftkomponenten im Betrieb gemessen. Basierend auf diesen Vorarbeiten und den Erkenntnissen aus dem Stand des Wissens, ergeben sich die im Folgenden erarbeiteten Aufgabenstellungen.

Validierung der Schwingungsanregung

Für die Berechnung der Schwingungsanregung sind insbesondere die Verzahnungsmodelle relevant. In den kommerziellen Tools konkurrieren vor allem die in Kapitel 2.2.5 vorgestellten Ansätze. Diese werden zwar z.T. einzeln bezüglich des statischen Drehwegfehlers validiert (z.B. in [21]), jedoch bleiben folgende Fragestellungen unberücksichtigt:

- Vergleich des statischen Drehwegfehlers der in Kapitel 2.2.5 genannten Verzahnungsmodelle unter Berücksichtigung des Einflusses der realen, fertigungsbedingten Zahnflankentopologie(n).
- Einsatz der Verzahnungsmodelle in der Modellierung mehrstufiger realitätsnaher Getriebe. Dies soll geschehen unter Berücksichtigung der realen Flankentopologie(n), der verschiedenen Ansätze zur Verzahnungsdämpfung sowie der Wechselwirkung zwischen Gehäuse und dem System Zahnrad-Welle-Lager. Hierbei steht das dynamische Verhalten der Verzahnungsmodelle im Vordergrund.
- Simultaner Abgleich der berechneten Lagerkräfte mit Messdaten für ein mehrstufiges Getriebe an mehreren Lagerstellen. Dies ist notwendig, um die Anregung möglichst vollumfänglich erfassen und validieren zu können. Zudem bieten sich dadurch die bisher nicht dokumentierte Möglichkeit, die Struktur- und Schallantworten mit einer realistischen Anregung zu berechnen.

Zur Validierung der Berechnungsmodelle für die Verzahnungsanregung, ist der von Falkenberger [36] entwickelte Getriebeprüfstand um folgende Aspekte zu erweitern:

- Einbau eines zweistufigen Getriebes mit realitätsnahen Verzahnungen in Vorgelegebauweise, um den Kraftfluss und das Anregungsverhalten eines Schaltgetriebes adäquat zu berücksichtigen.
- Die in [36] vorgestellte Messeinrichtung für die Lagerkräfte (LKME) ist zwar sehr gut zur Messung geeignet, sie ist jedoch kostenintensiv und benötigt zu viel Bauraum, um diese Lösung an allen Lagerstellen einzusetzen. Zudem werden durch den Zweiplatten-Aufbau nicht unerhebliche Massen an den Lagerstellen eingebracht, dies verringert die Realitätsnähe. Daher ist es notwendig, die bestehende auf Piezo-Sensoren basierende LKME gewichtstechnisch zu optimieren. Zudem ist eine LKME zu entwickeln, die möglichst wenig Eigenmasse hat, wenig Bauraum beansprucht und dennoch eine ausreichende Qualität bei der dynamischen und dreidimensionalen Erfassung von Betriebslagerkräften bietet.
- Sicherstellung einer Gehäuselagerung mit möglichst linearem Verhalten, um eine realitätsnahe und dennoch unkomplizierte Abbildung in der Simulation zu ermöglichen. Dies ist z.B. mit Gummi-Lagerungen nicht geeignet realisierbar [36].
- Reduktion der Auswirkungen von Ausrichtfehlern durch möglichst lange Verbindungswellen zwischen An- bzw. Abtrieb und den Getriebewellen.

Die Abbildung des Prüfstandes auf der Simulationsseite ist über MKS-Modelle in geeigneten MKS-Tools umzusetzen. Da für die Weiterleitung der Anregung an das Gehäuse die dynamischen Eigenschaften der Wellen entscheiden sind, ist eine gründliche Validierung des Übertragungsverhaltens über einen großen Frequenzbereich durchzuführen. Doch auch die Lagermodelle beeinflussen die Anregungsweiterleitung bzw. Rückwirkung der Gehäuseverformung auf die Zahneingriffe enorm. Für die in Kapitel 2.2.6 aufgeführten Modellierungsansätze werden genaue Kenntnisse der Lagerinnengeometrie benötigt. Zwar zeigt Breuer [17] die grundsätzliche Vorgehensweise zu deren Ermittlung mit Hilfe von Tragzahlen und den entsprechenden Normen [95, 105] auf, jedoch mangelt es an konkreten Beispielen, die den Prozess nachvollziehbar darstellen. Zudem ist nicht klar, inwiefern die so ermittelten geometrischen Größen mit den analytischen Lagermodellen zu vergleichbaren Ergebnissen führen

wie z.B. kennfeldbasierte Modelle von Lagerherstellern wie BEARINX-MAP [62, 163]. Das Ziel ist es also, die analytischen Lagermodelle auf Grundlage von Tragzahlen und Normen geeignet zu parametrisieren, um die mit herstellereinspezifischen Modellen verbundenen Einschränkungen zu umgehen und dennoch eine vergleichbare Ergebnisqualität zu erreichen.

Validierung der Berechnung der Schwingungsantwort schallabstrahlender Strukturen

Während wie oben aufgezeigt die Validierung der Wellenmodelle hauptsächlich für die korrekte Berechnung der Anregung relevant ist, sind valide Gehäusemodelle besonders für die Schallabstrahlung von Bedeutung. Graf [52] konnte den Einfluss geometrischer Abweichungen auf die Eigenformen und Schwingungsantworten bei komplexen Getriebegehäusen nachweisen. Allerdings handelte es sich dabei um Untersuchungen auf Einzelteilebene. Zudem wurden die mittels Streifenlichtscan gewonnenen Netze direkt für die Vernetzung mit Tetraedern verwendet, das führt zu einer deutlich höheren Netzfeinheit als bei einer CAD-basierten Vernetzung. Es ist also eine Möglichkeit zu finden, die Auswirkungen geometrischer Unzulänglichkeiten des Gehäuses sowohl auf Einzelteil- als auch auf Baugruppenebene zu untersuchen und dabei die Knoten- und Elementanzahl konstant zu lassen. Nur so lassen sich jegliche Änderungen der Eigenformen ausschließlich auf die geometrischen Abweichungen zurückführen und die Auswirkungen auf die Modellgüte bewerten.

Zusätzlich werden bei der Validierung der Schwingungseigenschaften meist nur die ersten Moden (meist 40 – 60) betrachtet. Der theoretisch auswertbare Bereich ist jedoch in der Regel deutlich größer. In Anbetracht der Tatsache, dass zukünftige elektrifizierte Antriebe deutlich höhere Drehzahlen aufweisen als herkömmliche Verbrenner und damit der akustisch relevante Frequenzbereich deutlich vergrößert wird, sind die Untersuchungen entsprechend auszuweiten. Um die Aussagekraft der Validierung zu erhöhen, ist dabei eine geeignete Anzahl an Übertragungsfunktionen zu berücksichtigen.

Bisher wurden die dynamischen Eigenschaften von PKW-Getrieben im Betriebszustand nicht ausreichend validiert. Oftmals werden nur wenige Oberflächenbeschleunigungen abgeglichen (z.B. in [24]), die keine Aussagen über das gesamte Schwingungsverhalten zulassen. Die in Kapitel 2.3.2 vorgestellten Methoden „Operational Modal Analysis“ (OMA) und „Order Based Modal Analysis“ (OBMA) wurden bisher nur bei Strukturen

mit vergleichsweise einfachen Geometrien und wenig Moden [18, 29, 30, 72] angewandt. Da sie nur auf einfach zu ermittelnde Signale angewiesen sind, stellen sie attraktive Möglichkeiten dar, das Schwingungsverhalten unter Betriebsbedingungen zu analysieren. Ihr Potenzial und ihre Anwendungsgrenzen für komplexere PKW-Getriebe sollen in dieser Arbeit aufgezeigt werden. Die Validierung im Betriebszustand soll zudem durch die Verwendung von gemessenen Lagerkräften als Anregung für die Gehäuseschwingungen in MKS- und FE-basierten Untersuchungen vorangetrieben werden. Dadurch kann die Qualität des Schwingungsverhaltens der Gehäusestruktur deutlich differenzierter beurteilt werden als bisher.

Validierung der Schalleistungsberechnung

Das Hauptaugenmerk dieser Arbeit ist es, aufbauend auf den oben genannten durchzuführenden Untersuchungen, die Schalleistungsberechnung für PKW-Getriebe zu validieren. Dabei sind repräsentativ für die in Kapitel 2.2.8 vorgestellten Klassen an Berechnungsverfahren die FEM, die IBEM und die WBT anzuwenden. Alle drei Verfahren kommen bei der Schallberechnung von Fahrzeuggetrieben zum Einsatz, wurden aber in diesem Kontext bisher noch nicht direkt verglichen. Das Ziel ist es, die Ursachen für Abweichungen so differenziert wie möglich aufzuzeigen. Dies soll durch die Berechnung basierend auf gemessenen Lagerkräften ermöglicht werden, um die Unsicherheiten bei der Anregungsberechnung ausschließen zu können. Da die Schallabstrahlungs-Simulation in aller Regel sehr zeitaufwendig ist, soll eine Strategie zur Minimierung der zu berechnenden Frequenzen erarbeitet und ihre Eignung durch den Abgleich mit Messdaten nachgewiesen werden. Um eine ausreichende Qualität der Schalleistungsmessung zu gewährleisten, ist das Fremdgeräusch (z.B. durch E-Maschinen, Schaltschränke etc.) zu minimieren.

Insgesamt soll durch die erstmalig für ein Fahrzeuggetriebe durchgeführte, möglichst vollständige Validierung der Berechnung über die gesamte Schallentstehungskette hinweg erreicht werden, dass Modellierungsentscheidungen bewertet, Grenzen und Schwachstellen der Berechnung aufgezeigt und damit die Aussagekraft der Anregungs- und Schallabstrahlungsberechnung von Fahrzeuggetrieben deutlich verbessert werden. Dadurch soll letztendlich die simulationsbasierte akustische Optimierung von Getrieben jeglicher Bauart signifikant erleichtert werden. Zudem soll die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf Antriebskonzepte der E-Mobilität diskutiert werden.

3 Aufgabenstellung und Zielsetzung

Mithin sollen die wissenschaftlichen Erkenntnisse bei der Simulation der Geräuschabstrahlung sehr komplexer dynamischer Systeme im Maschinen- und Fahrzeugbau stark erweitert werden.

4 Wesentliche Prüfstandskomponenten

Die Validierung strukturdynamischer und akustischer Berechnungsmodelle von PKW-Getrieben erfordert einen geeigneten experimentellen Aufbau, der die Messung entsprechender Größen wie Anregungskräfte, Drehmomente, Beschleunigungen und Schalldrücke ermöglicht. In den folgenden Abschnitten werden hierzu die wichtigsten Details erläutert.

4.1.1 Aufbau des Prüfstandes

Der prinzipielle Aufbau wurde von Falkenberger [36] übernommen und durch wesentliche Änderungen erweitert oder überarbeitet. Dies betrifft insbesondere das Getriebe, die elektrischen Antriebe sowie die Antriebskomponenten wie Kupplungen etc. Abb. 4-1 illustriert den Aufbau des Prüfstandes.

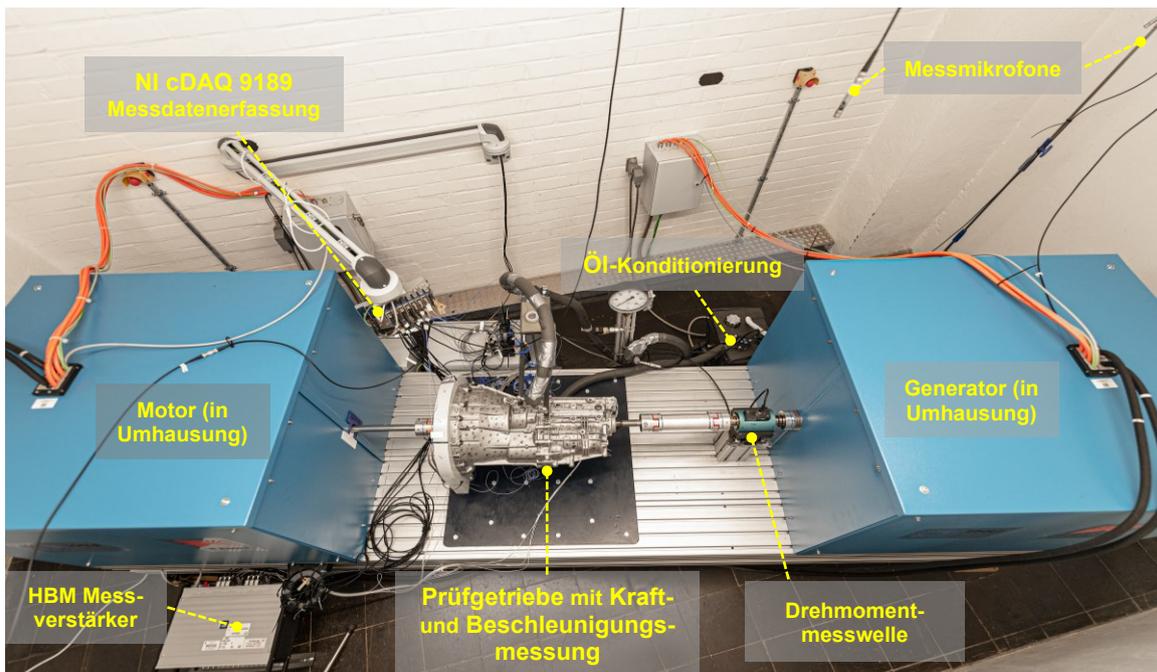


Abb. 4-1: Aufbau des Getriebeprüfstandes

Angetrieben wird der Prüfstand von einem wassergekühlten permanent-erregten Synchronmotor der Firma ATE Antriebstechnik und Entwicklungs GmbH & Co KG. Die gleiche Maschine erzeugt als Generator das Lastmoment, wobei die erzeugte elektrische Leistung wieder an die Antriebsmaschine zurückgespeist wird. Relevante Kenndaten zur Antriebskonfiguration sind den Angaben im Anhang (Kapitel 4. A) zu entnehmen. Die Steuerung der Antriebe erfolgt über ein im Labor für

Strukturmechanik und Akustik entwickeltes LabVIEW-Programm per Feldbus-Schnittstelle an den Umrichtern. Diese sind zur Minimierung des Fremdgeräusches in einem Schaltschrank außerhalb des Prüfraums positioniert, ebenso die Kühlaggregate für die Wasserkühlung der Motoren. Zudem werden die elektrischen Maschinen mit speziell angefertigten Schallschutzhauben der Firma Faist Anlagenbau GmbH abgedeckt. Mit einem bewerteten Schalldämmmaß von 36 dB werden die Störeinflüsse auf die Schallmessung minimiert.

Das Prüfgetriebe ist über lang ausgeführte, weich gelagerte Verbindungswellen und Klauenkupplungen mit dem An- und Abtrieb verbunden. Dadurch werden die Auswirkungen von Ausrichtfehlern minimiert und Torsionsschwingungen gedämpft. Zur Schmierstoffversorgung der Zahnräder und Lager des Getriebes wird an zwei Stellen gezielt in einem Tank vorgeheiztes Öl eingespritzt. Als Schmiermittel wird das Referenz-Öl FVA 3A verwendet, dessen Viskositätsverhalten dem der üblichen Getriebeöle entspricht [36]. Das Öl wird auf 60 °C erwärmt, um einen größeren Durchsatz und eine bessere Ausbildung eines Ölnebels zu gewährleisten. Bei dieser Temperatur beträgt die dynamische Viskosität $\eta=32$ mPas (40 °C: $\eta = 80$ mPas).

Details zum Prüfgetriebe, zur Messtechnik und zum Prüfraum mit schallharten Wänden werden in den nächsten Kapiteln erläutert.

4.1.2 Das Prüfgetriebe und dessen Komponenten

Das Prüfgetriebe ist in Abb. 4-2 isoliert dargestellt. Die wichtigsten Komponenten sind die Stirnradstufen, das Gehäuse inkl. Prüfstandsansbindung und die Wälzlager.

Gehäuse und Prüfstandsansbindung

Das zweiteilige Aluminiumdruckguss-Gehäuse stammt vom manuellen Sechsgang-Schaltgetriebe S6-53 der Firma ZF. Es weist eine für PKW-Schaltgetriebe typische komplexe Geometrie auf. Um möglichst realistische Randbedingungen zu erhalten, ist das Gehäuse an einen massiven Stahlflansch angeschraubt und wird zusätzlich von einem hohlen Aluminiumstab mit überwiegend linearem Verhalten abgestützt. Der Stahlflansch stützt sich ebenfalls auf Aluminium-Hohlstäbe. Dabei ist die Stabgeometrie so ausgelegt, dass die ersten sechs Eigenfrequenzen, bei denen das Gesamtgetriebe als Starrkörper schwingt, unter 250 Hz liegen und somit weit genug von der ersten Eigenfrequenz des Gehäuses bei ca. 556 Hz entfernt sind.

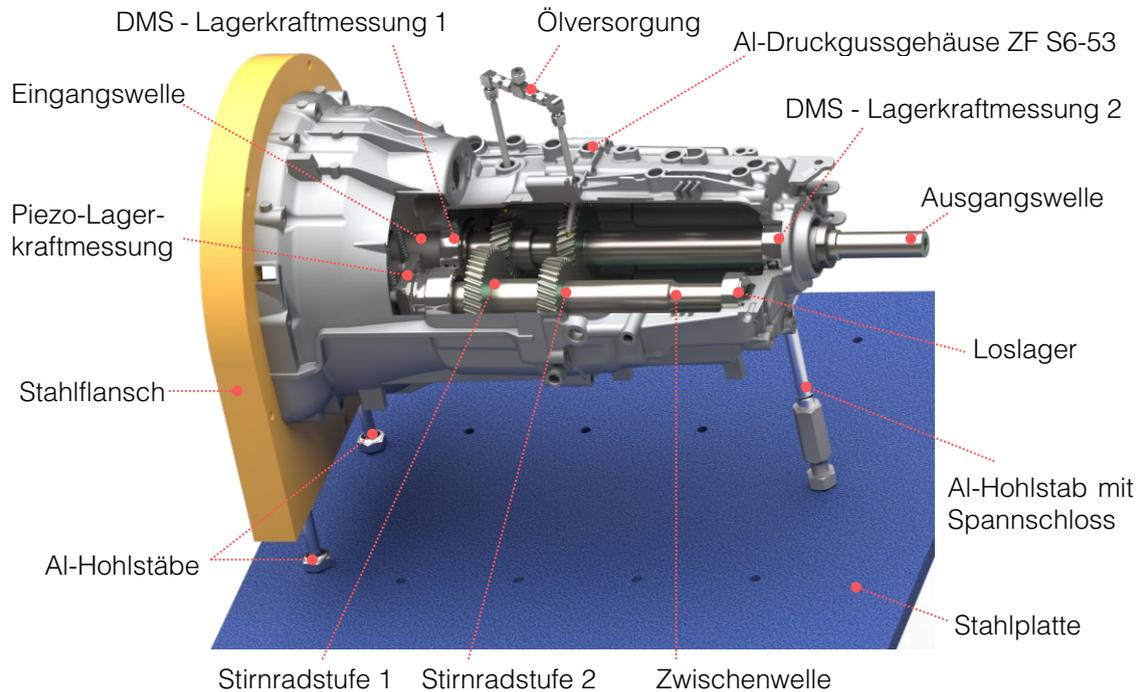


Abb. 4-2: Prüfgetriebe - isolierte Ansicht

Stirnradstufen

Das Getriebe ist als zweistufiges schrägverzahntes Stirnradgetriebe in Vorgelegebauweise ausgeführt, d.h. der Kraftfluss verläuft von der Eingangswelle über die Zwischenwelle zur Ausgangswelle, die koaxial zur Eingangswelle und in dieser gelagert ist. Die Zahnräder sind auf die Wellen aufgeschraubt und bilden in der ausgeführten Anordnung den dritten Gang des Originalgetriebes ab [31]. Dieser wird in urbanen Gebieten sehr häufig gefahren und ermöglicht zudem aufgrund der nicht allzu hohen Übersetzung von $i_3 = 1,768$ den Betrieb beider E-Maschinen in ähnlichen Lastbereichen. Die Kenndaten der Verzahnungen sind im Anhang (Kapitel 4. A) tabellarisch aufgelistet. Die Aufteilung der Übersetzungen orientiert sich am Originalgetriebe, jedoch werden andere geometrische Größen wie z.B. der Schrägungswinkel angepasst, um beispielsweise die axialen Lagerkräfte zu beschränken. Zudem werden keine Flankenkorrekturen vorgesehen, um die Komplexität der Untersuchungen im Rahmen zu halten. Schließlich sollen die Auswirkungen von Fertigungsabweichungen auf Mikrogeometrieebene auf das rechnerische Anregungsverhalten der Verzahnungsmodelle untersucht werden. Bei

aufgebrachten Flankenkorrekturen müssten deren lastabhängige Effekte von denen der Fertigungsabweichungen aufwendig separiert werden.

Wälzlager

Die im Prüfgetriebe verbauten Wälzlager sind im Anhang (Kapitel 4. A) zusammengefasst. Die Festlager sind als vorgespannte Schrägkugellager ausgeführt und sitzen in den Lagerkraftmesseinrichtungen (LKME). Infolge der Vorspannung bildet sich ein negatives Axialspiel und ein nahezu lineares radiales und axiales Einfederungsverhalten aus. Da beide Zahnräder auf der Zwischenwelle dieselbe Schrägungsrichtung haben, resultiert nur eine kleine Axialkraft auf deren Festlager. Zwischen der Ein- und der Ausgangswelle sitzt das Nadellager, das die für diese Getriebebauart übliche Welle-in-Welle-Lagerung realisiert. Die Zwischenwelle wird im Getriebedeckel mit einem Zylinderrollenlager abgestützt, das entspricht einer Fest-Los-Lagerung.

4.1.3 Messtechnik am Getriebeprüfstand

Mit den Messgrößen, die bei den experimentellen Untersuchungen am Getriebeprüfstand erfasst werden, wird die Schallentstehungskette messtechnisch nachvollzogen:

- Schwingungsanregung: Lagerkräfte, Drehmomentschwankungen
- Schwingungsantwort: Oberflächenbeschleunigungen
- Resultierender Luftschall: Schalldrücke

Die Daten werden mit dem Messdatenerfassungssystem NI cDAQ 9189 und entsprechenden Messkarten aufgezeichnet, wobei für einzelne Sensoren auch Verstärker anderer Hersteller verwendet werden. Zur Messdatenerfassung wird ein eigens im Labor für Strukturmechanik und Akustik der THU entwickeltes LabVIEW-Programm eingesetzt.

Für die Validierung der Schwingungsanregung des Getriebegehäuses ist die Messung der übertragenen Lagerkräfte essenziell. Die verwendeten LKMEs sind in Abb. 4-3 illustriert. Für die Messung am Festlager der Zwischenwelle wird eine bereits von Falkenberger [36] verwendete Messvorrichtung mit piezoelektrischen Kraftaufnehmern des Typs 9017/18 B von Kistler angepasst. Die Aufnehmer werden zwischen zwei individuell gestalteten Teilen mit 10 kN vorgespannt und können somit Kräfte in alle drei Richtungen zwischen den Lagern und der Lagerstelle im Gehäuse detektieren. Der Messbereich in axialer z-Richtung beträgt ± 2 kN, quer dazu in x- und y-Richtung ± 1 kN. Die Signale der vier Piezo-Kraftaufneh-

mer werden in einer Summiereinheit überlagert und von einem Messverstärker in drei analoge ± 10 V Signale (x, y, z) umgewandelt, die mit einer NI 9215-Messkarte erfasst werden.

An den Festlagern der Ein- und der Ausgangswelle wird ein neuartiger, in Kooperation mit der Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH entwickelter Lagerkraftmesssensor mit DMS-Vollbrücken eingesetzt. Diese sind an zwischen Innen- und Außenring des Sensors ausgefrästen Stegen befestigt und so angebracht, dass je Richtung ein Messkanal abgegriffen wird. Zwar weist der Sensor ein kleines Übersprechen zwischen den Kanälen auf, jedoch kann dies über eine Multiplikation des Signalvektors mit einer Kompensationsmatrix berücksichtigt werden. Der Messbereich in alle drei Richtung beträgt ± 2 kN, mit einem Kennwert von ca. 1,5 mV/V in x- und y-Richtung (radial) und ca. 1,2 mV/V in z-Richtung (axial). Die Rohsignale werden von einem HBM MGCplus-Verstärker mit ML10B-Einschüben in ein analoges ± 10 V Signal je Messrichtung umgewandelt, das wiederum mit einer NI 9215-Messkarte erfasst wird.

Um die verschiedenen Signalverarbeitungszeiten zu berücksichtigen, werden die Sensoren mit einem Modalhammer angeschlagen. Ein Vergleich des Sensor- und des Hammersignals ermöglicht es, eine Sampledifferenz zu ermitteln, die im Programm zur Messdatenerfassung angegeben werden kann, um die Kraftmesssignale auf ein Sample genau zu synchronisieren.

Am Loslager der Zwischenwelle ist bauraumbedingt keine direkte Kraftmessung möglich, sodass Beschleunigungssensoren des Typs 352B10 von PCB Piezotronics in beide radiale Richtungen in unmittelbarer Nähe des Lagersitzes angebracht werden. Auch für die Messung des Körperschalls an der Gehäuseoberfläche werden Sensoren dieses Typs verwendet. Sie zeichnen sich durch eine geringe Masse von 0,7 g und eine gute Robustheit aus. Die Signale werden dabei mit NI 9234-Messkarten erfasst, die speziell für Sensoren mit IEPE-Standard ausgelegt sind.

Das Drehmoment wird zwischen der Ausgangswelle und dem Generator mit einer Kistler 4503A Messwelle gemessen, die nach dem DMS-Prinzip arbeitet. Dabei wird das Signal intern verstärkt und in ein analoges Signal umgewandelt. Die Messwelle erzeugt zusätzlich ein analoges Drehzahl-signal mit 60 Impulsen pro Umdrehung. Damit lassen sich die meist niederfrequenten Anregungen aus dem Antriebsstrang identifizieren. Sowohl das Drehzahl- als auch das Drehmomentsignal werden mit einer NI 9215-Messkarte erfasst.

Der Schalldruck wird mit drei im Messraum gemäß den Vorgaben aus DIN EN ISO 3743-1 [99] angeordneten vorpolarisierten Kondensatormikrofonen vom Typ 4189 des Herstellers Brüel&Kjaer gemessen. Da es sich um Freifeldmikrofone handelt, ist bei der Messung in einem Raum mit schallharten Wänden eine entsprechende Diffusfeldentzerrung vorzunehmen. Diese ist in das Messdatenerfassungsprogramm implementiert. Durch vorherige Vergleichsmessungen mit einer speziellen Schallquelle bekannter Schalleistung kann der Zusammenhang zwischen Schalldruck und Schalleistung für jedes Oktavband im interessierenden Frequenzbereich bestimmt werden.

Dies wird im folgenden Kapitel gemeinsam mit den akustischen Eigenschaften des Messraums näher vorgestellt.

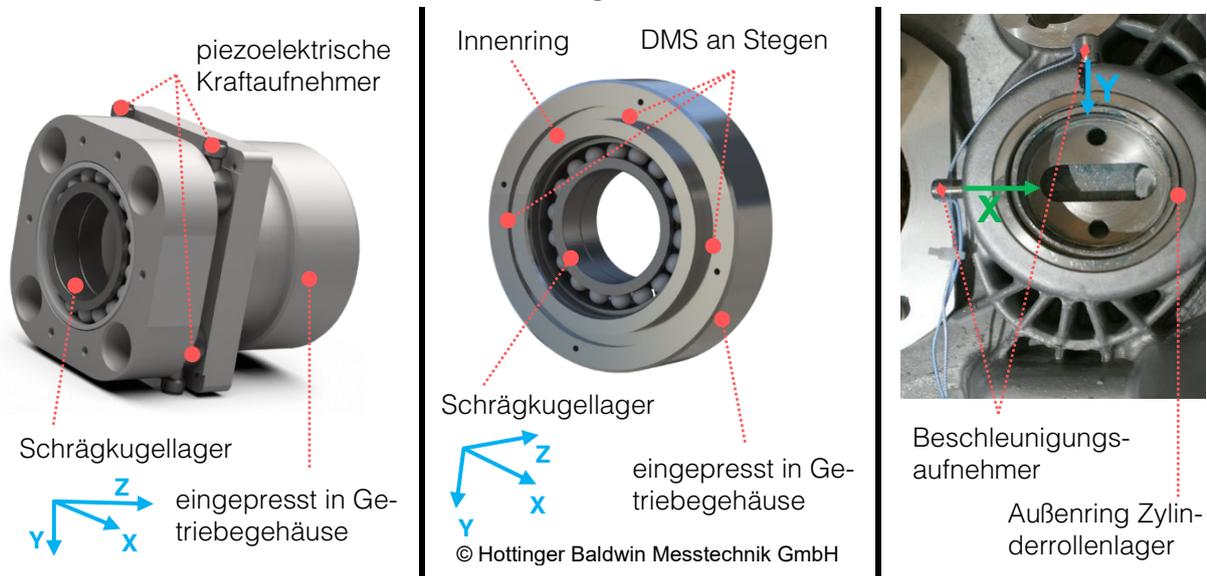


Abb. 4-3: Verwendete Lagerkraftmesseinrichtungen

4.1.4 Prüfraum mit schallharten Wänden nach DIN EN ISO 3743-1

Der Getriebeprüfstand befindet sich in einem Prüfraum mit schallharten Wänden. Die Konzeption des Raumes wird von Falkenberger [36] ausführlich beschrieben. Zweck des Raumes ist die Schalleistungsmessung mit einem Vergleichsverfahren nach DIN EN ISO 3743-1 [99], das gemäß DIN EN ISO 3740 [33] ein Verfahren der Genauigkeitsklasse 2 (Laborverfahren) darstellt. Im Folgenden werden die wichtigsten Anforderungen an die Eigenschaften des Prüfraums aufgeführt und ihr Erfüllungsgrad bewertet.

Volumen des Prüfraums und der Schallquelle

Gemäß der genannten Norm [99] muss der Prüfraum ein Volumen V von mindestens 40 m^3 aufweisen und darf die Schallquelle idealerweise nicht mehr als 1 % davon einnehmen. Befindet sich der Prüfstand im Raum, so ergibt sich ein Volumen von etwa 42 m^3 . Der das Getriebe einhüllende Bezugsquader hat ein Volumen von $0,14 \text{ m}^3$. Damit sind die Anforderungen an die Volumen von Prüfraum und Schallquelle erfüllt.

Positionen der Mikrofone und der Schallquelle

Die Schallquelle ist laut Norm [99] möglichst mittig im Raum zu platzieren und zwar so, dass die Seiten des Bezugsquaders nicht parallel zu den Wänden verlaufen. Um diese Anforderungen zu erfüllen, wird der Getriebeprüfstand schräg im Raum positioniert. Es sind mindestens drei Mikrofone zu verwenden, die einen Mindestabstand in m von $0,3 \cdot \sqrt[3]{V}$ zur Schallquelle aufweisen müssen, das entspricht hier $1,04 \text{ m}$. Zudem wird ein Mindestabstand zu jeglichen Flächen von $0,5 \text{ m}$ gefordert. Diese Forderungen können mit zwei Mikrofonen in gegenüberliegenden Ecken sowie einem Mikrofon an der Decke realisiert werden. Die festgelegten Mikrofonpositionen werden bei allen akustischen Messungen verwendet. Um die Einflüsse des Diffusfeldes zu korrigieren, wird im Messprogramm eine entsprechende Korrektur (Diffusfeldentzerrung) vorgenommen.

Absorptionsgrad, Nachhallzeit und Grenzfrequenz

Der Schallabsorptionsgrad α_{Abs} gibt den Anteil der nicht reflektierten Schallleistung an und sollte unter $0,2$ liegen [99]. Die Ermittlung erfolgt in der Praxis üblicherweise mit der Nachhallzeit T_{60} , die angibt, in welcher Zeit der mittlere Schalldruckpegel um 60 dB abfällt [91]. Sie wird hier aus den Abklingkurven der Impulsantwort auf das Platzen eines Ballons extrahiert. Unter der Annahme kleiner Absorptionsgrade kann daraus mit der Sabine'schen Nachhallformel (vgl. (4-1)) eine rechnerische äquivalente Absorptionsfläche A_{eq} berechnet werden [91]. Das Verhältnis $\alpha_{\text{Abs}} = A_{\text{eq}}/S$ mit der gesamten schallexponierten Fläche S ergibt den Absorptionsgrad. Hier wird vereinfacht nur die Oberfläche des Prüfraumes mit ca. 82 m^2 berücksichtigt.

$$A_{\text{eq}} = 0,163 \cdot \frac{V}{T_{60}} \quad V \text{ in } \text{m}^3, T_{60} \text{ in } \text{s} \quad (4-1)$$

Tabelle 4-1 führt die gemessenen Nachhallzeiten und die sich damit ergebenden Absorptionsgrade für die einzelnen Oktavbänder sowie das gesamte betrachtete Frequenzband von 180 bis 11200 Hz auf. Es ist gut zu

erkennen, dass der Schall in den oberen Bändern deutlich schneller abfällt als in den Unteren, dennoch werden die Anforderungen der Norm an den Absorptionsgrad erfüllt.

Mittenfrequenz in Hz	250	500	1000	2000	4000	8000	250 - 8000
Nachhallzeit T_{60} in s	1,84	1,71	1,39	1,41	1,16	0,77	1,57
Absorptionsgrad α_{Abs}	0,045	0,049	0,060	0,059	0,072	0,11	0,053

Tabelle 4-1: Nachhallzeiten und Absorptionsgrade des Prüfraums

Mit der Nachhallzeit, die sich für den gesamten Frequenzbereich ergibt, lässt sich über die sog. „Schroeder-Frequenz“ eine untere Grenzfrequenz ermitteln. Oberhalb dieser Frequenz können die Eigenfrequenzen des Raumes nicht mehr getrennt identifiziert werden, sodass sich der Schalldruck bei einer Variation des Empfangsorts in quasi-stochastischer Weise ändert [91]. Hier ergibt sich mit (4-2) eine Grenzfrequenz von 386 Hz. Daher wird das Oktavband um 250 Hz in den Auswertungen der Schallleistung nicht berücksichtigt.

$$f_s = 2000 \cdot \sqrt{T_{60}/V} \quad V \text{ in m}^3, T_{60} \text{ in s} \quad (4-2)$$

Fremdgeräuschpegel

Infolge der Einhausung der E-Maschinen stellen die Ölpumpe und deren Antrieb die einzig relevante Fremdgeräuschquelle im Prüfraum dar. Die Kühlaggregate und der Schaltschrank außerhalb des Raumes tragen nur unwesentlich zum Fremdgeräusch bei. Die Norm fordert eine Mindestdifferenz von 6 dB, vorzugsweise 15 dB, zwischen den Mittelwerten der nicht korrigierten Oktavband-Schalldruckpegel der Schallquelle und dem Fremdgeräuschpegel [99]. Der über die drei Mikrofonpositionen gemittelte, A-bewertete Schalldruckpegel (Messdauer 30 s) ist in Abb. 4-4 für Pumpendrehzahlen im üblichen Betriebsbereich abgebildet. Bei der meist eingestellten Drehzahl von 650 min^{-1} beträgt der Pegel maximal ca. 60 dB. Die akustisch auffälligen Betriebspunkte des Getriebes lassen einen deutlich höheren Pegel erwarten, sodass die Forderung nach 15 dB Differenz kein Hindernis darstellt und das Fremdgeräusch somit vernachlässigt werden kann.

4 Wesentliche Prüfstandskomponenten

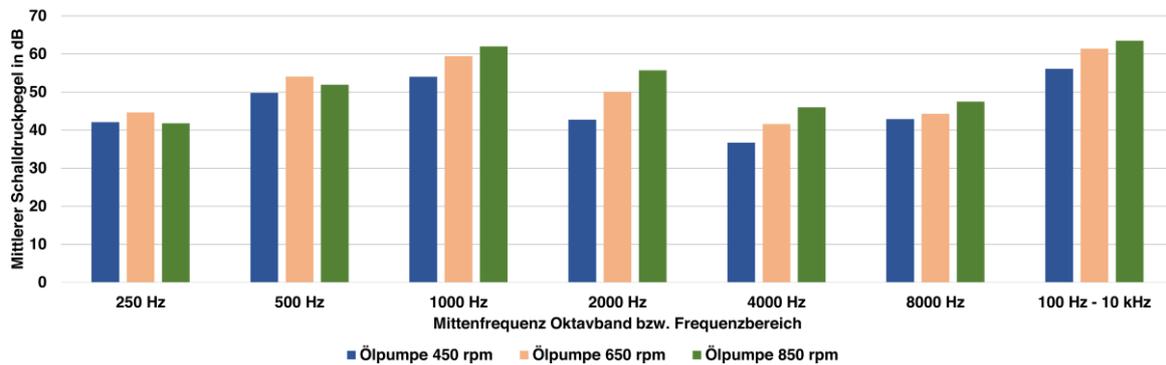


Abb. 4-4: Fremdgeräuschpegel bei verschiedenen Pumpendrehzahlen der Ölversorgungseinheit

Messungen mit der Vergleichsschallquelle und Standardabweichung

Im Diffusfeld verhält sich die Schalleistung näherungsweise proportional zum Schalldruckquadrat [91]. Wird also der Schalldruckpegel einer Schallquelle mit bekannter Schalleistung gemessen, so lässt sich dieser Zusammenhang für jedes Oktavband als Pegeldifferenz zwischen Schalldruck- und Schalleistungspegel ermitteln. Hier wird eine Vergleichsschallquelle mit einem Leistungspegel von 75 dB verwendet. Sie wird an vier Eckpositionen um das Getriebe herum positioniert. Die Messungen mit einer Dauer von jeweils 30 s werden in jeder Position für alle relevanten Oktavbänder und für ein Rauschen zwischen 100 Hz und 10 kHz ohne Fremdgeräusch durchgeführt. Es wird zudem die Standardabweichung σ_{R0} je Oktavband über alle Mikrofon- und Quellenposition ermittelt. Folgende Grenzwerte für σ_{R0} werden von der Norm vorgegeben: 1,5 dB für die Oktavbänder 500 bis 4000 Hz und 2,5 dB für das Band um 8000 Hz [99]. Die Ergebnisse sind in Abb. 4-5 zusammengefasst. Demnach erfüllt die Messung mit der Vergleichsschallquelle die Anforderungen der Norm und ermöglicht so die Ermittlung der Pegeldifferenz ΔL zwischen Schalldruck und Schalleistung.

Somit lässt sich die Schalleistung anderer Schallquellen aus dem über die drei Mikrofone gemittelten Schalldruckpegel \bar{L}_p mit dem Zusammenhang (4-3) berechnen, sofern das Fremdgeräusch vernachlässigt wird.

$$L_W = \bar{L}_p + \Delta L \quad (4-3)$$

Bei der Messung mit anderen Schallquellen ist zudem zu prüfen, ob die Standardabweichung in den genannten akzeptablen Bereichen liegt.

4 Wesentliche Prüfstandskomponenten

Damit wurden der experimentelle Aufbau sowie die messtechnischen Möglichkeiten des Getriebepfährstands ausführlich dargestellt. Im Folgenden werden die rechnerischen Untersuchungen sowie die verwendeten Modelle näher erläutert.

ΔL in dB	1,0	1,6	1,1	-0,2	2,2	0,5
σ_{R0} in dB	0,86	0,33	0,37	0,65	1,08	0,29

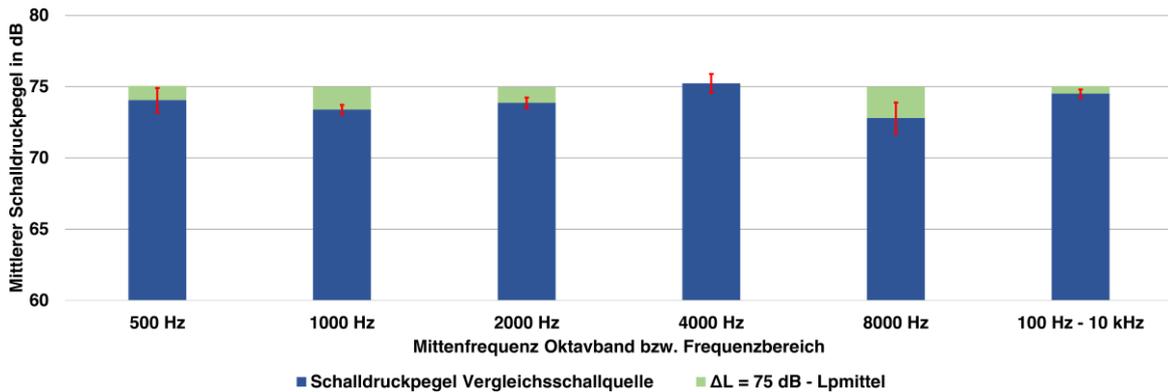


Abb. 4-5: Gemessene mittlere Schalldruckpegel im Prüfraum mit einer Vergleichsschallquelle mit $L_w=75$ dB

5 Rechnerische Untersuchungen

In diesem Abschnitt werden die durchgeführten rechnerischen Untersuchungen detailliert beschrieben. Im strukturdynamischen Bereich der MKS liegt der Fokus dabei auf den Wälzlager- und Verzahnungsmodellen sowie der Einbindung flexibler Modelle des Gehäuses und der Wellen. Diese drei Bestandteile werden zunächst isoliert betrachtet, bevor auf das MKS – Gesamtmodell (bzw. dessen Varianten) des im vorherigen Kapitel vorgestellten Prüfstandgetriebes eingegangen wird. Wie aus Abb. 2-1 hervorgeht, werden mit dem MKS-Modell die Eingangsgrößen für die Akustikuntersuchung berechnet. Es werden drei Akustikmodelle betrachtet, ein BEM-, ein FEM- und ein WBT-Modell (vgl. Kapitel 2.2.8). Anschließend werden die wesentlichen für die Akustik von Getrieben relevanten Einflüsse zusammengefasst.

5.1 Analyse der Wälzlagermodelle

5.1.1 Ermittlung der Lagergeometrie

Wie in Kapitel 2.2.6 beschrieben, erfordern analytische Wälzlagermodelle eine genaue Kenntnis der Lagerinnengeometrie. Diese Angaben werden von den Herstellern nicht veröffentlicht und müssen daher geeignet abgeschätzt werden.

Spindellager B71907-E-T-P4S

Die von den Lagerherstellern angegebene statische radiale Tragzahl C_{0r} beruht in der Regel auf einer Pressungsbestimmung nach Hertz. Die Berechnung von C_{0r} mit der Hertzschen Kontakttheorie, abhängig von der Lagerinnengeometrie, ist in DIN ISO 76 [105] zusammengefasst. Durch Rückwärtsrechnen ist es möglich, die Krümmungsradien an den Laufflächen abzuschätzen, wenn die in der Tabelle im Anhang 5. A aufgeführten Größen bekannt sind. Diese werden aus Katalogwerten und Messungen bestimmt.

Im ersten Schritt gilt es, aus (5-1) den theoretischen Faktor $f_{0 \text{ berechnet}}$ zur Berechnung der statischen Tragzahl zu bestimmen.

$$C_{0r} = f_{0 \text{ berechnet}} \cdot Z \cdot D_W^2 \cdot \cos \alpha \quad (5-1)$$

Dieser Faktor hängt insbesondere vom zunächst unbekanntem Verhältnis der beiden Halbachsen der Hertzschen Druckellipse ab, bezeichnet mit κ . Er lässt sich getrennt jeweils für den Kontakt am Außen- (Index a) und

Innenring (Index i) berechnen, siehe (5-2) [105]. In (5-1) ist der kleinere Wert von beiden einzusetzen. Es wird jedoch angenommen, dass sich die Tragfähigkeiten am Innen- und Außenring nicht wesentlich unterscheiden. Daher wird der Laufbahnrillenradius $r_{i/a}$ und $\kappa_{i/a}$ für beide Fälle so bestimmt, dass (5-2) möglichst gut erfüllt ist.

$$f_{0\ i/a} = 2,39905 \cdot \kappa_{i/a} \cdot \left[\frac{E(\kappa_{i/a})}{2 + a_{i/a} - 0,5 \cdot \frac{D_W}{r_{i/a}}} \right]^2 \stackrel{!}{=} f_{0\ \text{berechnet}} \quad (5-2)$$

Dabei ist $E(\kappa_{i/a})$ ein elliptisches Integral (siehe (5-3)) und $a_{i/a}$ eine Hilfskonstante (siehe (5-4)) [105].

$$E(\kappa_{i/a}) = \int_0^{\pi/2} \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\kappa_{i/a}^2} \right) \cdot (\sin \phi)^2 \right]^{0,5} d\phi \quad (5-3)$$

$$a_i = \frac{D_W \cdot \cos \alpha}{D_{PW} - D_W \cdot \cos \alpha} \quad a_a = \frac{-D_W \cdot \cos \alpha}{D_{PW} + D_W \cdot \cos \alpha} \quad (5-4)$$

Mit $r_{i/a}$ und $\kappa_{i/a}$ liegen zwei Unbekannte vor, sodass eine weitere Gleichung hinzugezogen werden muss, siehe (5-5) [105].

$$1 - \frac{2}{\kappa_{i/a}^2 - 1} \cdot \left[\frac{K(\kappa_{i/a})}{E(\kappa_{i/a})} - 1 \right] - \frac{a_{i/a} + 0,5 \cdot \frac{D_W}{r_{i/a}}}{2 + a_{i/a} - 0,5 \cdot \frac{D_W}{r_{i/a}}} = 0 \quad (5-5)$$

Dabei ist $K(\kappa_{i/a})$ ein weiteres elliptisches Integral, siehe (5-6) [105].

$$K(\kappa_{i/a}) = \int_0^{\pi/2} \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\kappa_{i/a}^2} \right) \cdot (\sin \phi)^2 \right]^{-0,5} d\phi \quad (5-6)$$

Die Gleichungen (5-2) und (5-5) bilden ein nichtlineares Gleichungssystem der Form:

$$g_{1\ i/a}(\kappa_{i/a}, r_{i/a}) = 0 \quad (5-7)$$

$$g_{2\ i/a}(\kappa_{i/a}, r_{i/a}) = 0 \quad (5-8)$$

Eine Lösung kann mit numerischen Verfahren wie dem Newton-Verfahren gesucht werden, jedoch hängt die Konvergenz stark von der Wahl der Anfangswerte ab. Deshalb wird hier ein anderer Ansatz verfolgt. Es wird das Minimum des Betrages von $(g_{1\ i/a}, g_{2\ i/a})$ (siehe (5-9)) für diskrete Werte von $r_{i/a}$ und $\kappa_{i/a}$ berechnet. Je kleiner g_{abs} ist, desto näher liegen die entsprechenden Argumente r und κ an der Lösung für das Gleichungssystem.

$$g_{abs\ i/a} = \sqrt{g_{1\ i/a}^2 + g_{2\ i/a}^2} \quad (5-9)$$

Der übliche Wertebereich am Innenring beträgt $r_i = 0,5 \dots 0,52 \cdot D_W$ und am Außenring $r_a = 0,5 \dots 0,53 \cdot D_W$ [105]. Der Vorfaktor, der das Verhältnis von Rillradius zu Wälzkörperdurchmesser angibt, wird als Schmiegun $s_{i/a} = r_{i/a} / D_W$ bezeichnet, wobei sich auch alternative Definitionen in der Fachliteratur finden, z.B. in [34]. Ein plausibler Wertebereich für $\kappa_{i/a}$ kann mit den Angaben in [34] abgeschätzt werden. Für den Innenring wird $\kappa_i = 3 \dots 9$ und für den Außenring $\kappa_a = 1,5 \dots 6,5$ gewählt. Die sich in diesem Bereich ergebenden Funktionswerte von g_{abs} sind in Abb. 5-1 für den Innen- und Außenring dargestellt. Es lässt sich bei beiden ein Minimum bei den maximalen Schmiegunswerten erkennen, wobei die Werte am Innenringkontakt deutlich näher an der tatsächlichen Lösung zu liegen scheinen.

Mit den ermittelten Werten für die Schmiegunen und den in der Tabelle im Anhang 5. A aufgeführten Daten lassen sich alle weiteren geometrischen Größen für die analytischen Lagermodelle in AVL und Simcenter 3D Motion ableiten. Wird ein Lagerspiel von $0\ \mu\text{m}$ angenommen, so kann die die Steifigkeit eines Lagermodells bei Bedarf allein mit der Schmiegun beeinflusst werden.

Für den Zustand ohne Lagerluft wird vom Lagerhersteller ein BEARINX-MAP Kennfeld zur Verfügung gestellt. Dieses wird als Referenzmodell zur Verifizierung der analytischen Modelle verwendet. Das Spindellager wird paarweise in O-Anordnung eingebaut und über den Innenring axial vorgespannt. Dabei wirkt in den beiden Lagern gemäß Katalog jeweils eine Axialkraft von 273 N. Im ersten Schritt wird das axiale negative Lagerspiel an einem BEARINX-MAP-Modell in AVL EXCITE soweit erhöht, bis diese Axialkraft erreicht wird. Es ergibt sich ein negatives Axialspiel je Lager von $6,35\ \mu\text{m}$. Dieses wird anschließend in den analytischen Lager-

modellen in AVL und Simcenter 3D Motion aufgebracht und die resultierende axiale Vorspannkraft analysiert. Anschließend wird die Schmiegunng so lange verändert, bis die axiale Vorspannkraft 273 N entspricht.

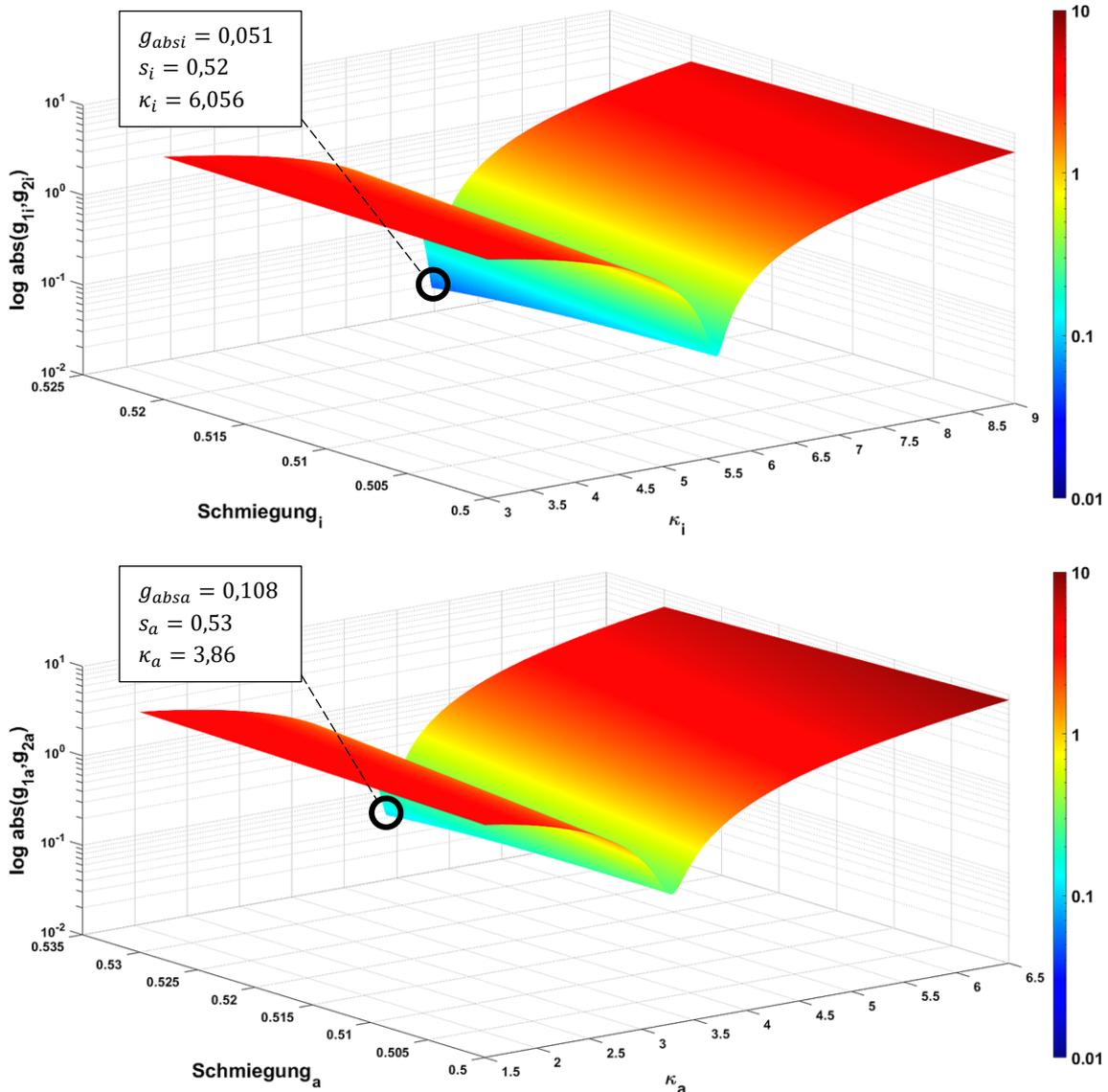


Abb. 5-1: Betrag der Gleichung (5-9) für den Innen- (oben) und Außenring (unten)

Die Ergebnisse dieser Untersuchung sind in Tabelle 5-1 zusammengefasst. Es zeigt sich, dass mit den nach DIN ISO 76 bestimmten Schmiegunngswerten sowohl beim AVL- als auch beim Simcenter 3D - Modell eine um etwa 7,3 % zu hohe axiale Vorspannung resultiert. Die Schmiegunngswerte, die in den Modellen angegeben werden müssen, um die korrekte Vorspannkraft zu erhalten, liegen lediglich um ca. 0,85 % über den mit

DIN ISO 76 ermittelten Werten. Das offenbart den überproportional hohen Einfluss der Schmiegun auf die Lagersteifigkeit.

AVL EXCITE Power Unit		Siemens Simcenter 3D Motion	
$s_i=0.52 \cdot D_W$	$s_i=0,52448 \cdot D_W$	$s_i=0.52 \cdot D_W$	$s_i=0.5244 \cdot D_W$
$s_a=0.53 \cdot D_W$	$s_a=0,53448 \cdot D_W$	$s_a=0.53 \cdot D_W$	$s_a=0.5344 \cdot D_W$
$F_{Vax}=293 \text{ N}$	$F_{Vax}=273 \text{ N}$	$F_{Vax}=293 \text{ N}$	$F_{Vax}=273 \text{ N}$

Tabelle 5-1: Axiale Vorspannkraft in den analytischen Lagermodellen abhängig von den Schmiegunen

Insgesamt betrachtet liefert die hier beschriebene Vorgehensweise eine gute Abschätzung der Schmiegunen des Spindellagers B71907. Verwendet werden dennoch leicht angepasste Werte (rot markiert in Tabelle 5-1), um die Vorspannung möglichst genau abzubilden. Das Steifigkeitsverhalten der Lagermodelle wird in Kapitel 5.1 diskutiert.

Zylinderrollenlager N204-E-XL-TVP2

Für die Bestimmung der Innengeometrie von Rollenlagern schlägt Breuer [17] die Nutzung der Gleichungen für die statische Tragzahl nach DIN ISO 76 [105] und für die dynamische Tragzahl nach DIN ISO 281 [95] vor, eine Bestimmung allein aus der statischen Tragzahl wie bei Schrägkugellagern ist also nicht möglich. Mit den bekannten Tragzahlen (Katalogwerte) können theoretisch aus den Gleichungen Kombinationen für den Durchmesser und die Länge der Wälzkörper berechnet und mit gewissen Bauraumabschätzungen auf ihre Plausibilität hin bewertet werden. Hilfreich können dafür auch die in DIN 5402-1 [102] genormten Rollenabmessungen sein. Für das FAG-Lager N204 scheint das Verfahren nicht geeignet zu sein, da sich mit dem händisch gemessenen Durchmesser $D_w=7,5 \text{ mm}$ mit der Gleichung der statischen Tragzahl zwar eine plausible Wälzkörperlänge ergibt, aus der dynamischen Tragzahlgleichung jedoch eine Länge resultiert, die größer ist als die tatsächliche Länge $L_w=9 \text{ mm}$. Eine naheliegende Erklärung für diesen Widerspruch liefern die in DIN SPEC 1281-1 [96] angegebenen Minderungsfaktoren zur Berücksichtigung von Spannungsüberhöhungen am Wälzkörperperrand. Da die Faktoren experimentell für eine bestimmte Profilierung ermittelt werden, diese jedoch im Allgemeinen unbekannt ist, wird dieses Vorgehen als wenig verlässlich bewertet. Für das Steifigkeitsverhalten ist zudem die Betriebslagerluft wichtig. Sie wird mit Hilfe von Herstellerangaben [103] auf etwa $15 \mu\text{m}$ geschätzt. Für diesen Zustand wird vom Lagerhersteller ein BEARINX-

MAP-Modell zur Verfügung gestellt, das im Folgenden als Referenz betrachtet wird. Anstatt die Wälzkörperlänge aus den Tragzahlen zu ermitteln, wird diese variiert, bis die radiale Einfederung der analytischen Wälzlagermodelle mit der des Referenzmodells bei 20 µm radialer Verschiebung übereinstimmt. Es ergibt sich eine deutlich kleinere Wälzkörperlänge als mit der Gleichung für die statische Tragzahl. Auch hier wird die in den Modellen nicht berücksichtigte Profilierung als Hauptgrund für die Abweichungen vermutet, da sich bei zunehmender Belastung anfänglich ein kleinerer Teil des Wälzkörpers in der Verformungszone befindet und das Lager dadurch weicher wird. In Tabelle 5-2 sind die ermittelten effektiven Wälzkörperlängen zusammengefasst.

Wälzkörper $\varnothing D_W=7,5$ mm	$L_{we}=4,858$ mm	AVL EXCITE Power Unit
Teilkreis $\varnothing D_{PW}=34$ mm	$L_{we}=4,869$ mm	Siemens Simcenter 3D Motion
Radialluft=15 µm	$L_{we}=7,967$ mm	DIN ISO 76 [105]

Tabelle 5-2: Ermittelte effektive Wälzkörperlängen für das Zylinderrollenlager N204

Wälzkörperprofile können mit Scheibenmodellen, wie z.B. in [144, 156, 157] beschrieben, berücksichtigt werden. In Simcenter 3D Motion wird ein solches Modell verwendet. Die profilierte Länge (effektive Wälzkörperlänge) als Grundlage für die Profilberechnung, z.B. nach ISO 16281 [97] oder Fujiwara [41], kann dabei mit den Angaben aus DIN 5402-1 [102] ermittelt werden und beträgt für das Lager N204 $L_{we}=7,6$ mm. Hierbei wurde der Wälzkörper in 18 ungekoppelte Scheiben unterteilt. In AVL EXCITE Powerunit kann eine Profilierung implizit mit einem vorgegebenen Zusammenhang zwischen Eindringung und effektiver Wälzkörperlänge berücksichtigt werden. Allerdings erwiesen sich die AVL-Modelle mit einem ISO Profil als deutlich zu weich, weshalb sie nicht in die weiteren Betrachtungen einbezogen werden. Das Steifigkeitsverhalten der Zylinderrollenlager-Modelle wird in Kapitel 5.1.2 für den Radial- und Rotations-FHG näher betrachtet.

Nadellager K28X35X16

Für Nadellager ist die Vorgehensweise ähnlich wie bei Zylinderrollenlagern. Allerdings ist hier die Abschätzung der Wälzkörpergeometrie wesentlich erleichtert, da der Nenndurchmesser $D_W=3,5$ mm bereits aus den Katalogangaben bekannt ist. Zusammen mit DIN 5402-3 [100] kann die effektive Rollenlänge $L_e=11,8$ mm ermittelt werden. Die Wälzkörperzahl $Z=17$ wird durch Zählen ermittelt, mit der statischen Tragzahl ergibt

sich eine zu hohe Anzahl. Mit Hilfe von Fertigungstoleranzen wird die Lagerluft auf 10 μm geschätzt. Für diesen Zustand wird vom Lagerhersteller ein BEARINX-MAP-Modell zur Verfügung gestellt, das als Referenz verwendet wird. Es zeigt sich, dass das radiale Einfederungsverhalten der analytischen Wälzlagermodelle mit den genannten Geometriedaten für das Nadellager K28X35X16 sehr gut mit dem des BEARINX-MAP-Modells übereinstimmt und somit keine Anpassungen notwendig sind. Im Simcenter 3D Motion-Lagermodell werden die Wälzkörper in 20 ungekoppelte Scheiben unterteilt und zudem der Einfluss der Wälzkörperprofilierung untersucht. Die Auswirkungen auf das Verformungsverhalten werden in Kapitel 5.1.2 näher dargestellt.

Zusammenfassend wird festgehalten, dass bei vorhandenen Lagern eine genaue Geometrieabschätzung für die Eingangsgrößen der analytischen Wälzlagermodelle erreicht werden kann. Liegen die Lager nicht vor, so bleibt zumindest eine Abschätzung mit Hilfe der statischen und dynamischen Tragzahlen sowie der Rahmennormen zur Wälzkörpergeometrie.

5.1.2 Statisches Verformungsverhalten der Wälzlagermodelle

Für die in Kapitel 4.1.2 aufgeführten Wälzlager wird das Einfederungsverhalten der analytischen MKS-Lagermodelle (siehe Kapitel 2.2.6) unter Verwendung der im vorausgehenden Kapitel ermittelten Lagergeometrie untersucht.

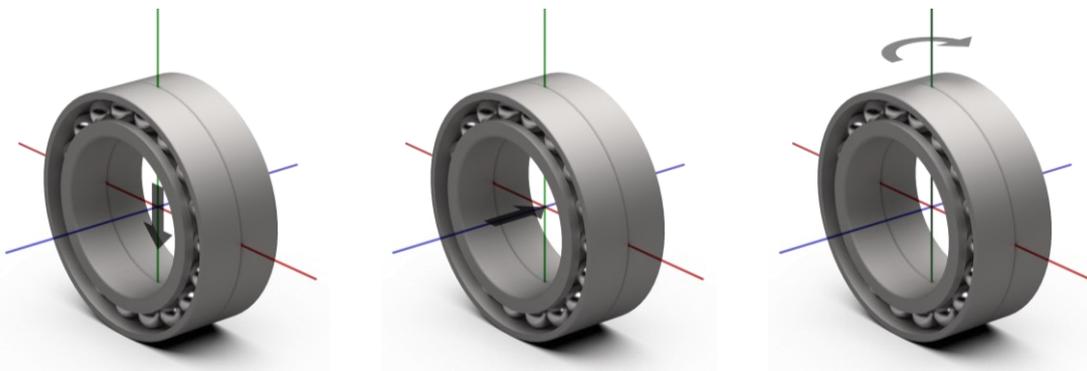


Abb. 5-2: Radiale, axiale und rotierende Relativbewegung der Innenringe zur Bestimmung des Weg-Verformungsverhaltens der Wälzlagermodelle

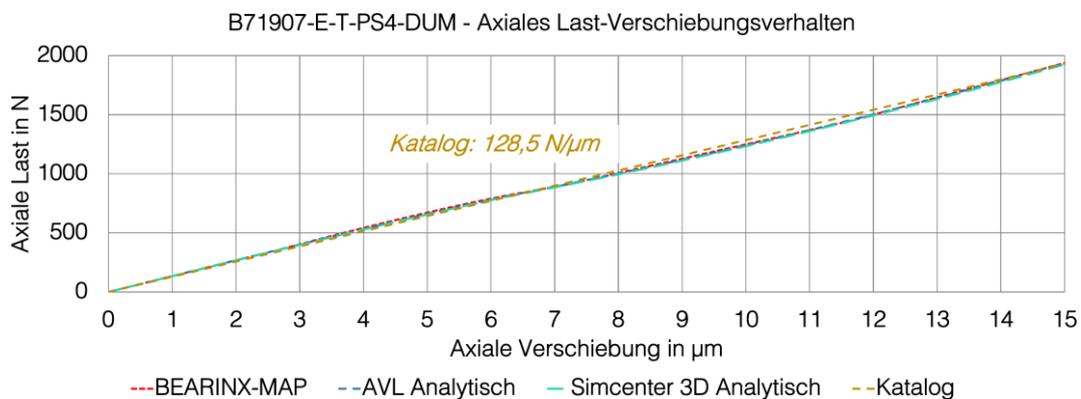
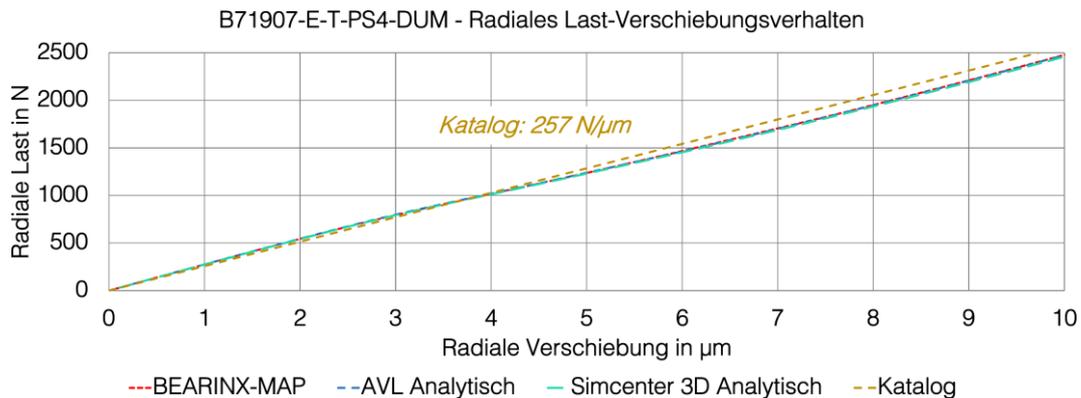
Als Referenz werden die BEARINX-MAP-Kennfelder herangezogen. Die Lagermodelle werden dabei isoliert betrachtet und eine linear zunehmende Verschiebung bzw. Verdrehung auf den Innenring bei fixiertem Außenring aufgegeben, wie exemplarisch für das Schrägkugellagerpaar

in Abb. 5-2 dargestellt. Ausgewertet werden die sich dabei ergebenden Lagerreaktionen am Außenring.

Spindellager B71907-E-T-P4S

Das Spindellagerpaar wird mit den ermittelten Werten für die Lagerinnenengeometrie (siehe Tabelle im Anhang 5. A) in Simcenter 3D Motion und AVL EXCITE Powerunit jeweils als analytisches Lagermodell aufgebaut. Die axiale Vorspannung wird mittels einer Verschiebung von $6,35 \mu\text{m}$ je Lagerinnenring in Richtung der Lagermitte erreicht. Die Innenringe sind mit einer starren Welle verbunden. Auf diese werden die Verschiebungen bzw. Verdrehungen im vorgespannten Zustand aufgegeben. Die über beide Außenringe summierte resultierende Lagerkraft in den Hauptrichtungen ist in Abb. 5-3 dargestellt.

Es fällt zunächst das nahezu lineare Verformungsverhalten auf, dieses entspricht praktisch den Katalogwerten. Die beiden analytischen Modelle in AVL und Simcenter 3D weisen ein identisches Verhalten auf und weichen lediglich minimal von den mit dem BEARINX-MAP-Modell erzeugten Verläufen ab.



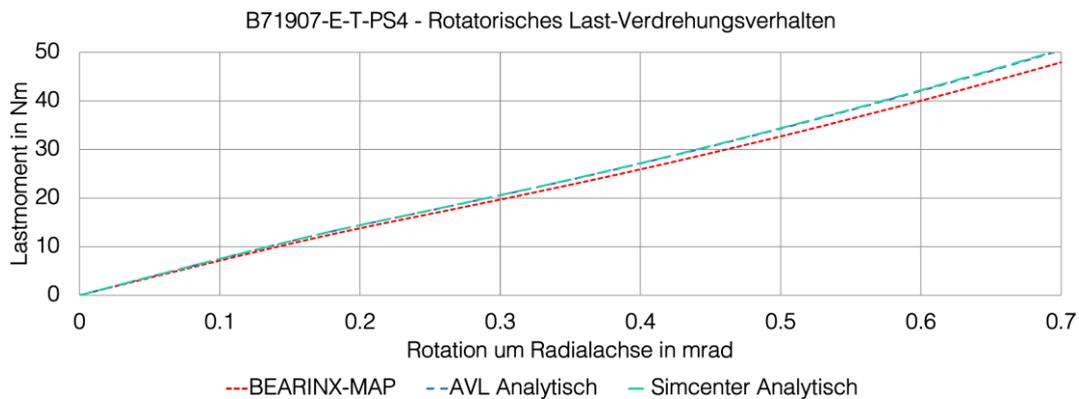


Abb. 5-3: Verformungsverhalten B71907-E-T-P4S-DUM Lagerpaar in den Hauptrichtungen

Diese Aussagen gelten auch für das Verhalten der Koppelsteifigkeiten, wenngleich die axiale Reaktion auf die radiale Verschiebung im unteren Lastbereich nichtlinear ist. Das entsprechende Diagramm im Anhang 5. A zeigt die axiale und die rotatorische Reaktion an einem der beiden Lager auf die radiale Verschiebung. Das gekoppelte Verhalten in radialer und axialer Richtung beim Aufbringen eines Kippmomentes weist eine ähnlich gute Übereinstimmung auf. Folglich lässt sich für das Spindellagerpaar in allen FHG kein nennenswerter Unterschied zwischen den analytischen Wälzlagermodellen in AVL EXCITE Powerunit sowie Simcenter 3D Motion und dem kennfeldbasierten BEARINX-MAP-Modell erkennen. Das Einfederungsverhalten wird demnach durch die analytischen Modelle beider MKS-Tools in allen FHG sehr gut wiedergegeben.

Zylinderrollenlager N204-E-XL-TVP2

Für das Zylinderrollenlager werden die gleichen Untersuchungen mit den im vorherigen Kapitel genannten Geometriedaten durchgeführt, allerdings ohne Berücksichtigung der axialen Richtung sowie der nahezu nicht auftretenden FHG-Koppelung. Dafür wird der Einfluss der Wälzkörperprofilierung berücksichtigt. Dieser kann jedoch nur mit dem Scheibenmodell in Simcenter 3D abgebildet werden. Das radiale und rotatorische Verformungsverhalten des Zylinderrollenlagers ist in Abb. 5-4 illustriert.

In radialer Richtung zeigen alle Modelle ein sehr ähnliches Verhalten, und die Wälzkörperprofilierung scheint von vernachlässigbarem Einfluss. Beim Verkippen um eine Radialachse weisen sowohl das AVL-Modell mit dem Ansatz nach Kunert [83] als auch das auf einem Scheibenmodell [144] basierende Simcenter 3D-Modell ohne Wälzkörperprofilierung

eine deutlich zu niedrige Steifigkeit auf. Mit einer Profilierung nach ISO 16281 [97] kann dies ausgeglichen werden.

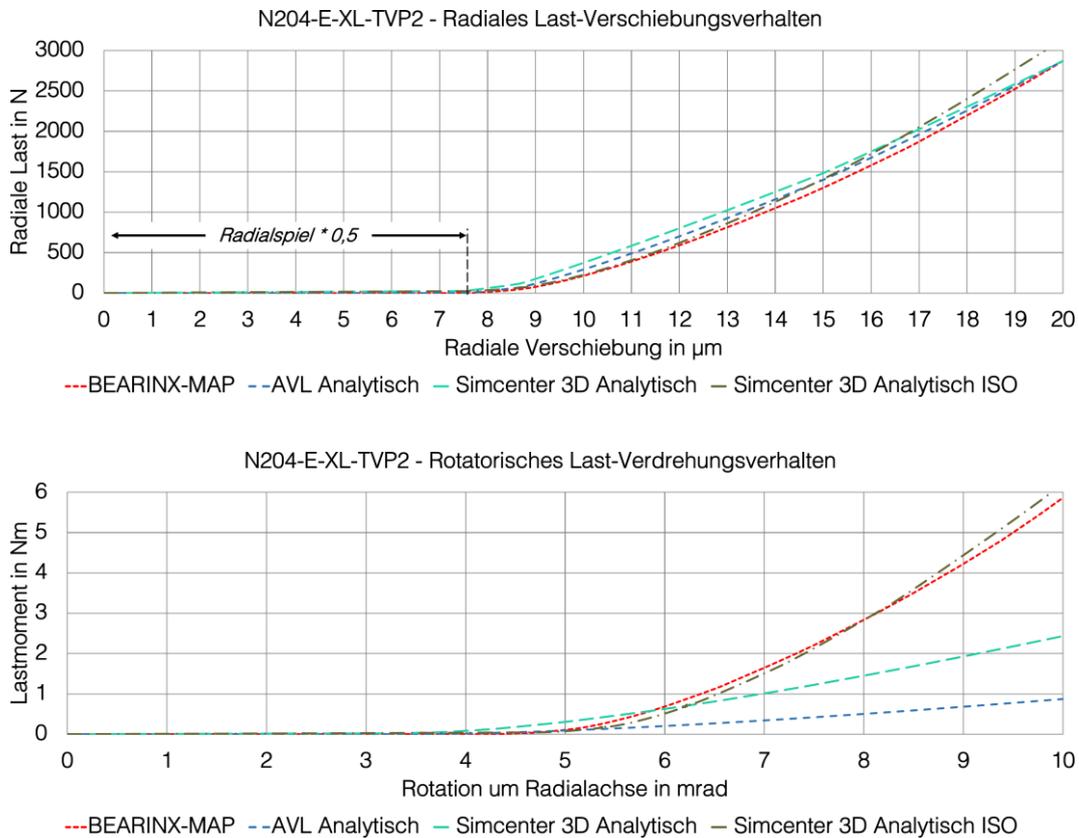


Abb. 5-4: Verformungsverhalten N204-E-XL-TVP2 in radialer und rotatorischer Richtung

Da das Zylinderrollenlager grundsätzlich keine großen Kippmomente übertragen kann, werden die Abweichungen des AVL-Modells, das für dessen Berechnung einen vereinfachten empirischen Ansatz [101] nutzt, nicht kritisch bewertet.

Nadellager K28X35X16

Die Untersuchungen für das Nadellager sind dieselben wie für das Zylinderrollenlager. Abb. 5-5 zeigt das radiale und rotatorische Verformungsverhalten des Nadellagers.

Auffällig ist die Abweichung des Simcenter 3D-Modells ohne Wälzkörperprofilierung bei der radialen Einfederung, sie kann durch das Aufbringen des Profils nach ISO 16281 [97] beseitigt werden. Bei der Kippsteifigkeit fällt wiederum die größere Abweichung des AVL-Modells auf. Da das Lager wesentlich an der Lastaufteilung zwischen den Festlagern der Ein-

und der Ausgangswelle beteiligt ist, sollte das Kippmoment bei der Ergebnisauswertung der MKS-Simulationen geprüft werden.

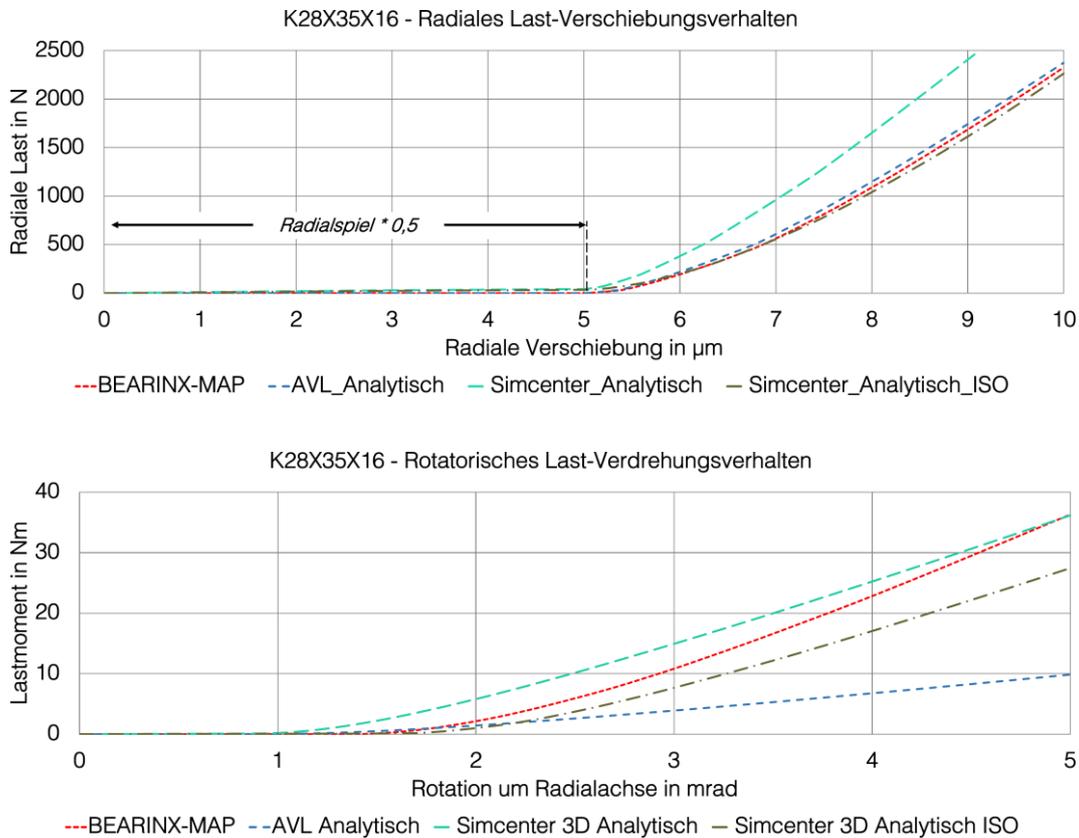


Abb. 5-5: Verformungsverhalten K28X35X16 in radialer und rotatorischer Richtung

Insgesamt weist das Last-Verformungsverhalten der analytischen Lagermodelle eine gute Übereinstimmung mit dem der BEARINX-MAP-Modelle auf. Für Zylinderrollen- und Nadellagermodelle, die auf dem Scheibenmodell nach [144] basieren, bewirkt die Berücksichtigung des Wälzkörperprofils nach ISO 16281 eine bessere Übereinstimmung mit den BEARINX-MAP-Modellen.

5.1.3 Dämpfungsverhalten der Wälzlagermodelle

Die Ermittlung plausibler Dämpfungswerte von Wälzlagern erweist sich aus mehreren Gründen als schwierig. Einerseits sind die Dämpfungen üblicherweise sehr klein, andererseits überlagern sich verschiedene Dämpfungsmechanismen, die wiederum von einer Vielzahl von Parametern abhängen [9, 80, 156]. Die Lagerdämpfung setzt sich zusammen aus der

Schmierstoff- und der Materialdämpfung sowie der Dämpfung durch Reibung in den Kontaktstellen [156]. Wichtige Einflussparameter sind [9]:

- Axiallast: Je höher, desto kleiner die Dämpfung.
- Lagerspiel: Je größer, desto größer die Dämpfung.
- Wälzkörperanzahl: Je höher, desto größer die Dämpfung.
- Drehzahl: Je höher, desto kleiner die Dämpfung, jedoch Wiederanstieg bei sehr hohen Drehzahlen. Zudem nimmt der Einfluss der Schmierung auf die Dämpfung ab.

In den analytischen AVL EXCITE Powerunit-Lagermodellen werden diese Effekte größtenteils nicht berücksichtigt. Die Dämpfungskräfte werden für jeden Wälzkörper einzeln als Produkt aus einer viskosen Dämpfung und der Eindringgeschwindigkeit zwischen Wälzkörper und Laufbahn berechnet. Dabei wird die viskose Dämpfung wiederum aus dem Produkt einer Konstante d_L nach Krämer [80] (siehe Gleichung (2-49)) und der Kontaktsteifigkeit bestimmt [101]. Da die Berechnung für jeden Wälzkontakt erfolgt, weisen Lager mit einer vergleichsweise hohen Wälzkörperzahl bei gleichem d_L eine deutlich höhere Dämpfung auf als ein Lager mit geringer Wälzkörperanzahl. Zwar nimmt die Dämpfung mit der Wälzkörperzahl auch im Experiment zu, jedoch erfolgt dies nichtlinear, sodass von einer Überschätzung der Dämpfung im rechnerischen Modell ausgegangen werden kann [9]. Da die Schmierung am Prüfstand zudem über den Ölnebel erfolgt und aufgrund der axialen Vorspannung kein Spiel vorhanden ist, wird deshalb für das Schrägkugellagerpaar ein niedriger Wert $d_L=0,25 \cdot 10^{-5}$ s angenommen. Für das Zylinderrollen- und das Nadellager wird der Standardwert von $d_L=1 \cdot 10^{-5}$ s eingesetzt. Da der von Krämer [80] in Gleichung (2-49) angegebene Bereich für d_L sehr groß ist, wird zudem die Auswirkung höherer Dämpfungswerte auf die Lagerkräfte untersucht.

In Simcenter 3D Motion wird die Dämpfung des Lagers über ein räumliches Dämpferelement mit einer konstanten, symmetrischen 6x6-Matrix abgebildet. Die Dämpfungskräfte bzw. -momente werden abhängig von den Relativgeschwindigkeiten zwischen Innen- und Außenring berechnet, die oben genannten Einflüsse auf die Dämpfung werden also nicht abgebildet [108]. Aufgrund ihres schwachen Einflusses werden hier die Einträge auf den Nebendiagonalen vernachlässigt. Um im Vergleich zu den AVL-Modellen ähnliche Dämpfungseigenschaften zu erhalten, werden die Lagermodelle in AVL und Simcenter 3D mit einer Masse gekoppelt und mit einem Kraft- bzw. Momentensprung in jeweils eine der

Hauptrichtungen (vgl. Abb. 5-2) zum Schwingen angeregt. Die Matrixeinträge werden dabei so angepasst, dass die Abklingkurven des Simcenter 3D-Modells mit denen des AVL-Modells näherungsweise übereinstimmen. Bei der Bestimmung der rotatorischen Dämpfung für das Zylinderrollen- und das Nadellager ist ein direkter Abgleich bedingt durch die stark abweichenden Kippsteifigkeiten nicht möglich. Hier wird stattdessen ein gleiches logarithmisches Dekrement der Abklingkurven angestrebt. Die ermittelten Dämpfungswerte für die Simcenter 3D-Lagermodelle sind in Tabelle 5-3 zusammengefasst.

Damit wurden die wesentlichen Charakteristika der analytischen Lagermodelle aufgezeigt. Im Folgenden werden die Verzahnungsmodelle zur Abbildung der Stirnradstufen näher beschrieben.

	B71907-E-T-P4S	N204-E-XL-TVP2	K28X35X16
Radial Ns/m	2570	2296	6000
Axial Ns/m	1200	0	0
Rotatorisch Nms/rad	1,07	0,05	0,95

Tabelle 5-3: Dämpfungsmatrizen (nur Hauptdiagonalen) der Simcenter 3D Motion - Lagermodelle

5.2 Analyse der Verzahnungsmodelle

5.2.1 Übersicht über die verwendeten Verzahnungsmodelle

Aus den in Kapitel 2.2.5 vorgestellten Modellen zur Abbildung der variablen Zahnsteifigkeit wird die in Tabelle 5-4 zusammengefasste Auswahl getroffen. Damit werden unterschiedlich komplexe Modelle zur Abbildung der Radkörper- und Zahnverformung sowie die Möglichkeiten zur Berücksichtigung der Zahnflankentopologie infolge von Fertigungsabweichungen abgedeckt. Die messtechnische Ermittlung der Zahnflankentopologie wird in Kapitel 6.1.2 näher dokumentiert. Dabei wird auch die mittlere Zahndickenabweichung ermittelt. Da in Simcenter 3D Motion nur eine Flanke je Zahnrad vorgegeben werden kann, werden die Zahnflanken mit der größten und geringsten Standardabweichung sowie eine über alle Zähne gemittelte Flanke verwendet. In AVL EXCITE kann jede Zahnflanke individuell berücksichtigt werden. Zudem werden Modelle ohne Flankentopologie aufgebaut, in diesen wird die mittlere Zahndickenabweichung zur Abbildung des Verzahnungsspiels angegeben. Die parametrische Modellreduktion der Zahnräder (siehe [22, 23]) wird

automatisiert über einen Preprocessing-Schritt im sog. „Transmission Builder“ in Simcenter 3D durchgeführt [108].

	Analytisch AVL EXCITE Powerunit	Analytisch-empirisch Simcenter 3D Motion	Analytisch-numerisch Simcenter 3D Motion
Verformung	Weber / Banaschek	Empirisch nach Vedmar	Modelle mit Parametrischer Modellreduktion nach FE-Preprocessing
Kontakt	Hertz / Petersen	Weber / Banaschek	Weber / Banaschek
Varianten	<ol style="list-style-type: none"> Keine Zahnflankentopologie Alle Zähne mit individueller Zahnflankentopologie 	<ol style="list-style-type: none"> Keine Zahnflankentopologie σ_{min}-Zahnflankentopologie Gemittelte Zahnflankentopologie σ_{max}-Zahnflankentopologie 	<ol style="list-style-type: none"> Keine Zahnflankentopologie σ_{min}-Zahnflankentopologie Gemittelte Zahnflankentopologie σ_{max}-Zahnflankentopologie

Tabelle 5-4: Übersicht über die verwendeten Verzahnungsmodelle und die daraus abgeleiteten Varianten

5.2.2 Statischer Drehwegfehler der Einzelmodelle

Zur Beurteilung des Anregungsverhaltens von Verzahnungen werden in der Literatur (z.B. [13, 45, 93]) sowohl der statische Drehwegfehler (SDF) unter Last als auch die Kraftanregung bei quasistatischen Bedingungen verwendet. Bei den Untersuchungen zum SDF werden die Verzahnungen sehr langsam abgewälzt (Drehzahl $\rightarrow 0$), sodass Trägheitseffekte vernachlässigt und Unterschiede in der Verzahnungssteifigkeit durch Drehwegabweichungen ausgeglichen werden können, was zu einer konstanten Kontaktkraft führt. Wird die Drehzahl hingegen stark erhöht (Drehzahl $\rightarrow \infty$), kann der Ausgleich über die Drehwegabweichung aufgrund der Trägheit nicht mehr erfolgen, sodass sich stattdessen eine variable Kontaktkraft einstellt. Über den Vergleich des SDF ist eine Einschätzung des Anregungsverhaltens möglich, vorausgesetzt, die verglichenen Verzahnungen haben eine gleiche mittlere Verzahnungssteifigkeit [13]. Da hier Modelle für dieselben Zahnradstufen verglichen werden, ist diese Bedingung erfüllt, auf die quasistatischen Untersuchungen mit hohen Drehzahlen wird also verzichtet.

Mit den in Tabelle 5-4 aufgeführten Verzahnungsmodellen werden für die beiden Stufen isolierte Einzelmodelle aufgebaut. Dem Ritzel wird dabei eine langsame konstante Drehung aufgegeben und dem Rad ein Lastmoment, alle anderen FHG sind gesperrt. Das Moment wird mit ± 10 Nm um

den gewählten Betriebspunkt von 70 Nm an der zweiten Stufe und entsprechend 60 Nm an der ersten Stufe variiert. Da in allen Modellen eine Diskretisierung der Zahnräder mit Scheiben erfolgt, wird der SDF mit 5, 10, 15 und 20 Scheiben untersucht. Je Stufe ergeben sich so 120 Modelle. Ausgewertet werden die ersten drei Ordnungen des SDF, die sich mittels Transformation in den Frequenzbereich ergeben. Im Zeitbereich wird der SDF nach (5-10) aus den Drehwinkeln $\varphi_{1/2}$ sowie den Grundkreisradien $r_{b1/2}$ berechnet [48].

$$\text{SDF} = |r_{b1} \cdot \varphi_1(t) - r_{b2} \cdot \varphi_2(t)| \quad (5-10)$$

Auf Abb. 5-6 sind die Amplituden der ersten zwei Verzahnungsordnungen dargestellt, die am bedeutendsten sind für das Anregungsverhalten. Es zeigen sich folgende Einflüsse:

- Wird keine Flankentopologie angegeben, sind die Amplituden am kleinsten und stark abhängig vom gewählten Verformungsmodell. Das empirische Modell weist die größten Amplituden auf, gefolgt vom analytischen Weber/Banaschek – Modell und dem reduzierten FE-Modell. Letzteres erzeugt dafür auch bei der zweiten Ordnung im Gegensatz zu den anderen Modellen ohne Topologie noch eine Anregung.
- Diese Charakteristika werden bei der Angabe einer Topologie von deren Einfluss stark überlagert. Erwartungsgemäß weist die Flanke mit der größten Standardabweichung (σ_{\max} -Flanke) bei beiden Ordnungen die höchsten Amplituden auf, dicht gefolgt von der gemittelten Flanke und der Flanke mit der geringsten Standardabweichung (σ_{\min} -Flanke). Die zweite Ordnung ist besonders bei den Modellen mit parametrischer Modellreduktion und σ_{\max} -Flanke stark ausgeprägt, die anderen Modelle erzeugen keine nennenswerten Amplituden. Bei allen Modellen wird durch die Berücksichtigung einer Flankentopologie die Amplitude des SDF im Vergleich zum entsprechenden Modell ohne Topologie erhöht, da dadurch die Berührflächen stets verkleinert werden.
- Die Scheibenanzahl wirkt sich beim empirischen Modell und dem Modell mit parametrischer Modellreduktion deutlich stärker aus als bei den Weber/Banaschek-Modellen. Insgesamt ist der Einfluss jedoch recht gering, ab 15 Scheiben sind keine größeren Änderungen mehr zu sehen. Eine Ausnahme scheint das Modell mit parametrischer Modellreduktion und σ_{\max} -Flanke zu sein. Hier ist die größte Abweichung im

seitlichen Randbereich, und sie wird abhängig von der Scheibenzahl unterschiedlich interpoliert.

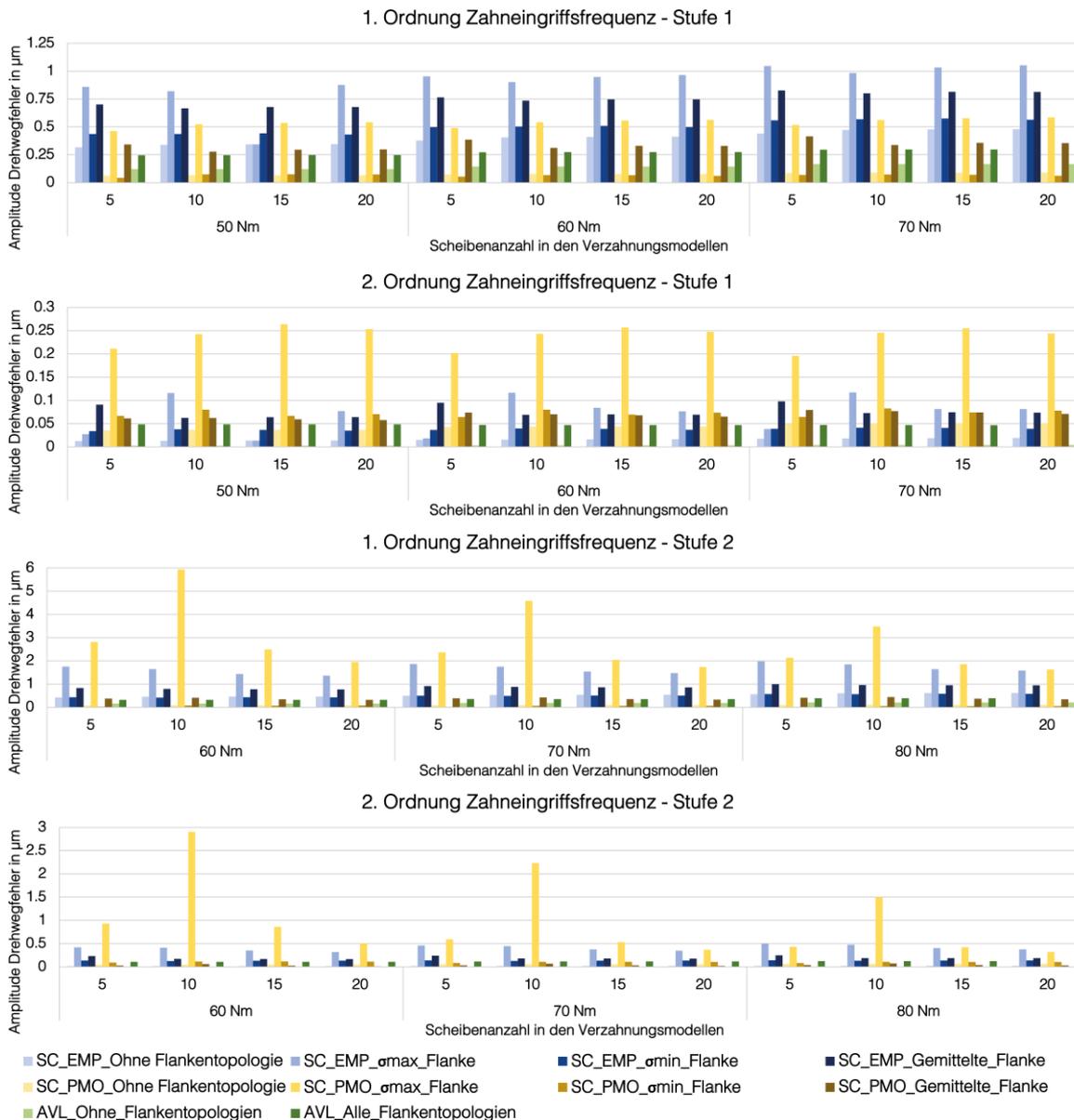


Abb. 5-6: Amplituden der ersten zwei Verzahnungsordnungen des SDF für die erste (oben) und die zweite (unten) Verzahnungsstufe

Das Drehmoment beeinflusst die Amplituden beider Ordnungen im untersuchten Bereich nur geringfügig, sodass Drehmomentschwankungen sich kaum auf die Verzahnungsanregung auswirken.

Die AVL EXCITE-Modelle mit individueller Flankentopologie ermöglichen noch weitreichendere Untersuchungen. Wird das Ritzel komplett abgewälzt, so zeigen sich auch starke Anregungen bei niedrigeren Ordnungen,

siehe Abb. 5-7. Die erste Drehzahlordnung zeigt eine starke Dominanz mit ca. 6 μm Amplitude bei der ersten und 3 μm bei der zweiten Stufe. Es ist zu erwarten, dass sich durch diese Amplitudenmodulation starke Seitenbänder um die ZEF herum ausprägen. Derartige Effekte können nicht erfasst werden, wenn keine oder nur eine Flanke für alle Zähne vorgegeben werden kann.

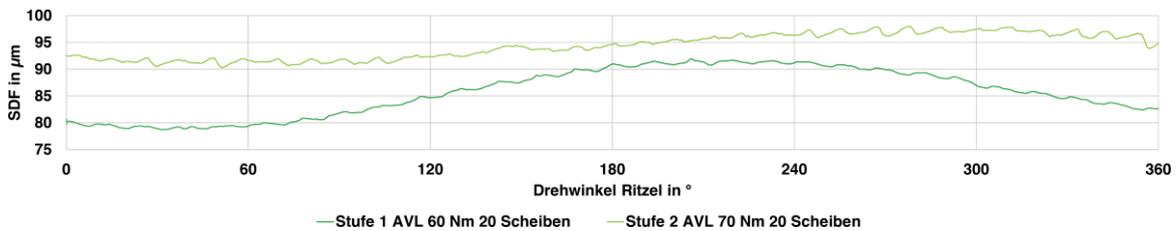


Abb. 5-7: SDF über eine Ritzelumdrehung - exemplarisch für Nennmomente, 20 Scheiben

Die Rechenzeiten verhalten sich proportional zur Scheibenzahl, das Drehmoment hat nahezu keinen Einfluss. Die Modelle mit dem empirischen Ansatz nach Vedmar weisen die geringsten Rechenzeiten auf, gefolgt von den analytischen Modellen nach Weber/Banaschek und den Modellen mit parametrischer Modellreduktion. Die Simcenter 3D - Modelle (empirisch und reduziert) verdoppeln die Rechenzeit bei doppelter Scheibenzahl, wohingegen die AVL-Modelle (Weber/Banaschek) nur eine um das 1,4fache erhöhte Zeit benötigen. Dadurch verkleinern sich die Zeitunterschiede bei größeren Scheibenzahlen. Durch die Berücksichtigung der Flankentopologie steigt die Rechenzeit nur bei den AVL EXCITE - Modellen merklich um ca. 17 % an, das liegt an der Neuberechnung jeder Flanke bei Kontakteintritt.

Für die Getriebe-Gesamtmodelle wird die Scheibenzahl auf 18 festgelegt, um eine ausreichend genaue Abbildung der Zahnflanken bei gleichzeitig möglichst geringer Rechenzeit sicherzustellen. Wie die Analyse des SDF zeigt, sind starke Unterschiede in den Anregungskräften abhängig vom jeweils gewählten Verzahnungsmodell nach Tabelle 5-4 zu erwarten.

5.2.3 Annahmen zur Verzahnungsdämpfung

In den Simulationsmodellen wird die Verzahnungsdämpfung als viskose Dämpfung angenommen. In Simcenter 3D Motion ist diese zudem konstant. In der Literatur (z.B. in [86]) wird meist das Lehrsche Dämpfungsmaß D_z angegeben, allerdings mit stark unterschiedlichen Werten von

0,01 bis 0,08. Dieser große Wertebereich wird jedoch nicht kritisch gesehen, da die Dämpfung außerhalb der ohnehin zu vermeidenden Resonanzlagen einen geringeren Einfluss hat [86]. Gerber [48] identifiziert eine Abhängigkeit vom Achsabstand a_{AchS} in mm, der dynamischen Viskosität des Öls η in mPas, der Umfangsgeschwindigkeit v_t in m/s sowie von der Profilüberdeckung ε_α , vgl. (5-11).

$$D_Z = \varepsilon_\alpha \cdot 2,2 \cdot 10^{-4} \cdot (a_{\text{AchS}} - 23)^{0,55} \cdot (\eta + 39)^{0,27} \cdot (v_t - 5)^{0,53} \quad (5-11)$$

Cai [19] hingegen setzt einen experimentell ermittelten Wert von 0,06 an. Die entsprechende viskose Dämpfung d_z kann mit (5-12) berechnet werden [86].

$$d_z = 2 \cdot D_Z \cdot b \cdot \sqrt{c_\gamma \cdot m_{\text{red}}} \quad (5-12)$$

Dabei ist c_γ die mittlere, auf die Zahnbreite b bezogene Verzahnungssteifigkeit und m_{red} die auf b bezogene reduzierte Ersatzmasse, siehe (5-13). Letztere hängt im Wesentlichen von den Massenträgheitsmomenten $I_{Z1/2}$ der Zahnräder und ggf. der verbundenen Wellen sowie von den Grundkreisradien $r_{b1/2}$ ab.

$$m_{\text{red}} = \frac{1}{b} \cdot \frac{\frac{I_{Z1} \cdot I_{Z2}}{r_{b1}^2 \cdot r_{b2}^2}}{\frac{I_{Z1}}{r_{b1}^2} + \frac{I_{Z2}}{r_{b2}^2}} \quad (5-13)$$

Für die in dieser Arbeit verwendeten Verzahnungen ergeben sich mit $D_Z = 0,06$ (Cai [19]) folgende viskose Dämpfungen:

- Erste Stufe: 1888,76 kg/s
- Zweite Stufe: 2146,03 kg/s

Dabei werden die Wellen als näherungsweise entkoppelt vom Rest des Prüfstandes betrachtet. Diese Annahme wird auch bei der Berechnung der Dämpfungskennfelder gemäß (5-11) und (5-12) für die beiden Verzahnungsstufen getroffen. Dabei wird die Viskosität des verwendeten Referenzöls FVA 3A temperaturabhängig und die Umfangsgeschwindigkeit am Wälzkreis drehzahlabhängig berücksichtigt. Die so erhaltenen Kennfelder sind im Anhang 5. A aufgeführt. Bei der gewöhnlich eingestellten Öltemperatur von 60 °C sind die Dämpfungen nach Cai [19] deutlich größer als die Werte nach Gerber [48]. Sie werden in Tabelle 5-9 in Kapitel 5.6.1 gegenübergestellt.

In den AVL EXCITE-Modellen kann entweder eine konstante viskose Verzahnungsdämpfung oder eine Dämpfung nach Peeken angegeben werden, siehe (5-14) [101, 116]. Die Größen sind in SI-Einheiten einzusetzen.

$$d_z = 13,7 \cdot \eta \cdot b \cdot \left(\frac{\rho_c}{x_n} \right)^{1,5} \text{ in kg/s} \quad (5-14)$$

Neben der dynamischen Viskosität und der Radbreite wird hier der Ersatzkrümmungsradius am Wälzpunkt ρ_c sowie der momentane Flankenabstand gemessen in Normalenrichtung x_n miteinbezogen. Das Diagramm in Abb. 5-8 zeigt den Verlauf der damit ermittelten viskosen Dämpfung bei verschiedenen Öltemperaturen abhängig von x_n , das sich von der Oberflächenrauigkeit bis zum nominellen Verzahnungsspiel erstreckt, exemplarisch für die erste Zahnradstufe.

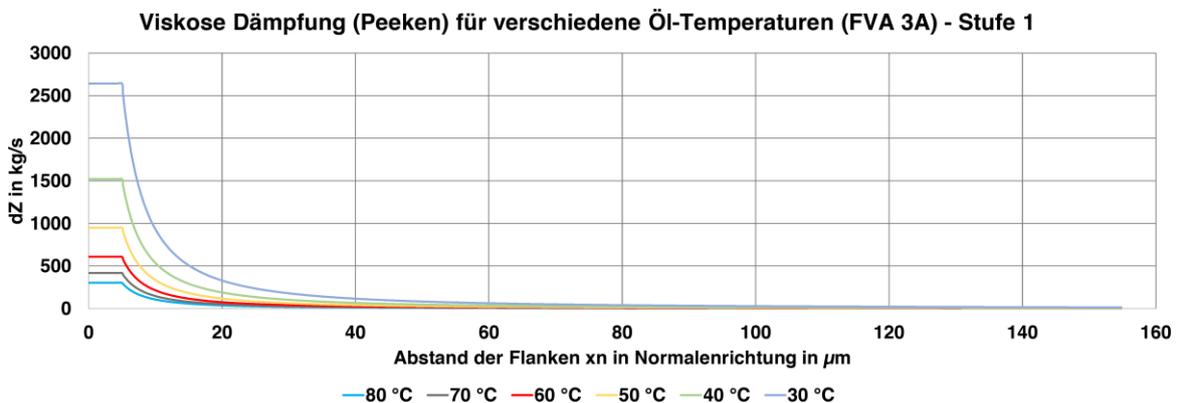


Abb. 5-8: Viskose Dämpfung für die erste Zahnradstufe nach (5-14)

Es zeigt sich, dass die Dämpfung rasch mit dem Flankenabstand abnimmt und im Vergleich zu den anderen Dämpfungsansätzen deutlich kleiner ist, insbesondere bei höheren Drehzahlen.

Aus den in diesem Abschnitt aufgeführten Ansätzen geht hervor, dass die Verzahnungsdämpfung in einem großen Wertebereich liegen kann. Es erscheint daher zweckmäßig, die Sensitivität der Lagerkräfte in Bezug auf diese in den Gesamtmodellen näher zu untersuchen.

5.3 Rechnerische Untersuchungen am Gehäusemodell

5.3.1 Umfang der durchgeführten Untersuchungen

Die Abstrahlcharakteristik eines Getriebes wird maßgeblich von den dynamischen Eigenschaften des Gehäuses beeinflusst. Eine valide Abbil-

derung des Schwingungsverhaltens in der Simulation ist demnach unerlässlich. Grundlage für das Gehäuse in der MKS-Gesamtstruktur bildet ein FE-Modell. Von diesem wird über ein Reduktionsverfahren ein Modell mit deutlich weniger FHG (vgl. Kapitel 2.2.3) für eine zeitbasierte MKS-Analyse abgeleitet. Wird eine ausreichende Anzahl an Moden berücksichtigt, bildet das reduzierte Modell das Verhalten des FE-Modells ausreichend gut ab [69]. Folglich werden die Untersuchungen zur Beurteilung der Validität des Gehäusemodells auf FE-Ebene durchgeführt. Die Struktur mit der besten Übereinstimmung mit den Messdaten wird für die Reduktion verwendet. Mit den in [52, 110] identifizierten Einflüssen auf die Genauigkeit dynamischer FE-Gehäusemodelle ergeben sich folgende Fragestellungen:

- **Abweichungen von der Soll-Geometrie:** Die bei der Herstellung der Gehäuseteile auftretenden geometrischen Abweichungen führen zu einer veränderten Massen- und Steifigkeitsverteilung, das beeinflusst auch die Eigenmoden und Eigenfrequenzen. Der Einfluss der Abweichungen wird sowohl auf Ebene der Einzelteile als auch in den unterschiedlichen Montagezuständen der Gehäusebaugruppe betrachtet, analog zu den durchgeführten EMAs (vgl. Kapitel 6.2). Zur Erfassung der Abweichungen wird ein in Kapitel 6.1.1 illustriertes 3D-Scan-Verfahren eingesetzt.
- **Kontaktmodellierung:** Das in dieser Arbeit angewandte Reduktionsverfahren setzt ein lineares FE-Modell voraus, d.h., dass nichtlineare Kontaktbedingungen bei verschraubten Teilen linearisiert werden müssen. Der einfachste Ansatz ist dabei, die gesamte Kontaktfläche zwischen zwei Teilen zu „verkleben“, sodass keine Relativbewegung mehr möglich ist. Die sich daraus ergebenden Modelle erweisen sich in der Regel jedoch als zu steif [110], sodass oft eine nichtlineare Kontaktanalyse vorgeschaltet wird und anschließend nur die Bereiche, in denen tatsächlich Kontaktkräfte übertragen werden können, gekoppelt werden, vgl. [135]. Auf Baugruppenebene wird daher für verschiedene Montagezustände untersucht, welche Genauigkeitseinbußen bei einer vereinfachten Modellierung ohne Kontaktanalyse zu erwarten sind.

Zwischen den Gehäuseteilen befindet sich eine Papierdichtung, deren Einfluss auf das Schwingungsverhalten messtechnisch untersucht wird (vgl. Kapitel 6.2.2). Die Berücksichtigung von Dichtungen in der Simula-

tion führt zu einem deutlich erhöhten Modellierungs- und Berechnungsaufwand und ist aufgrund von meist unzugänglichen Materialparametern zudem mit Unsicherheiten behaftet. Daher wird hier auf eine Abbildung im Modell verzichtet, jedoch werden die Auswirkungen dieser Festlegung in Kapitel 7.1.3 näher untersucht.

Die an den FE-Modellen durchgeführten rechnerischen Untersuchungen bestehen aus:

- Modalanalysen zur Ermittlung der Eigenfrequenzen f_{eig} und Eigenformen (EFO) Φ_{eig} .
- Berechnung der Matrix der Übertragungsfunktionen (ÜF) $H_{jk}(\Omega) = |H_{jk}(\Omega)| \cdot e^{i\Omega t}$ zwischen den in den zugehörigen EMAs verwendeten Anregungsorten k und Antwortpunkten j nach (5-15). Die N Eigenformen werden aus der vorhergehenden RMA übernommen. Aus der Zuordnung zu den gemessenen Moden werden die gemessenen Eigenkreisfrequenzen ω_m bestimmt und anstelle der berechneten eingesetzt. Dies erleichtert den anschließenden Vergleich mit den gemessenen ÜF, da andernfalls eine Verschiebung der Resonanzspitzen auftritt. Die Dämpfungswerte ζ_m werden ebenfalls aus dem gemessenen modalen Modell übernommen. Um eine gleiche Anzahl an Frequenzlinien zu erhalten, entspricht die Auflösung von Ω den Frequenzabständen aus der Messung.

$$|H_{jk}(\Omega)| = \Omega^2 \sum_{m=1}^N \frac{\Phi_{mj} \Phi_{mk}}{\omega_m^2 - \Omega^2 + 2i\zeta_m \Omega} \quad (5-15)$$

- Ermittlung der gemittelten Summenfunktion über alle in $H_{jk}(\Omega)$ enthaltenen Übertragungsfunktionen.
- Nichtlineare Kontaktanalysen zwischen den verschraubten Teilen der Gehäusebaugruppe zur Ermittlung der in den linearisierten Modellen gekoppelten Netzbereiche.
- Berechnung des sog. ERP-Wertes (Equivalent Radiated Power) für die Gehäusebaugruppe nach (5-16)[5]. Dieser Wert wird im Anschluss an eine Frequenzganganalyse, bei der eine Einheitsanregung an den Lagerstellen erfolgt, mit den Knotengeschwindigkeiten an der Oberfläche v_i^2 und den zugehörigen Teilflächen S_i ermittelt.

$$\text{ERP} = 0,5 \cdot \rho_L \cdot c_L \sum v_i^2 S_i \quad (5-16)$$

Die Details der genannten Untersuchungen werden in den folgenden Kapiteln diskutiert.

5.3.2 Rechnerische Analysen der Einzelteile

Durch die Analyse der Gehäuseeinzelteile, bestehend aus Getriebedeckel und -glocke, können bereits wichtige Aussagen über die Qualität der FE-Modelle getroffen werden. Tabelle 5-5 fasst die wesentlichen Informationen zu den verwendeten FE-Netzen zusammen. Diese wurden von der CAD-Geometrie abgeleitet und bestehen aus Tetraederelementen mit quadratischem Verschiebungsansatz. Zudem werden die Netze unter Verwendung der gescannten Originalgeometrie (vgl. Kapitel 6.1.1) einem sog. „Morphing“ (resultierende Netze siehe Anhang 5. A) unterzogen.

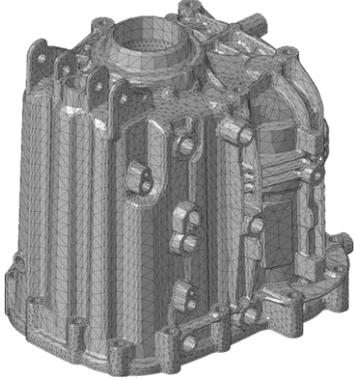
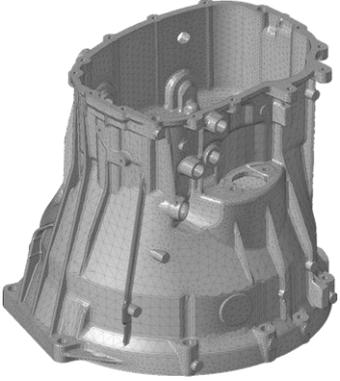
	
Knoten: 167191 / Elemente: 87898 EKL (mm): Min. 0,2 / Ø 6 / Max. 23	Knoten: 354258 / Elemente: 185178 EKL (mm): Min. 0,1 / Ø 5 / Max. 19

Tabelle 5-5: FE-Netze von Getriebedeckel und -glocke

Dabei werden Oberflächenknoten so verschoben, dass die Abweichungen zwischen dem CAD-basierten und dem Scan-Netz möglichst klein werden [88]. In Kapitel 6.1.1 werden die ermittelten Abweichungen näher erläutert. Die Knotenanzahl ändert sich dadurch nicht, sodass alle resultierenden Änderungen der Eigenformen und -frequenzen ihre Ursache in den geometrischen Abweichungen haben. Es liegen demnach jeweils zwei FE-Modelle je Gehäuseteil vor, diese bilden die Struktur ab in RMAs unter Frei-frei-Bedingungen mit dem Solver OptiStruct. Es wird ein Bereich bis 7,5 kHz betrachtet. Zudem werden die ÜF nach (5-15) sowie deren gemittelten Summenfunktionen berechnet, wobei durch eine Multiplikation mit Ω eine Umrechnung in Geschwindigkeiten erfolgt, da diese auch in Bezug auf die Schallabstrahlung von Interesse sind.

Für den Vergleich der Eigenformen Φ der FE-Modelle wird das „Modal Assurance Criterion“ (MAC), siehe (5-17) herangezogen [87]. Im relevanten Frequenzbereich bis 7,5 kHz werden alle Modenpaare j, k der beiden Modelle verglichen, sodass sich eine Matrix ergibt. Je besser die Korrelation eines Modenpaares, desto näher liegt der MAC-Wert bei 1. Höhere Werte liegen üblicherweise auf bzw. in der Nähe der Matrixdiagonalen vor. Bildlich ausgedrückt wird der Winkel zwischen den verglichenen Eigenvektoren klein bei guter Korrelation.

$$\text{MAC}(\Phi_{1j}, \Phi_{2k}) = \frac{|\Phi_{1j}^T \Phi_{2k}|^2}{\{\Phi_{1j}^T \Phi_{1j}\} \{\Phi_{2k}^T \Phi_{2k}\}} = \cos^2 \varphi(\Phi_{1j}, \Phi_{2k}) \quad (5-17)$$

Abb. 5-9 zeigt die MAC-Werte der korrelierten Moden der CAD-basierten und der „gemorphten“ Modelle für Getriebedeckel und -glocke.

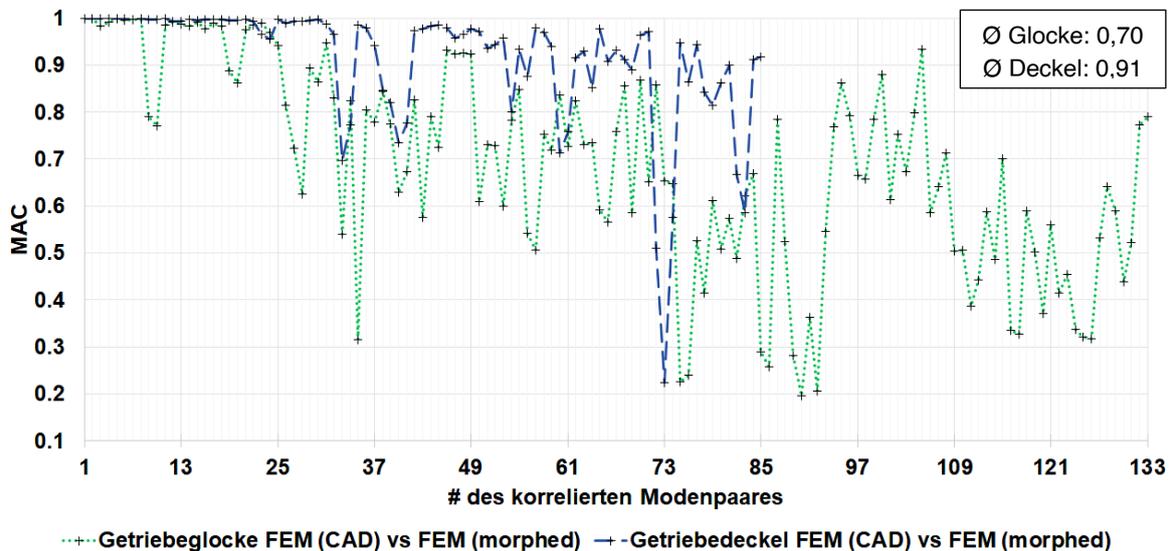


Abb. 5-9: MAC-Werte der korrelierten Modenpaare aus den RMA mit CAD-basierten und „gemorphten“ FE-Netzen für Getriebedeckel und -glocke

Die Eigenvektoren werden dabei nur an den Knoten verglichen, die einem Messknoten zugewiesen werden können, um eine Vergleichbarkeit mit den MAC-Werten, die mit Messdaten ermittelt werden, zu gewährleisten. Folgende Erkenntnisse lassen sich hieraus ableiten:

- Die Getriebeglocke weist mit 133 Moden im Frequenzbereich bis 7,5 kHz deutlich mehr Moden auf als der Getriebedeckel.

- Der Getriebedeckel weist eine deutlich geringere Sensitivität des MAC-Wertes bezüglich geometrischer Abweichungen auf als die Getriebe-glocke. Auffällig ist lediglich der Einbruch bei den Moden 73 / 74. Hier tauchen partielle Schwingungsmuster, die bei der EFO 74 des CAD-basierten Modells auftreten, bereits in der EFO 73 des „gemorphten“ Modells auf (vgl. Anhang 5. A).
- Die Getriebe-glocke weist eine mit der Frequenz zunehmende, ausgeprägte Sensitivität des MAC-Werts bezüglich der geometrischen Abweichungen auf. Der visuelle Abgleich der Moden lässt zwei wesentliche Effekte erkennen. Zum einen verschieben sich bei benachbarten Moden lokal begrenzte Schwingungsmuster von einer Mode zur benachbarten. Andererseits ist zu beobachten, dass Schwingungsmuster eine unterschiedliche Ausprägung aufweisen, z.B. schwingt ein stark schwingender Bereich im CAD-basierten Modell nach dem Morphing in der gleichen Mode kaum noch. Diese Effekte sind im Anhang 5. A exemplarisch illustriert.

Für den Getriebedeckel werden 2058 und für die Getriebe-glocke 3010 ÜF jeweils für das CAD-basierte und für das gemorphte Modell bis 7,5 kHz berechnet und anschließend mit (5-18) korreliert [53].

$$\text{Corr}_{jk} = \frac{\left(\sum_{\Omega} \left(|H_{jk}(\Omega)|_1 \cdot |H_{jk}(\Omega)|_2 \right) \right)^2}{\left(\sum_{\Omega} \left(|H_{jk}(\Omega)|_1^2 \right) \right) \cdot \left(\sum_{\Omega} \left(|H_{jk}(\Omega)|_2^2 \right) \right)} \quad (5-18)$$

Beim Getriebedeckel wird durchschnittlich eine Korrelation von 96 % erzielt, d.h. die geometrischen Abweichungen haben keinen merklichen Einfluss auf die ÜF. Für die Getriebe-glocke wiederum wird lediglich ein Durchschnittswert von 71 % erreicht. Das verdeutlicht die Auswirkungen der geometrischen Abweichungen.

Die gemittelten ÜF der CAD-basierten und der „gemorphten“ Modelle stimmen sowohl für den Getriebedeckel (Korrelation 99,8 %) als auch für die Getriebe-glocke (Korrelation 97,2 %) nahezu überein (vgl. Darstellung im Anhang 5. A). Daraus lässt sich ableiten, dass sich die geometrischen Abweichungen hauptsächlich auf die örtliche Ausprägung der Schwingungsmuster auswirken, das über die gesamte Oberfläche gemittelte Geschwindigkeitsniveau jedoch kaum beeinflussen. Demnach ist zu erwarten, dass die insgesamt abgestrahlte Schallleistung sich nicht ändert, sondern lediglich die lokale Ausprägung des Schallfeldes.

5.3.3 Rechnerische Analysen auf Baugruppenebene

Wie in Kapitel 5.3.1 dargelegt, umfassen die rechnerischen Analysen auf Baugruppenebene mehrere aufeinander aufbauende Berechnungen. Diese und die Ergebnisse werden im Folgenden in ihrer logischen Abfolge für die Unterbaugruppe Gehäusedeckel und -glocke sowie für die Gesamtbaugruppe des leeren Gehäuses auf dem Prüfstand inklusive Lagerkraftsensoren dargestellt.

Nichtlineare Kontaktanalysen zwischen verschraubten Gehäuseteilen

Zur Ermittlung der in den RMA linear gekoppelten Kontaktbereiche wird diesen eine statische nichtlineare FE-Kontaktanalyse vorangestellt. Diese erfolgt mit dem kommerziellen Solver OptiStruct. Dabei werden die Kontaktflächen über einen sog. „Node-to-Surface-Kontakt“ miteinander verbunden. Für die Knoten eines „Slave-Sets“ werden entlang der Elementnormalen nahegelegene Flächen der „Master-Elemente“ gesucht. Es werden auch reibungsbedingte Querkräfte berücksichtigt. Die Schrauben werden mit Balkenelementen abgebildet, die an ihren Endpunkten über ideal steife RBE2-Elemente („rigids“) mit den Knoten der Schraubenaufgabe bzw. des Gewindes verbunden sind. Den Balkenelementen kann eine innere Kraft, die der Schraubenvorspannkraft entspricht, vorgegeben werden. Sie kann mit analytischen Gleichungen [174] bestimmt werden, siehe Anhang 5. A. Da die Reibwerte am Schraubenkopf und im Gewinde mit einer vergleichsweise großen Unsicherheit behaftet sind, ergibt sich eine gewisse Streuung der ermittelten Vorspannkraft. Jedoch zeigen Rechnungen mit unterschiedlichen Vorspannkraften, dass der Einfluss auf das Kontaktbild sehr gering ist. Hierbei wird insbesondere der Kontaktstatus ausgewertet. Liegt eine Durchdringung vor, so wird der Kontakt an dem jeweiligen Element als geschlossen angenommen, sodass eine Kraftübertragung möglich ist.

Rechnerische Modalanalysen (RMA) unter Berücksichtigung von Flächenabweichungen und Kontaktmodellierungen

Die Ergebnisse aus den nichtlinearen Kontaktanalysen fließen in die Kontaktmodellierung zwischen den Gehäuseteilen bzw. dem Stahlflansch und der Getriebeglocke ein. In einer linearen Kontaktdefinition werden alle Knoten bzw. Elemente mit positivem Kontaktstatus fest mit der Gegenfläche gekoppelt. Diese Bereiche sind auf Abb. 5-10 in rot markiert.

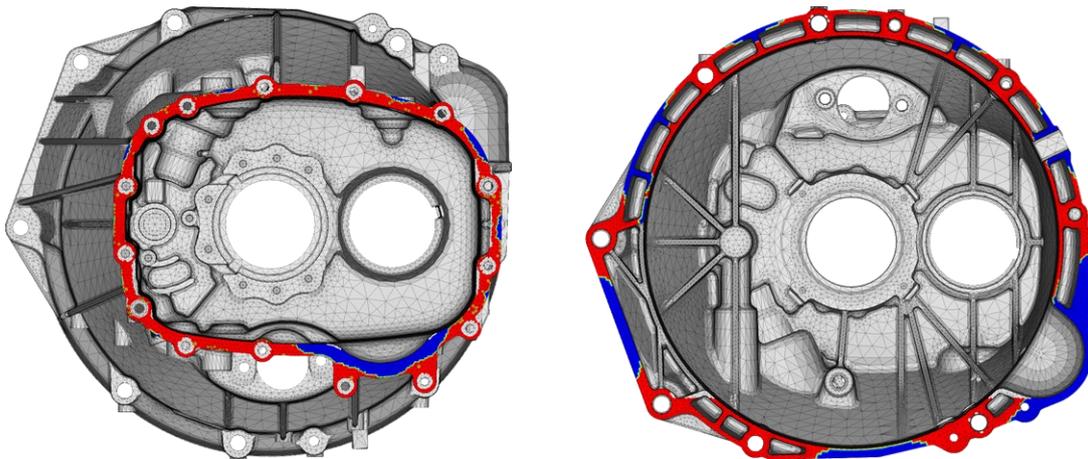


Abb. 5-10: Gekoppelte Kontaktbereiche (rot): Getriebeglocke und -deckel (links), Getriebeglocke und Stahlflansch (rechts)

Für die Baugruppe Getriebedeckel und -glocke sowie für die Gesamtbau-
gruppe (vgl. Abb. 5-11) werden die in Tabelle 5-6 aufgeführten Varianten
betrachtet. In gesonderten Kontakt-Untersuchungen wird festgestellt,
dass sich Kräfte an den Lagerstellen kaum auf das Kontaktbild auswirken.
Die resultierenden Auswirkungen auf Eigenfrequenzen und -formen sind
entsprechend minimal und werden hier nicht weiter berücksichtigt.

Var.	Geometrie	Kontaktmodellierung	Solver
1	CAD-basiert	Knoten mit positivem Kontaktstatus aus nichtlin. Kontaktanalyse in „Node-to-Surface-Kontakt“	OptiStruct
2	CAD-basiert	Elemente mit positivem Kontaktstatus aus nichtlin. Kontaktanalyse in „glued-Kontakt“	Simc. Nastran
3	CAD-basiert	Alle Knoten der Kontaktfläche in „Node-to-Surface-Kontakt“	OptiStruct
4	CAD-basiert	Alle Elemente der Kontaktfläche in „glued-Kontakt“	Simc. Nastran
5	„gemorpt“	Siehe Var. 1	OptiStruct

Tabelle 5-6: Charakteristika der Untersuchten Baugruppenmodelle

Um die Sensitivität bzgl. Geometrie, Kontaktmodellierung und Solver zu
eruiieren, werden folgende MAC-Korrelationen (vgl. (5-17)) zwischen den
zugehörigen Eigenmoden als sinnvoll erachtet:

- V1 vs. V2: Einfluss des Solvers und der Kontaktdefinition.
- V1 vs. V3: Einfluss des gekoppelten Kontaktbereichs mit „Node-to-Surface-Kontakt“ in OptiStruct.

- V2 vs. V4: Einfluss des gekoppelten Kontaktbereichs mit „Glued-Kontakt“ in Simcenter Nastran.
- V1 vs. V5: Einfluss der Geometrieabweichungen des Gehäuses in OptiStruct.

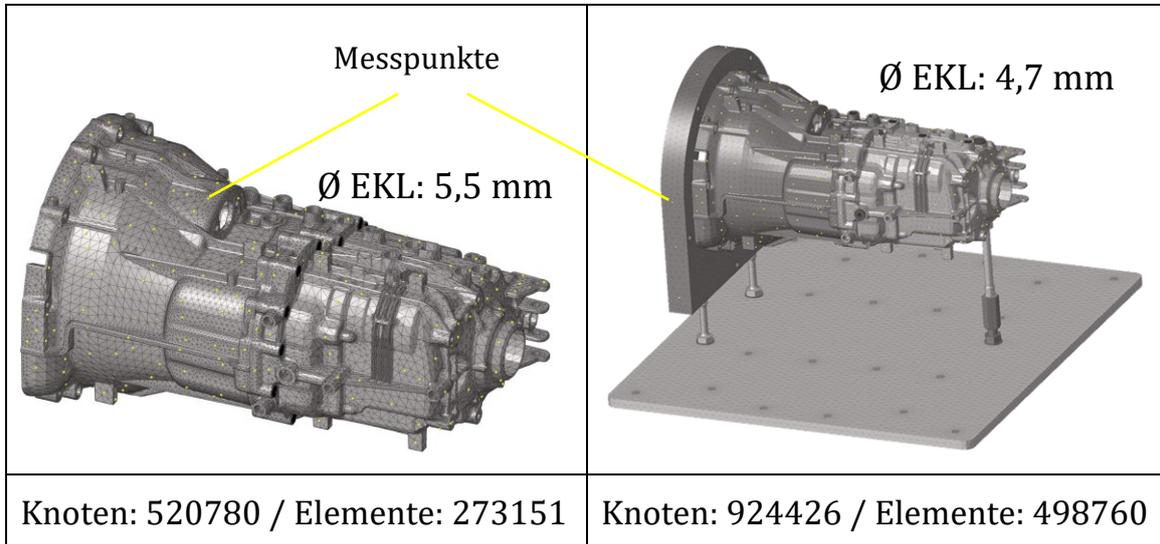


Abb. 5-11: FE-Modelle der untersuchten Gehäuse(unter)baugruppen

Auf Abb. 5-12 sind die MAC-Werte der korrelierten Moden der genannten Variantenpaare für die Baugruppe Getriebedeckel und -glocke dargestellt.

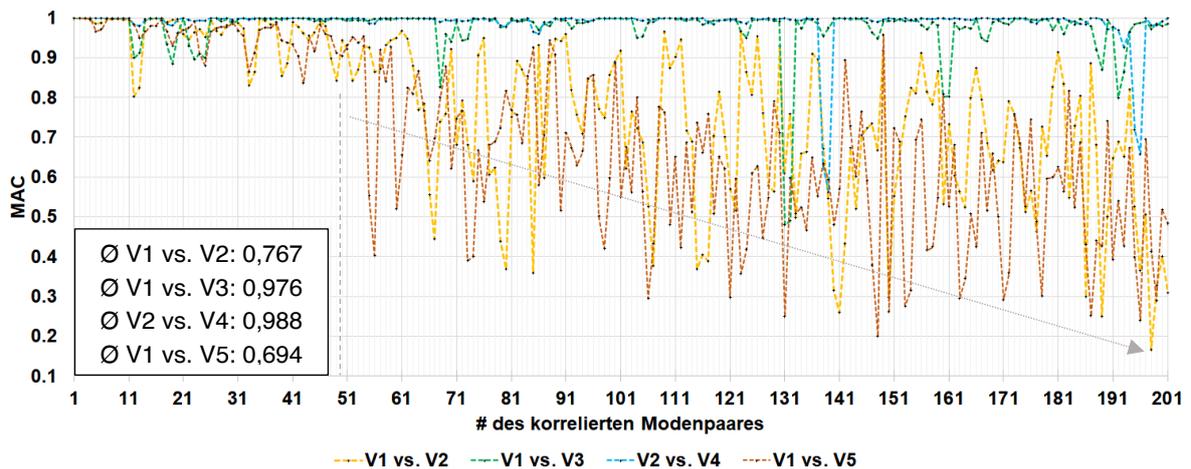


Abb. 5-12: MAC-Werte der korrelierten Modenpaare aus den RMA's der Varianten für die Baugruppe Getriebedeckel und -glocke

Während die Wahl des gekoppelten Kontaktbereichs sowohl mit OptiStruct als auch mit Simcenter Nastran nur wenige Moden beeinflusst, scheinen die Kontaktmodellierungen der Solver sowie die geometrischen

Abweichungen einen deutlich stärkeren Einfluss auszuüben, das zeigt sich auch deutlich an den Mittelwerten der MAC-Werte. Insbesondere ab Mode 50 (entspricht ca. 3,3 kHz) ist eine sehr drastische Abnahme der MAC-Werte bei den Korrelationen V1 / V5 sowie V1 / V2 zu verzeichnen. Für die Gesamtbaugruppe des Gehäuses werden die gleichen Korrelationen durchgeführt. Es werden dabei aufgrund der hohen Modenanzahl nur Moden betrachtet, die einer Eigenform aus der EMA zugeordnet werden können. Dies entspricht etwa 50 % aller bis 7,5 kHz berechneten Moden. Auf Abb. 5-13 sind die MAC-Werte der korrelierten Moden der jeweiligen Variantenvergleiche für die Gesamtbaugruppe illustriert. Auffällig ist, dass im Gegensatz zur Unterbaugruppe bestehend aus Glocke und Deckel alle untersuchten Einflussfaktoren ab Mode 51 (entspricht ca. 3 kHz) einen starken Einfluss auf die Eigenformen ausüben. Insbesondere die Aufteilung der Schwingmuster zwischen den Moden wird beeinflusst, oft teilen sich Moden in einer Variante in zwei oder mehr Moden auf, während in der anderen Variante nur eine Mode vorhanden ist.

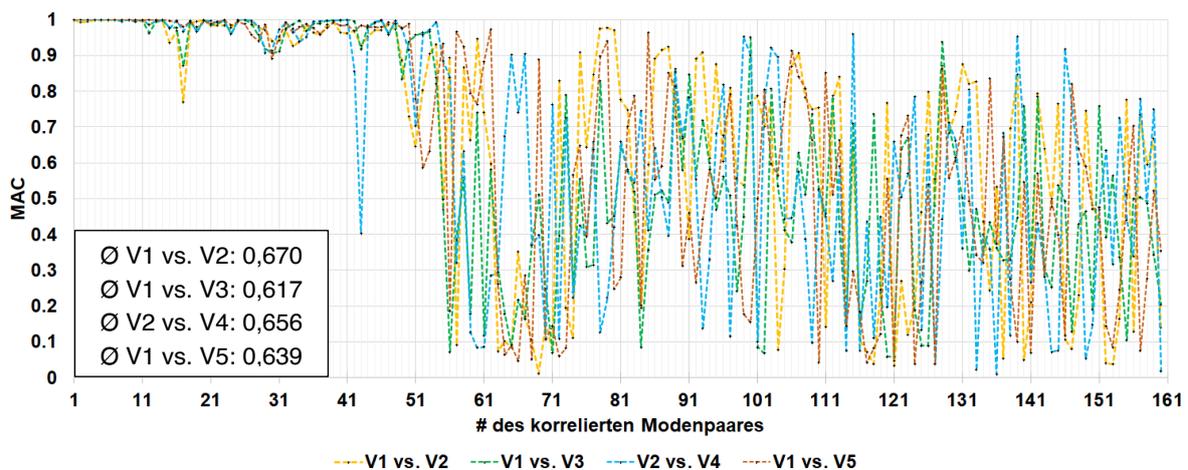


Abb. 5-13: MAC-Werte der korrelierten Modenpaare aus den RMA's der Varianten für die Gesamtbaugruppe des Gehäuses

Zusammenfassend wird festgehalten, dass mit zunehmender Komponentenanzahl die Sensitivität der Eigenformen gegenüber geometrischen Abweichungen, der Kontaktart des Solvers und dem Kontaktbereich ansteigt.

Berechnung der Übertragungsfunktionen (ÜF) unter Berücksichtigung von Flächenabweichungen und Kontaktmodellierungen

Die ÜF werden nach (5-15) berechnet, dabei werden wiederum die gemessenen EF eingesetzt und die den Moden aus der EMA zugeordneten

Eigenformen der Simulation verwendet. Auch die modalen Dämpfungen werden aus der Messung übernommen. Anstelle von Beschleunigungen werden die für die Schallabstrahlung relevanteren Geschwindigkeiten bei Einheitsanregung an den Sensorpositionen der Messung berechnet. Anschließend werden die ÜFs der gleichen Variantenpaare wie bei der MAC-Korrelation mit (5-18) korreliert. Zudem werden die gemittelten Summenfunktionen der Varianten verglichen. Für die BG Getriebedeckel und -glocke finden sich die resultierenden Werte in Tabelle 5-7. Die im linearen Kontakt gekoppelten Bereiche wirken sich kaum aus, sowohl mit OptiStruct (v1 vs. V3) als auch mit Simcenter Nastran (V2 vs. V4). Wie schon bei den MAC-Werten zeigt sich hier auch der größte Einfluss bei der Kontaktformulierung des eingesetzten Solvers (V1 vs. V2) sowie bei den geometrischen Abweichungen (V1 vs. V5). Allerdings schlagen sich diese Sensitivitäten nur schwach in den Korrelationswerten der gemittelten Summenfunktionen nieder. Die geometrischen Abweichungen bzw. unterschiedlichen Kontaktformulierungen bewirken demnach eine lokale Verschiebung der Schwingungsmuster in bzw. zwischen den Moden. Das führt jedoch insgesamt nicht zu einem sich stark ändernden Energiegehalt der Schallabstrahlung, wie die hohen Korrelationswerte der Summenübertragungsfunktionen zeigen.

BG Deckel-Glocke	V1 vs. V2	V1 vs. V3	V2 vs. V4	V1 vs. V5
Ø Einzel-Korr. ÜF	0,70	0,94	0,92	0,68
Korr. Summen-ÜF	0,92	0,98	0,96	0,91

Tabelle 5-7: Korrelation der berechneten ÜF der FE-Modell-Varianten für die Baugruppe Getriebedeckel und -glocke

Für die Gesamtbaugruppe des Gehäuses sind die Korrelationswerte analog in Tabelle 5-8 aufgeführt.

Gesamtbaugruppe	V1 vs. V2	V1 vs. V3	V2 vs. V4	V1 vs. V5
Ø Einzel-Korr. ÜF	0,73	0,72	0,73	0,74
Korr. Summen-ÜF	0,94	0,93	0,93	0,94

Tabelle 5-8: Korrelation der berechneten ÜF der FE-Modell-Varianten für die Gesamtbaugruppe des Gehäuses

Auffällig ist, dass sich die gekoppelten Kontaktbereiche nun deutlich stärker auf die Eigenformen und ÜFs auswirken, wie auch die oben erläuterte Analyse der MAC-Werte zeigt. Dies ist plausibel, da an der Gehäuseglocke

nun zwei große Kontaktbereiche variiert werden. Die Summenübertragungsfunktionen bleiben jedoch weiterhin gering beeinflusst. Dabei haben die betrachteten Einflussfaktoren alle einen ähnlichen Einfluss sowohl auf die Eigenformen als auch auf die ÜF und deren gemittelte Summe.

Vergleich der ERP-Werte bei Einheitsanregung

Die Ergebnisse der Modelle der Gesamtbaugruppe legen nahe, dass die abgestrahlte Schallleistung im Gegensatz zu den Eigenmoden nur eine geringe Sensitivität gegenüber den untersuchten Einflussfaktoren aufweist, da die Summenübertragungsfunktionen sich kaum ändern. Diese Schlussfolgerung lässt sich überprüfen, indem die äquivalente abgestrahlte Schallleistung (ERP) nach (5-16) für die Varianten im Anschluss an eine Frequenzganganalyse bestimmt und verglichen wird, vgl. Abb. 5-14. Dazu werden die FE-Modelle um die Lagerringe ergänzt und diese über RBE3-Elemente mit den Lagermittelpunkten verbunden. Dort werden die Einheitskräfte und -momente appliziert. Die frequenzabhängigen modalen Dämpfungen stammen aus der EMA. An Frequenzlinien, die zwischen diesen Stützwerten liegen, werden die Dämpfungen linear interpoliert. Die zu berechnenden Frequenzen sind die Eigenfrequenzen sowie Frequenzen um diese herum. Außerhalb dieser Bereiche erfolgt die Berechnung in 10 Hz-Schritten, sodass insgesamt im Bereich von 300 bis 7,5 kHz etwa 2200 Frequenzlinien berechnet werden. Wie auf Abb. 5-14 gut zu erkennen ist, unterscheiden sich die Verläufe des ERP-Wertes für die Varianten kaum.

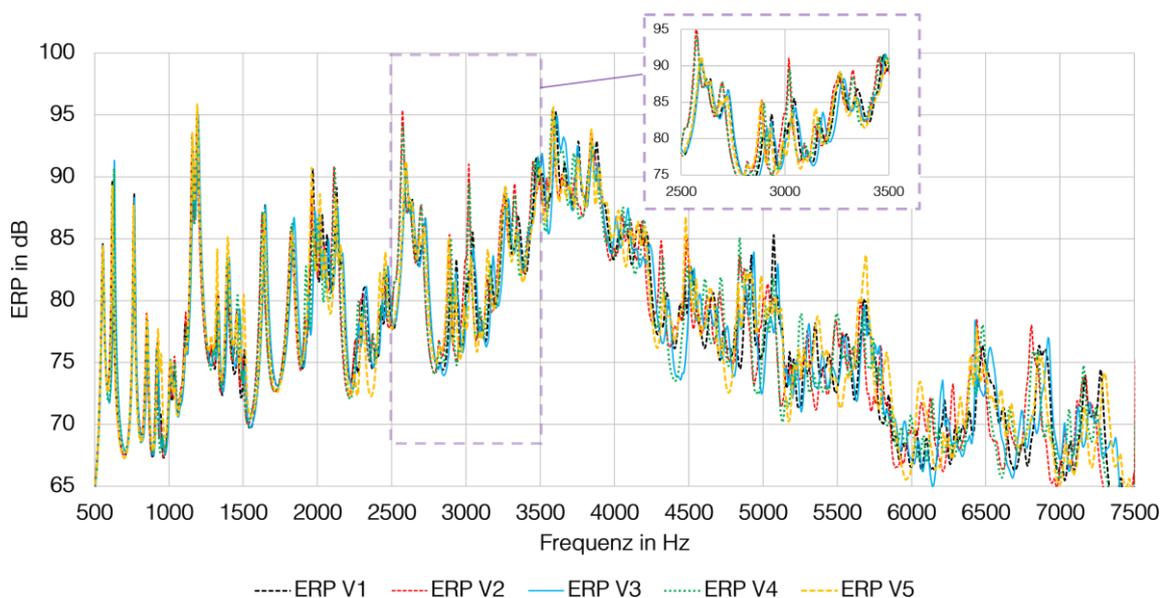


Abb. 5-14: Vergleich der ERP-Werte bei Einheitsanregung an den Lagerstellen

Bei ca. 2600 Hz und 3040 Hz hingegen liegen die Werte der Simcenter Nastran-Modelle (V2 / V4) um ca. 5 dB über denen der restlichen OptiStruct-Modelle (V1 / V3 / V5). Bei einigen wenigen Eigenformen scheint sich demnach die Kontaktformulierung des Solvers auszuwirken, ansonsten sind die Auswirkungen der Einflussfaktoren auf die abgestrahlte Schallleistung wie erwartet sehr gering, obwohl eine deutliche Beeinflussung der Eigenmoden festzustellen ist.

Modale Reduktion des gewählten Gehäuse-Gesamtmodells

Für die modale Reduktion werden für AVL EXCITE Power Unit das Modell V1 und für Simcenter 3D Motion das Modell V2 ausgewählt, da sie den Stand der Technik der Modellbildung beinhalten.

Wie bei den Untersuchungen zum ERP-Wert werden die Modelle um die Lageraußenringe sowie um RBE3-Elemente zwischen den Ringen und den zugehörigen Lagermittelpunkten erweitert. Diese werden bei der Reduktion als Schnittstellenknoten definiert. Die reduzierten Modelle weisen 442 FHG auf, davon sind 400 „modale FHG“ (Fixed Constraint Modes) und 42 „statische FHG“ (Constraint Modes infolge von Einheitsverschiebungen an den Lagerstellenknoten). Die Masseninvarianten werden nicht berücksichtigt bzw. ausgeschaltet, da das Gehäuse keine globalen Bewegungen vollführt. Beim reduzierten Modell für Simcenter 3D Motion werden in der Transformationsmatrix lediglich die Messknoten für Oberflächenbeschleunigungen miteinbezogen, da in der Akustikrechnung in Simcenter die Oberflächengeschwindigkeiten in einer FRA mit den Lagerkräften aus der MKS-Analyse ermittelt werden (vgl. Abb. 2-1). Da beim Modell für die Hochlaufrechnungen in AVL EXCITE Power Unit keine Akustikanalyse vorgesehen ist, werden dort ebenfalls nur die Messknoten berücksichtigt. Für die AVL-Modelle, die in der Berechnung der Betriebspunkte eingesetzt werden, sind die Knoten des ausgedünnten Oberflächennetzes (siehe Kapitel 5.7.1) in der Transformationsmatrix (siehe Kapitel 2.2.3) zu berücksichtigen. Im Anschluss an die MKS-Berechnung kann dann die frequenzabhängige Geschwindigkeitsverteilung an der Oberfläche über eine Rücktransformation ermittelt werden. Die viskose Dämpfungsmatrix für die in AVL verwendeten reduzierten Modelle muss basierend auf den modalen Dämpfungen nach (2-48) berechnet und importiert werden.

Die Qualität eines modal reduzierten Modells kann überprüft werden, indem mit diesem eine Modalanalyse gerechnet wird und die Eigenvektoren und -frequenzen mit den Ergebnissen des ursprünglichen FE-Modells

verglichen werden. Dieser Vergleich wird exemplarisch mit in OptiStruct berechneten Ergebnissen durchgeführt. Auf Abb. 5-15 sind die Diagonalwerte der nach (5-17) berechneten MAC-Matrix sowie die prozentuale Frequenzabweichung für die ersten 250 Moden dargestellt. Eine mittlere Frequenzabweichung von -0,05 % zeigt, dass das modal reduzierte Modell zu leicht erhöhten Eigenfrequenzen tendiert. Zusammen mit dem mittleren MAC-Wert von 0,96 lässt sich dennoch eine sehr gute Übereinstimmung erkennen. Die CMS-Methode (vgl. Kapitel 2.2.3) ermöglicht demnach die ausreichend genaue Abbildung der Schwingungseigenschaften durch modal reduzierte Modelle.

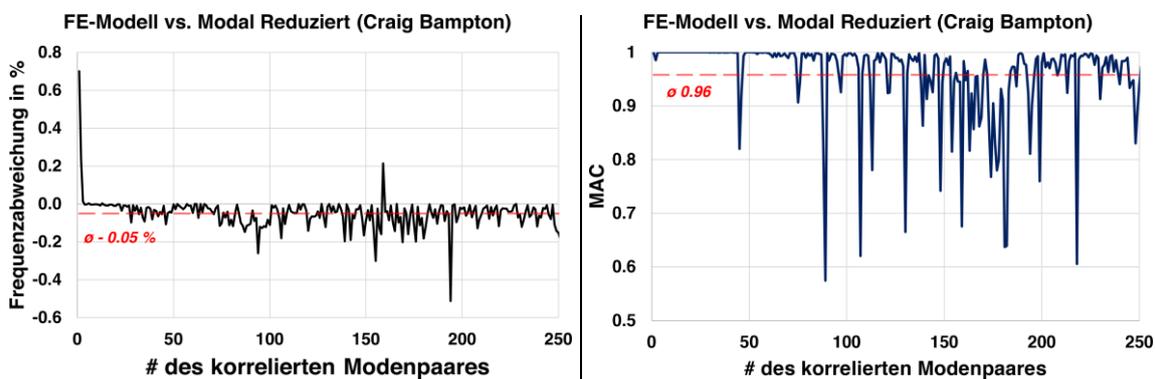


Abb. 5-15: Frequenzabweichung (links) und Diagonalwerte der MAC-Matrix (rechts) aus dem Vergleich der Modalanalysen (OptiStruct) mit FE-Modell und modal reduziertem Modell (beide basierend auf der CAD Geometrie)

Zusammenfassend lässt sich für das Getriebegehäuse resümieren, dass sowohl bei den Einzelteilen als auch bei der Gehäuse-Gesamtbaugruppe und -Unterbaugruppe Sensitivitäten der Eigenformen im Hinblick auf geometrische Abweichungen zu erkennen sind. Auch die Wahl des Solvers (bzw. der Kontaktformulierung) sowie die Größe der gekoppelten Bereiche bewirken einen deutlichen Einfluss auf die Eigenmoden, der zumindest bei der Gesamtbaugruppe ähnlich groß ist wie derjenige der geometrischen Abweichungen. Allerdings zeigt die Betrachtung der Summenübertragungsfunktionen und des ERP-Wertes, dass die Auswirkungen auf die insgesamt abgestrahlte Schalleistung bei Anregung an den Lagerstellen klein und auf wenige Frequenzen beschränkt sind.

5.4 Rechnerische Untersuchungen an den Getriebewellen

Auch die Getriebeinnenteile wie Zahnräder und Wellen müssen vorab rechnerisch untersucht werden. Die Zahnräder sind mit den Wellen über Pressverbände verbunden, deshalb werden die Kontaktflächen in den FE-

Modellen mit einem linearen „Node-to-Surface-Kontakt“ (OptiStruct) bzw. einem „Glued-Kontakt“ (Simcenter Nastran) fest verknüpft. Die getrennte Vernetzung von Welle und Zahnrad erlaubt es, Sensitivitäten in Bezug auf die verbundenen Kontaktflächen zu untersuchen. So zeigt sich bei der Zwischen- und der Ausgangswelle, dass eine Kopplung der gesamten Stirnfläche die Frequenzlage der Zahnradmoden [139]. Der Abgleich mit Messdaten (vgl. Kapitel 7.1.1) weist die punktuelle Kopplung bei der Ausgangswelle letztlich als bessere Variante aus. Bei der Zwischenwelle stellt der Verzicht auf eine stirnseitige Kopplung die beste Option dar, wohingegen bei der Eingangswelle eine vollständige Verbindung vorteilhaft ist, siehe Abb. 5-16. Die Art der Kopplung, die zu genaueren Ergebnissen führt scheint dabei von der Zahnradgröße und -position abhängig zu sein. Größere Räder tendieren dazu, eigenständiger, d.h. von der Welle entkoppelt zu schwingen. Dies zeigt sich sowohl bei den mit Simcenter Nastran als auch bei den mit OptiStruct berechneten Modellen. Der Abgleich der Eigenformen und ÜFs zwischen den OptiStruct- und Simcenter Nastran-Modellen der Wellen ergibt Korrelationen von über 95 %, die beiden Solver generieren also praktisch identische Ergebnisse trotz leicht unterschiedlicher Kontaktformulierungen.

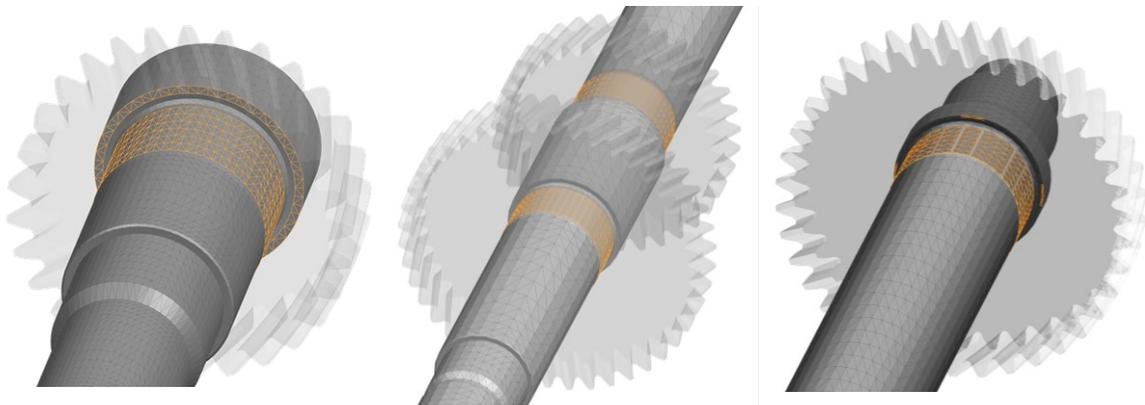


Abb. 5-16: Gekoppelte Bereiche zwischen Welle und Zahnrad, von links nach rechts: Eingangswelle, Zwischenwelle, Ausgangswelle

Nach dem Abgleich mit Messdaten werden die Strukturen noch um die Kupplungshälften, Lagerringe und Hülsen erweitert und modal reduziert. Dabei werden die Mittelpunkte der Lager, der Verzahnungen sowie der Kupplungshälften als Schnittstellenknoten definiert. Da das Verzahnungsmodell in AVL EXCITE Power Unit mehrere Knoten koppeln kann, werden in den CMS-Modellen drei Schnittstellenknoten je Zahnrad definiert. Auf Abb. 5-17 sind die zugehörigen FE-Strukturen dargestellt.

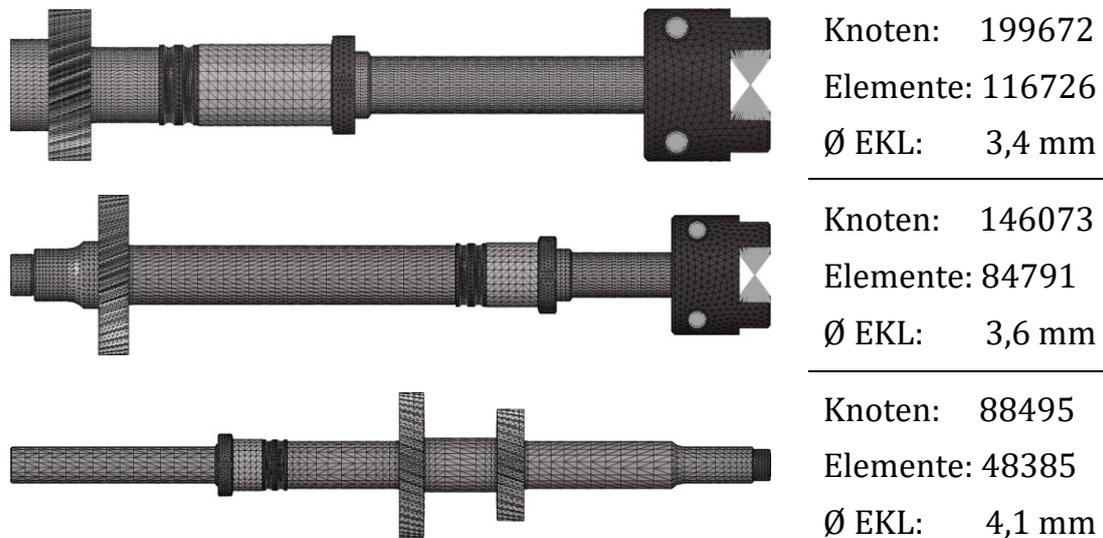


Abb. 5-17: FE-Modelle für die modale Reduktion von Eingangs-, Ausgangs- und Zwischenwelle

Die modalen Dämpfungen werden aus den gemessenen ÜF mit dem PolyMAX-Algorithmus abgeschätzt (siehe Kapitel 6.2.1). Da die Messungen ohne Lager, Distanzhülsen und Kupplungshälften durchgeführt werden, sind die zu den Dämpfungen gehörenden Frequenzen im Simulationsmodell niedriger. Die Eigenformen bleiben jedoch im Wesentlichen gleich, sodass die Zuordnung der Dämpfung basierend auf den Moden und nicht auf den Frequenzen erfolgt. Dennoch wird ein Frequenzbereich bis 10 kHz abgedeckt. Für die reduzierten Modelle, die in AVL EXCITE Power Unit eingesetzt werden, sind die viskosen Dämpfungsmatrizen nach (2-48) zu berechnen. Der Import erfolgt über ein spezielles textbasiertes Format.

5.5 Modellierung des Antriebsstrangs in der Mehrkörpersimulation

In den vorausgehenden Kapiteln werden die Untersuchungen an den Komponenten des Prüfgetriebes näher beschrieben. Für die korrekte Abbildung der dynamischen Eigenschaften der restlichen Antriebsstrangkomponenten wie Verbindungswellen und Kupplungen sind insbesondere die Trägheiten sowie die Drehsteifigkeiten relevant. Die Modellierung der Antriebsstrangkomponenten ist schematisch auf Abb. 5-18 illustriert.

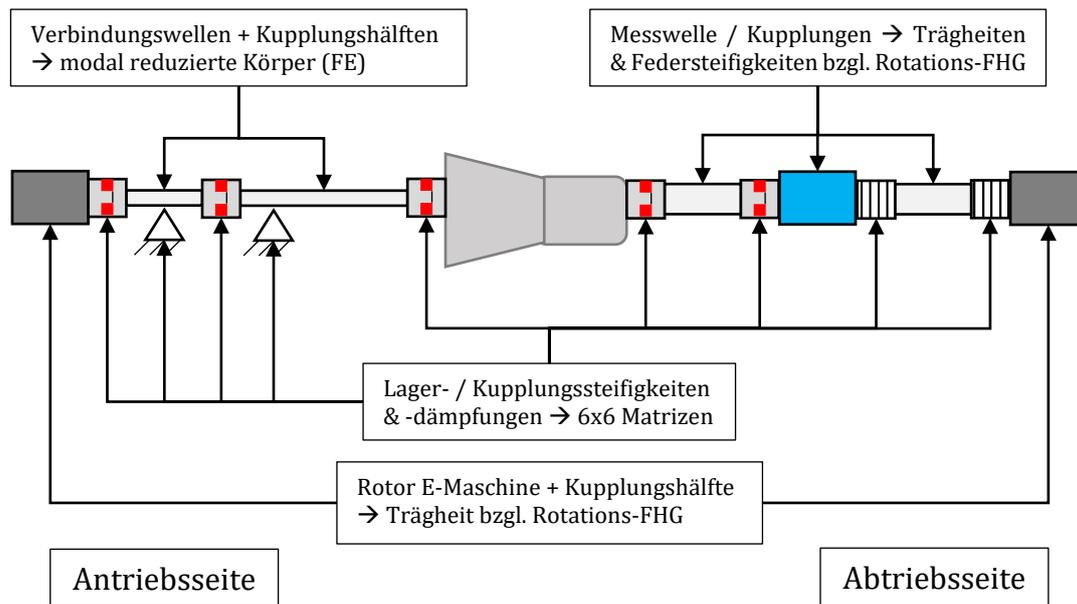


Abb. 5-18: Modellierung der Antriebsstrangkomponenten in den MKS-Modellen

Während diese Parameter für die metallischen Bestandteile recht genau durch Herstellerangaben bestimmt bzw. mit modal reduzierten Modellen abgebildet werden können, erfordert die Modellierung der Gummielemente der Klauenkupplungen eine umfangreichere Parameterbestimmung. Für die korrekte Frequenzlage der ersten Torsionsresonanz im MKS-Modell ist die Kenntnis insbesondere der Steifigkeit der weichen Elemente im Betriebszustand essenziell. Zwar existieren auch hierfür Herstellerangaben, jedoch gelten diese in aller Regel nur für das Nennmoment und niedrige Frequenzen bis ca. 10 Hz [55]. Bei höheren Frequenzen werden in [55] z.T. deutlich größere tatsächliche Steifigkeitswerte gemessen.

Die Auswertung des über einen Hochlauf aufgezeichneten Drehmoment-signals am Getriebeprüfstand ergibt, dass die erste Torsionsresonanz sich bei etwa 31,5 Hz (± 1 Hz) bewegt (bei einem vorgegebenen Lastmoment von 70 Nm). Zur Ermittlung korrekter Drehsteifigkeitswerte wird ein einfaches Torsionsschwingungsmodell bestehend aus Starrkörpern und Federn in Simcenter Amesim verwendet. Die Verzahnungssteifigkeit wird als konstant angenommen, da sie deutlich höher ist als die Kupplungssteifigkeiten und die Lage der ersten Torsionsresonanz daher kaum beeinflusst. Mit diesem sehr schnell rechnenden Modell können die Kupplungssteifigkeiten in einem großen Bereich variiert werden. Wie erwartet zeigt sich, dass sich mit den Herstellerangaben für die Drehsteifigkeiten der

Elastomer-Zahnkränze der Klauenkupplungen eine deutlich zu niedrige Torsionsresonanzfrequenz ergibt. Erst eine Verdopplung der angegebenen Drehsteifigkeiten der Elastomerkränze im Torsionsschwingermodell führt zu einer korrekten Frequenz der Torsionsresonanz. Dies wird mit einem separaten Starrkörper-MKS-Modell verifiziert. In den MKS-Modellen des Prüfstands sollen die Elastomerkränze über rein diagonal besetzte 6x6-Steifigkeits- und Dämpfungsmatrizen abgebildet werden. Die Steifigkeiten werden mit Hilfe von FE-Modellen der Klauenkupplungen ermittelt. Der E-Modul der Zahnkränze wird so lange angepasst, bis die Drehnachgiebigkeit der im 1D-Modell angegebenen entspricht. Anschließend werden die Kupplungshälften jeweils in den restlichen FHG belastet und die zugehörigen Verformungen ausgewertet, um die restlichen Steifigkeiten zu bestimmen. Die Ermittlung geeigneter Dämpfungswerte gestaltet sich deutlich aufwendiger. Hierzu werden die ersten Ordnungen von Ein- und Ausgangswelle des Drehmoments an der Messwelle ausgewertet. Beim Durchfahren der Torsionsresonanz weisen die ersten Ordnungen der beiden Wellen Maxima von 1,4 Nm (Ordnung Ausgangswelle) bzw. 1,25 Nm (Ordnung Eingangswelle) auf. Dieselben Ordnungen werden mit den MKS-Gesamtmodellen in Hochlaufrechnungen ermittelt und die Dämpfungen iterativ angepasst, bis die Überhöhungen in der Resonanz eine ähnliche Größenordnung aufweisen. Eine exakte Übereinstimmung ist aufgrund der zahlreichen Einflüsse wie z.B. der Wahl des Verzahnungsmodells und der Verzahnungsdämpfung, der Unsicherheiten bei den Torsionsdämpfungen der Wellen etc. nicht möglich. Da die Drehmomentamplituden jedoch vergleichsweise klein sind, ist kein signifikanter Einfluss auf das akustische Verhalten zu erwarten. Die gewählten Steifigkeits- und Dämpfungsmatrizen der Kupplungen sind im Anhang 5. A aufgeführt.

5.6 Strukturdynamische Analyse des Prüfgetriebes in der Mehrkörpersimulation

Der strukturdynamische Teil der rechnerischen Analysen erfolgt mit Hilfe der MKS Tools AVL EXCITE Power Unit und Siemens Simcenter 3D Motion. Das Gesamtmodell kombiniert das Getriebemodell bestehend aus modal reduzierten Wellen und Gehäuse, den Verzahnungs- (vgl. Kapitel 5.2) und Lagermodellen (vgl. Kapitel 5.1) mit dem Antriebsstrangmodell aus Kapitel 5.5. Die Abbildungen der Modelle sind im Anhang 5. A aufge-

führt. Es werden umfangreiche Untersuchungen sowohl für konstante Betriebspunkte als auch für instationäre Bedingungen im Hochlauf durchgeführt. Im Rahmen der Untersuchungen der konstanten Betriebspunkte werden zudem die Gehäusemodelle mit gemessenen Lagerkräften angeregt. Dies lässt einerseits aufgrund der exakt gleichen Anregung einen Vergleich der Gehäusemodelle zu und ermöglicht es andererseits, diese mit Hilfe von gemessenen Oberflächenbeschleunigungen zu validieren (vgl. Kapitel 7.1.3).

5.6.1 Konstante Betriebspunkte

Die aus der experimentellen Analyse (vgl. Kapitel 6.3.1) bekannten Drehzahlbereiche mit erhöhten Schalleistungspegeln bilden die Grundlage für die Auswahl von vier repräsentativen Betriebspunkten. Die Ergebnisse der im Folgenden beschriebenen Berechnungen umreißen die Breite des Lösungsraumes der Simulation in Bezug auf die Lagerkräfte und die Oberflächenbeschleunigungen des Gehäuses. Diesen Resultaten werden in Kapitel 7 Messdaten gegenübergestellt, sodass eine Bewertung und Einordnung der Simulationsmethoden erfolgen kann. Es werden jeweils 4 s mit einer minimalen Abtastrate von 51,2 kHz berechnet.

Untersuchungen mit MKS-Gesamtmodellen des Prüfstandes

In einem ersten Schritt werden die MKS-Gesamtmodelle des Prüfgetriebes betrachtet. Da es praktisch unmöglich ist, dass die EF der reduzierten Modelle der Wellen und des Gehäuses mit denen der realen Strukturen exakt übereinstimmen, werden die Anregungsfrequenzen mittels drei Drehzahlen je Betriebspunkt variiert. Damit soll verhindert werden, dass stark angeregte Gehäusemoden in der Simulation aufgrund einer abweichenden Frequenzlage nicht ausreichend berücksichtigt werden. Für die Verzahnungsdämpfung (vgl. Kapitel 2.2.5) wird in den Simcenter-Modellen in dieser Arbeit hauptsächlich die Dämpfung nach Cai [19] (vgl. Kapitel 5.2.3) verwendet. Dieser Einflussparameter wird zusätzlich mit der nach Gerber [48] (vgl. Kapitel 5.2.3) berechneten Verzahnungsdämpfung bei den mittleren Drehzahlen der Betriebspunkte variiert. In Tabelle 5-9 finden sich die aus den Kennfeldern für die entsprechenden Drehzahlen ermittelten Dämpfungswerte im Vergleich mit den Werten nach Cai [19]. Die Variation der Flankentopologien entspricht derjenigen der in Kapitel 5.2 beschriebenen. Damit ergeben sich für Simcenter 3D Motion insgesamt 32 Rechnungen je Betriebspunkt und für AVL EXCITE Power Unit

jeweils 6. Die variierten Parameter sowie die berechneten Betriebspunkte sind in Tabelle 5-10 aufgeführt.

Betriebspunkt	Stufe 1	Stufe 2
Verzahnungsdämpfung nach Gerber bei 60 °C		
2415 rpm / 70 Nm	780 kg/s	620 kg/s
3525 rpm / 70 Nm	1100 kg/s	840 kg/s
3645 rpm / 70 Nm	1145 kg/s	1025 kg/s
3735 rpm / 70 Nm	1170 kg/s	1050 kg/s
Verzahnungsdämpfung nach Cai		
alle	1888,8 kg/s	2146,0 kg/s

Tabelle 5-9: Werte für die Verzahnungsdämpfung nach Cai [19] und nach Gerber [48]

MKS Software	Siemens Simcenter 3D Motion				AVL EXCITE Power Unit	
Verzahnungsmodell	Empirisch	Parametrische Modellreduktion			Weber/Banaschek	
Verzahnungsdämpfung	Cai [19] (C), Gerber [48] (G)				Peeken[101] (P)	
Flankentopologien	σ_{min}	gemittelt	σ_{max}	keine	alle einzeln	keine
Betriebspunkt 1	2410 (C,P), 2415 (C,G,P), 2420 (C,P) rpm / 70 Nm					
Betriebspunkt 2	3520 (C,P), 3525 (C,G,P), 3530 (C,P) rpm / 70 Nm					
Betriebspunkt 3	3640 (C,P), 3645 (C,G,P), 3650 (C,P) rpm / 70 Nm					
Betriebspunkt 4	3730 (C,P), 3735 (C,G,P), 3740 (C,P) rpm / 70 Nm					

Tabelle 5-10: Berechnete MKS-Modellvarianten –konstante Betriebspunkte

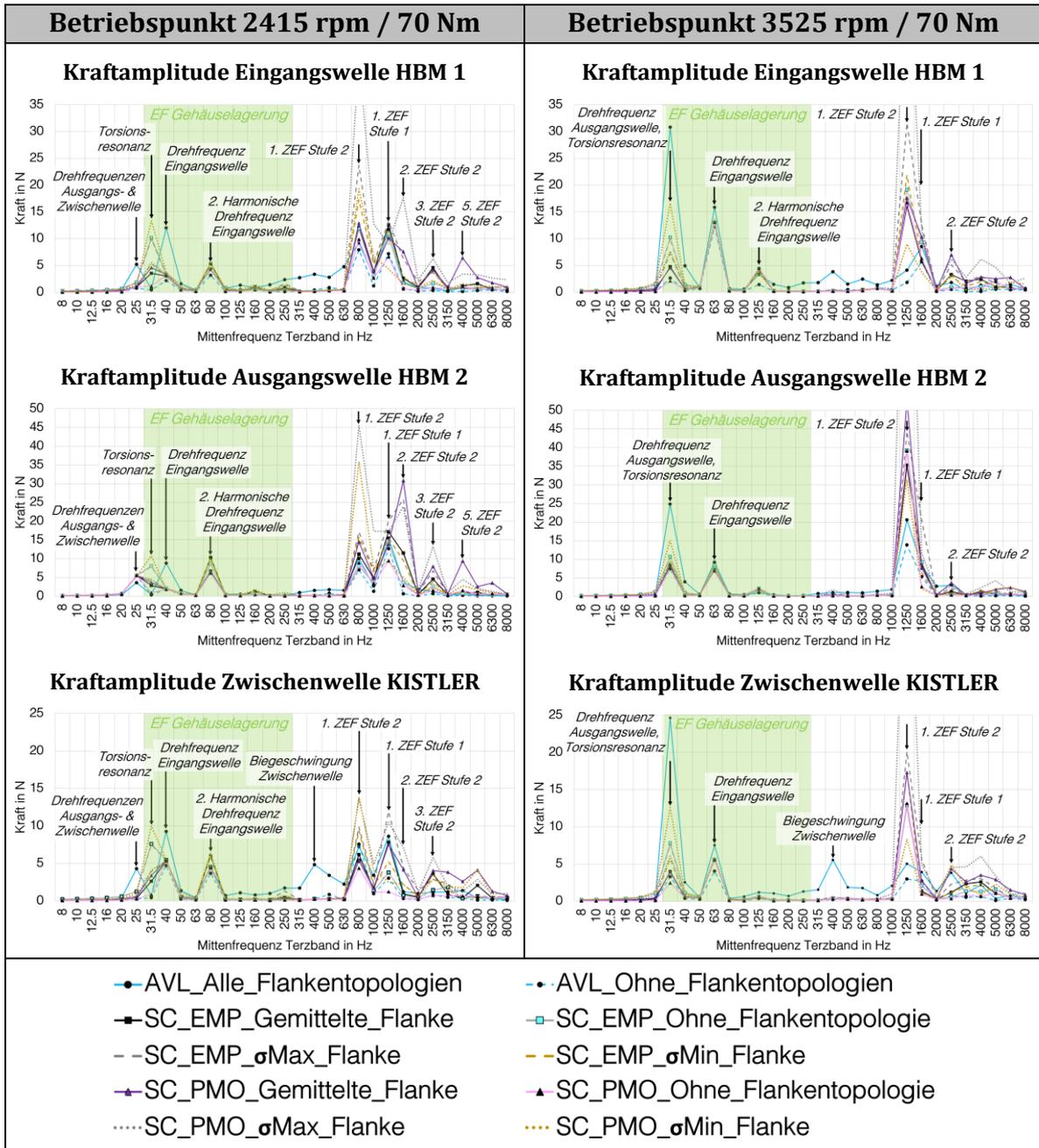
Zunächst werden die mit obigen Modellen (Simcenter: Dämpfung nach Cai [19]) berechneten resultierenden Lagerkräfte mittels Terzbandanalyse verglichen, vgl. Tabelle 5-11. Insgesamt zeigt sich eine starke Abhängigkeit der Kraftamplituden von der Drehzahl und vom verwendeten Verzahnungsmodell bzw. von der angegebenen Flankentopologie. Die Schwankungen betreffen im Wesentlichen die Terzbänder mit:

- der Torsionsresonanz (ca. 31,5 Hz)
- den Wellendrehfrequenzen und deren Vielfachen
- den ersten Resonanzfrequenzen des Gehäuseaufbaus (hellgrün)
- der ersten Biegeschwingung der Zwischenwelle
- den Zahneingriffsfrequenzen und deren Vielfachen

Im unteren Frequenzbereich fallen die genannten Effekte oft in die gleichen Bänder. So werden die Amplituden der Wellendrehfrequenzen besonders überhöht, wenn diese in der Nähe der Torsionsresonanz oder einer EF der Gehäuselagerung liegen. Besonders das AVL-Modell mit allen

Flankentopologien sowie die Simcenter-Modelle mit dem auf der parametrischen Modellordnungsreduktion (PMO) basierenden Verformungsmodell der Verzahnung weisen starke Überhöhungen auf. Die Ursachen hierfür dürften hingegen unterschiedlich sein. Das AVL-Verzahnungsmodell ist durch die Angabe aller Flankentopologien in der Lage, auch alle Frequenzen unter- und oberhalb der ZEF anzuregen (vgl. Kapitel 5.2.2), während beim Simcenter-Modell eine höhere Nachgiebigkeit der PMO-Modelle verantwortlich für die stärkere Anregung ist. Dass die zweite Harmonische der Eingangswelle an den Lagern der Ein- und Ausgangswelle in Erscheinung tritt, deutet darauf hin, dass durch Betriebskräfte verursachte Fluchtungsfehler zumindest an der Antriebsseite vom Simulationsmodell abgebildet werden können. Gemäß [76] ist eine Kraft bei der doppelten Drehfrequenz typisch für Fluchtungsfehler. In den Bändern von 200 bis 630 Hz fallen die deutlich höheren Kraftamplituden des AVL-Modells mit Flankentopologien auf. Dies deckt sich mit den Erwartungen, die aus den in Kapitel 5.2.2 dokumentierten Ergebnissen abgeleitet werden. Wird keine oder nur eine Flankentopologie für alle Zähne angegeben, können Teilungs- und Rundlauffehler nicht abgebildet werden. Dies führt dazu, dass einzig das AVL-Modell mit Flankentopologien die deutlich unter den ZEF liegenden Anregungsfrequenz der Biegeschwingung der Zwischenwelle abbilden kann. Bei den ZEF fällt auf, dass im Wesentlichen die zweite Stufe dominiert. Durch den größeren Abstand der Zahnräder dieser Stufe zu den Lagern sind diese anfälliger für Fehlstellungen, die sich ungünstig auf den Zahneingriff auswirken. Zudem zeigt der Lösungsraum bei den ZEF eine starke Streuung. Insbesondere die Simcenter-PMO-Modelle reagieren mit starken Überhöhungen bei Angabe der Flanke mit der höchsten Standardabweichung (σ_{Max}), aber auch mit den anderen Flankentopologien sind die Amplituden meist höher als bei den anderen Modellvarianten. Auch die Vielfachen der ZEF sind bei diesem Modelltyp stark ausgeprägt. Das Simcenter-Modell mit dem empirischen Verformungsansatz der Zähne zeigt dieses Verhalten in deutlich abgeschwächter Form und reagiert weniger sensitiv auf die Flanken-geometrie. Bei den AVL-Modellen sind die Amplituden bei den ZEF und den Vielfachen mit Flankentopologie stets höher als ohne, jedoch ist der Effekt außerhalb der Bänder mit den ZEF noch stärker ausgeprägt. Die Unterschiede zwischen den AVL- und Simcenter-Modellen sind stark abhängig vom jeweiligen Betriebspunkt, dennoch weisen die AVL-Modelle tendenziell niedrigere Kraftamplituden bei den ZEF auf als die Simcenter-

Modelle. Da die Verzahnungsdämpfungen in einem ähnlichen Bereich liegen (vgl. Kapitel 5.2.3) und zudem bereits bei der statischen Drehwegfehleranalyse (vgl. Kapitel 5.2.2) deutliche Unterschiede zwischen den Modellen identifiziert werden, liegen die Ursachen für die Unterschiede im Wesentlichen in den Verzahnungsmodellen. Hierbei sind die verschiedenen Annahmen zur Verformung von Zähnen und Radkörper sowie die unterschiedliche Berücksichtigung der Flankentopologien maßgebend.



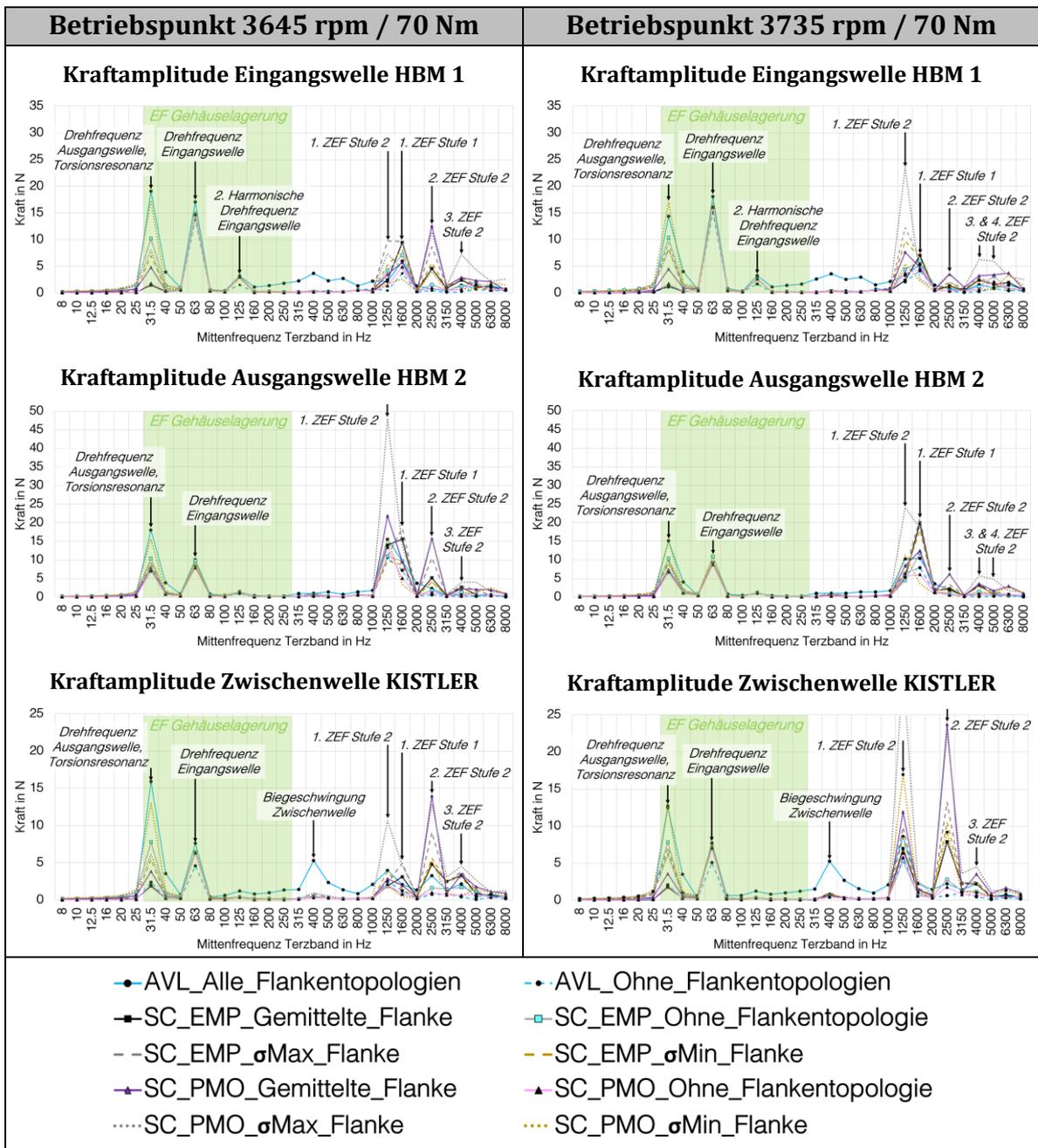


Tabelle 5-11: Mit den MKS-Modellen berechnete Terzbandspektren der Amplituden (RMS) der Lagerkräfte (nur Festlager) für vier konstante Betriebspunkte

Um den Einfluss der Verzahnungsdämpfung zu untersuchen, werden in den Simcenter-Modellen die Verzahnungsdämpfungen zusätzlich nach Gerber (vgl. Tabelle 5-9) verwendet. Die resultierenden Kraftamplituden sind analog zu Tabelle 5-11 im Anhang 5. A aufgeführt. Trotz der sich deutlich unterscheidenden Dämpfungswerte scheint der Einfluss gering

zu sein. Im Wesentlichen vergrößern sich die Amplituden der ZEF leicht, die Überhöhungen bei den Vielfachen der ZEF sind besonders bei den PMO-Modellen noch stärker ausgeprägt, während diese Effekte bei den empirischen Verformungsansätzen kaum erkennbar sind. Insgesamt kann in diesem Kontext keine Überlegenheit des Dämpfungsansatzes nach Gerber [48] gegenüber dem deutlich einfacher zu bestimmenden Wert nach Cai [19] gesichert festgestellt werden.

Im obigen Abschnitt wird der Aspekt der berechneten Schwingungsanregung genauer beleuchtet. Nun wird die Schwingungsantwort in Form der Oberflächenbeschleunigungen sowie der Beschleunigungen in der Nähe des Loslagers näher betrachtet, da hierfür auch Messdaten für einen Abgleich (Vgl. Kapitel 7.2) vorliegen. Die mit Hilfe von Messdaten ausgewählten Auswertepunkte mit den größten mittleren Schwingungsamplituden über den gesamten Drehzahlbereich sind auf Abb. 5-19 dargestellt.

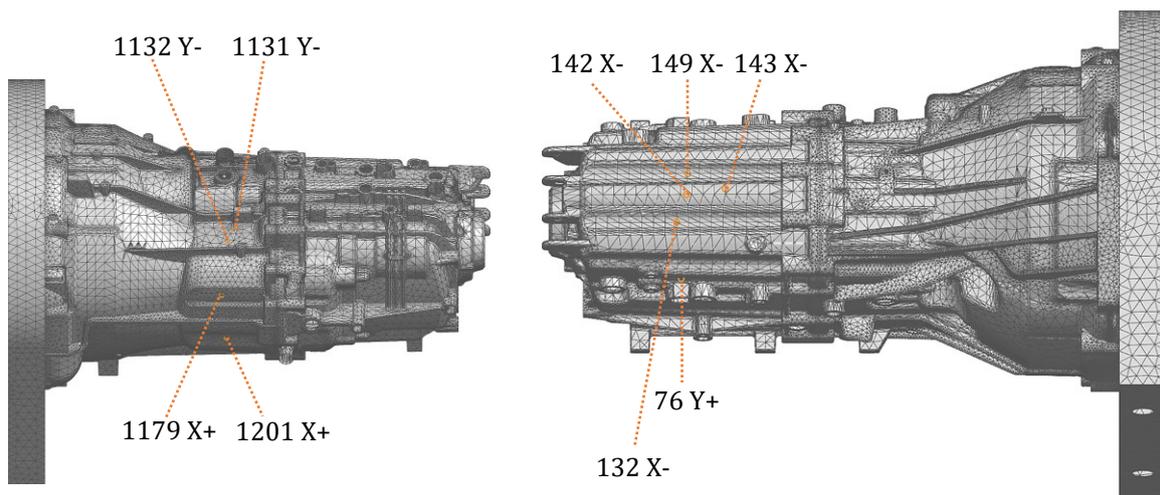


Abb. 5-19: Ausgewählte Auswertepunkte für Oberflächenbeschleunigungen

Es ist zu beachten, dass die Beschleunigungen bei den AVL-Modellen gemäß der in Abb. 2-1 aufgezeigten Rechenkette durch Rücktransformation aus den Zeitdaten des modal reduzierten Gehäuses und anschließender FFT erhalten werden. Bei den Simcenter-Modellen hingegen werden die Beschleunigungen mit einer FRA berechnet. Hierzu werden FFTs der Lagerkräfte aus den MKS-Simulationen als Anregung auf das von einem FE-Modell abgeleitete modale Modell des Gehäuses aufgegeben. Dieses bildet in der späteren vibro-akustischen Simulation den strukturdynamischen

Teil ab. Für eine einfachere Beurteilung der Ergebnisse wird die gemittelte Summenfunktion der Beschleunigungen im Terzbandspektrum betrachtet, siehe Tabelle 5-12.

Die Werte in den unteren Bändern (< 400 Hz) sind vernachlässigbar klein. Auffällig ist, dass im 400 Hz – Band die Werte aller Varianten gleich niedrig sind, obwohl sich die Lagerkräfte der Modelle in diesem Band deutlich unterscheiden. Dies ist plausibel, da die ersten EF des Gehäuses höher liegen und diese zudem kleine Amplituden an den Lagerstellen aufweisen. Die Biegeschwingung der Zwischenwelle, die für die höheren Lagerkräfte in diesem Band beim AVL-Modell mit Flankentopologien verantwortlich ist, überträgt sich demnach nicht auf das Gehäuse. Bei den ZEF und deren Vielfachen lassen sich große Schwankungen beobachten, wobei hier wie bei den Lagerkräften die Simcenter-Modelle mit PMO-basiertem Verformungsansatz der Zahnräder mit der gemittelten Zahnflanke und der σ_{Max} -Flanke besonders hervorstechen. In den Bändern 4 kHz bis 6,3 kHz zeigt sich dies verstärkt, hier sind die Lagerkräfte auch deutlich höher als bei den anderen Modellvarianten. Zwar sind die Kräfte im Vergleich zu denen der anderen Bänder niedrig, jedoch sind die verwendeten modalen Dämpfungen (vgl. Tabelle 6-3) kleiner bei hohen Frequenzen. Zusätzlich schwingen die Lagerstellen bei den Eigenformen in diesem Frequenzbereich tendenziell eher mit, sodass auch die Anregbarkeit erhöht ist. Auffällig ist auch das Terzband um 2 kHz, in dem bei allen Betriebspunkten keine ZEF liegt. Hier weist vor allem das AVL-Modell mit Flankentopologien erhöhte Werte auf. Bei genauerer Betrachtung des Frequenzspektrums der Lagerkräfte zeigt sich auch, wieso das Simcenter-Modell mit der σ_{Max} -Flanke trotz ähnlicher Kraftamplituden in diesem Band kleinere Beschleunigungswerte aufweist als das AVL-Modell mit Flankentopologien: Das AVL-Modell erzeugt eine Anregung bei sehr vielen Frequenzen bedingt durch die Flankentopologie, wohingegen im Simcenter-Modell eine Frequenz dominiert. Diese entspricht der ZEF der ersten Stufe multipliziert mit der Gesamtübersetzung. Die durch den Zahneingriff bedingten Drehmomentschwankungen der ersten Stufe werden übersetzt und verursachen zusätzliche Zahnkontakt- und Lagerkräfte. Durch die breitbandige Anregung im AVL-Modell werden deutlich mehr Eigenformen angeregt, sodass der Summenwert für das 2kHz-Terzband deutlich höher ausfällt als im Simcenter-Modell. Auch hier zeigt sich also, dass die Berücksichtigung aller Flankentopologien sich besonders außerhalb der Bänder mit den ZEF bemerkbar macht.

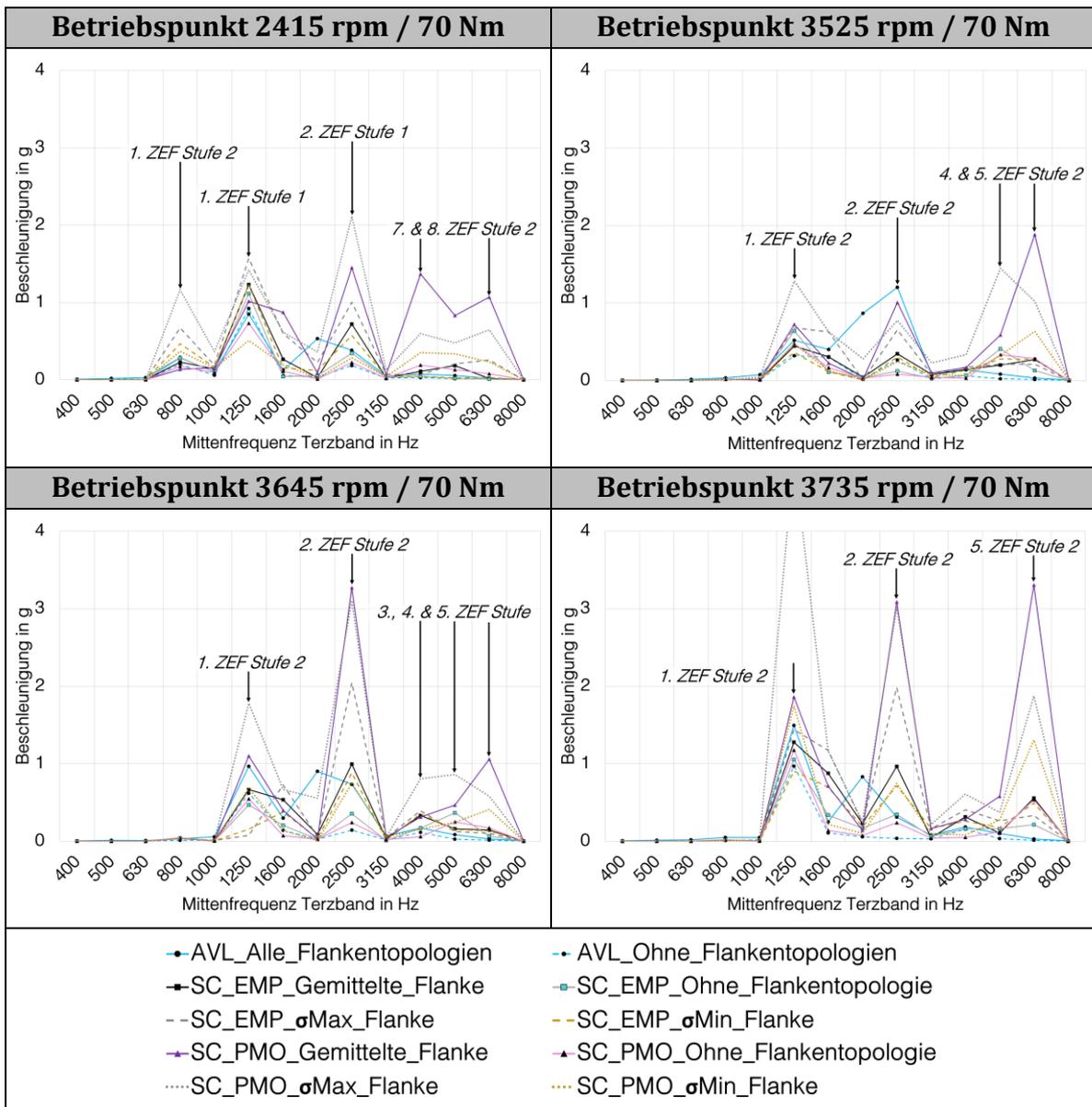


Tabelle 5-12: Terzbandspektren der gemittelten Summenfunktionen (RMS) berechnet aus den Beschleunigungen an ausgewählten Auswertepunkten des Gehäuses

Im Anhang 5. A sind die Beschleunigungen der Simcenter-Modelle mit Verzahnungsdämpfung nach Gerber [48] und gemittelter Zahnflanke aufgeführt. Die Ergebnisse zeigen wie bei den Lagerkräften: Die Modelle mit empirischem Verformungsansatz reagieren kaum auf die Verzahnungsdämpfung, wohingegen die PMO-basierten Modelle insbesondere bei den Vielfachen der ZEF deutliche Überhöhungen aufweisen.

Isolierte Betrachtung der Gehäusemodelle mit gemessenen Lagerkräften

Um Strukturodynamik der Gehäusemodelle in AVL und Simcenter zu vergleichen, werden diese im Folgenden isoliert betrachtet. Es wird dabei je Betriebspunkt stets dieselbe gemessene Anregung verwendet, sodass das strukturdynamische Verhalten des Gehäuses sinnvoll mit Hilfe von Messdaten bewertet werden kann. In diesem zweiten Schritt werden die Gehäusemodelle angepasst, indem die jeweils zwei Knoten an den Mittelpunkten der Schrägkugellager zu einem zusammengefasst werden. Das Gehäuse im AVL-MKS-Modell wird isoliert und mit gemessenen Lagerkräften (im Zeitbereich) an den neuen Zentralknoten angeregt. In Simcenter wird das vom FE-Modell abgeleitete modale Modell analog an den Lagerstellen angepasst und nach vorheriger FFT der gemessenen Lagerkräfte mit einer komplexen Anregung versehen. Da am Loslager der Zwischenwelle keine Kräfte gemessen werden, wird hier ersatzweise eine simulierte Lagerkraft aus den vorausgegangenen Rechnungen mit dem AVL-Modell mit Flankentopologien eingesetzt. Untersuchungen, bei welchen testweise diese simulierte Anregung vernachlässigt wurde, zeigen, dass dieses Lager für die Schwingungsantwort eine untergeordnete Rolle spielt und somit insgesamt trotzdem von einer sehr realistischen Anregung ausgegangen werden kann.

Die so berechneten Terzbandspektren der Summenfunktionen der Beschleunigungen an den ausgewählten Punkten sind in Tabelle 5-13 zusammengefasst. Zu Vergleichszwecken werden die relevanten, auf rein rechnerisch ermittelten Lagerkräften basierenden Ergebnisse aus Tabelle 5-12 mit dargestellt. Es ist klar ersichtlich, dass die Gehäusemodelle insbesondere auf die Anregung der zweiten Stufe sehr unterschiedlich reagieren, dies betrifft vor allem die Bänder 800 Hz und 1250 Hz. Die Untersuchungen aus Kapitel 5.3 zeigen, dass die Gehäusemodelle in diesen Bändern geringe Unterschiede aufweisen, dennoch führen diese bei einer starken schmalbandigen Anregung zu deutlich verschiedenen Ergebnissen. Da die gleichen modalen Dämpfungen verwendet werden, können die Unterschiede lediglich in den EF und den zugehörigen Eigenformen liegen, wenn z.B. Bereiche von Eigenformen verschoben oder weniger stark ausgeprägt sind. Inwiefern sich diese Abweichungen auf die Akustik auswirken, wird in Kapitel 7.4 näher betrachtet. Die mit den gemessenen Lagerkräften berechneten Beschleunigungen liegen in der Regel oberhalb der rein rechnerisch bestimmten Werte, außer bei den Vielfachen der ZEF

der zweiten Stufe. Dort scheint das PMO-basierte Verzahnungsmodell mit gemittelter Flanke in Simcenter eine starke Überschätzung aufzuweisen.

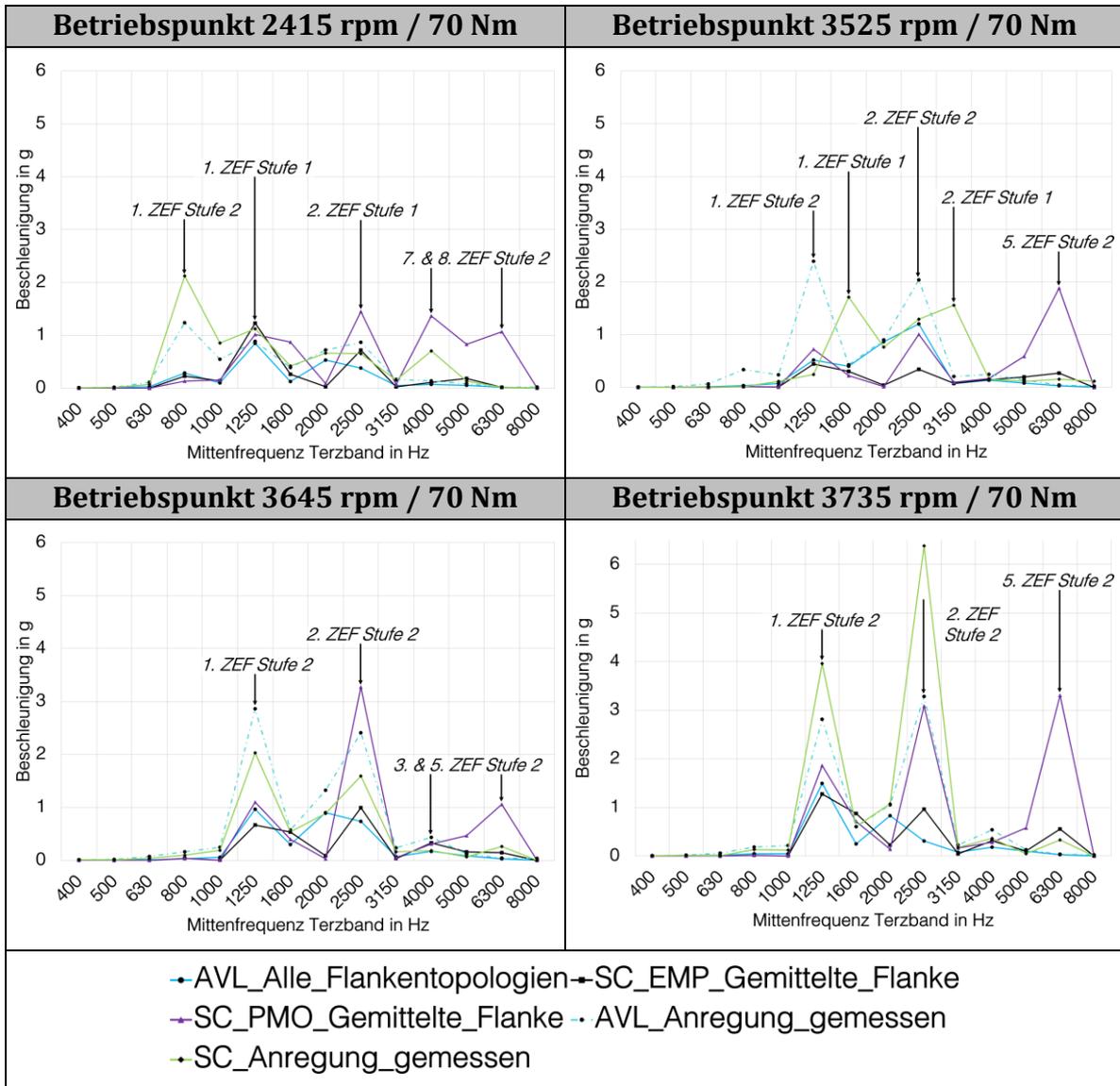


Tabelle 5-13: Terzbandspektren der gemittelten Summenfunktionen (RMS) berechnet aus den Beschleunigungen an ausgewählten Auswertepunkten des Gehäuses, angeregt mit gemessenen und simulierten Lagerkräften

Auffällig ist auch hier das 2 kHz-Terzband, denn in diesem weist einzig das AVL-Modell mit Flankentopologien ähnliche Werte auf wie die Modelle mit gemessenen Anregungskräften. Dies ist ein weiteres starkes Indiz für die Bedeutung der Berücksichtigung aller Flankentopologien, um die Anregung abseits der ZEF realistisch abzubilden.

5.6.2 Hochlauf bei konstantem Lastmoment

Die Untersuchung einzelner Betriebspunkte bietet eine beschränkte Einsicht in das strukturdynamische Verhalten der MKS-Modelle. Durch die Auswertung von Hochlaufsimulationen ist es möglich, die Lagerkräfte und Oberflächenbeschleunigungen in einem großen Betriebsbereich auszuwerten und eine grundlegendere Bewertung mit Hilfe von Messdaten vorzunehmen.

Die MKS-Gesamtmodelle werden nun statt einer konstanten Drehzahlvorgabe am Rotor der Antriebsmaschine mit einer Rampe von 200 bis 4000 rpm über einen Zeitraum von 45 s versehen, das Lastmoment beträgt weiterhin 70 Nm. Um den Umfang in einem sinnvollen Rahmen zu halten, werden nur noch die in Tabelle 5-14 aufgeführten Modellvarianten berücksichtigt. Mit Simcenter werden insgesamt vier und mit AVL zwei Hochläufe gerechnet. Damit numerisch bedingte Einschwingvorgänge zu Beginn der Simulationen abklingen können, werden 48 s berechnet, die Abtastrate beträgt bei allen Modellen weiterhin 51,2 kHz.

MKS Software	Siemens Simcenter 3D Motion		AVL EXCITE Power Unit	
Verzahnungsmodell	Empirisch	Parametrische Modellreduktion	Weber/Banaschek	
Verzahnungsdämpfung	Cai [18] (C)		Peeken[97] (P)	
Flankentopologien	gemittelt	keine	individuell	keine

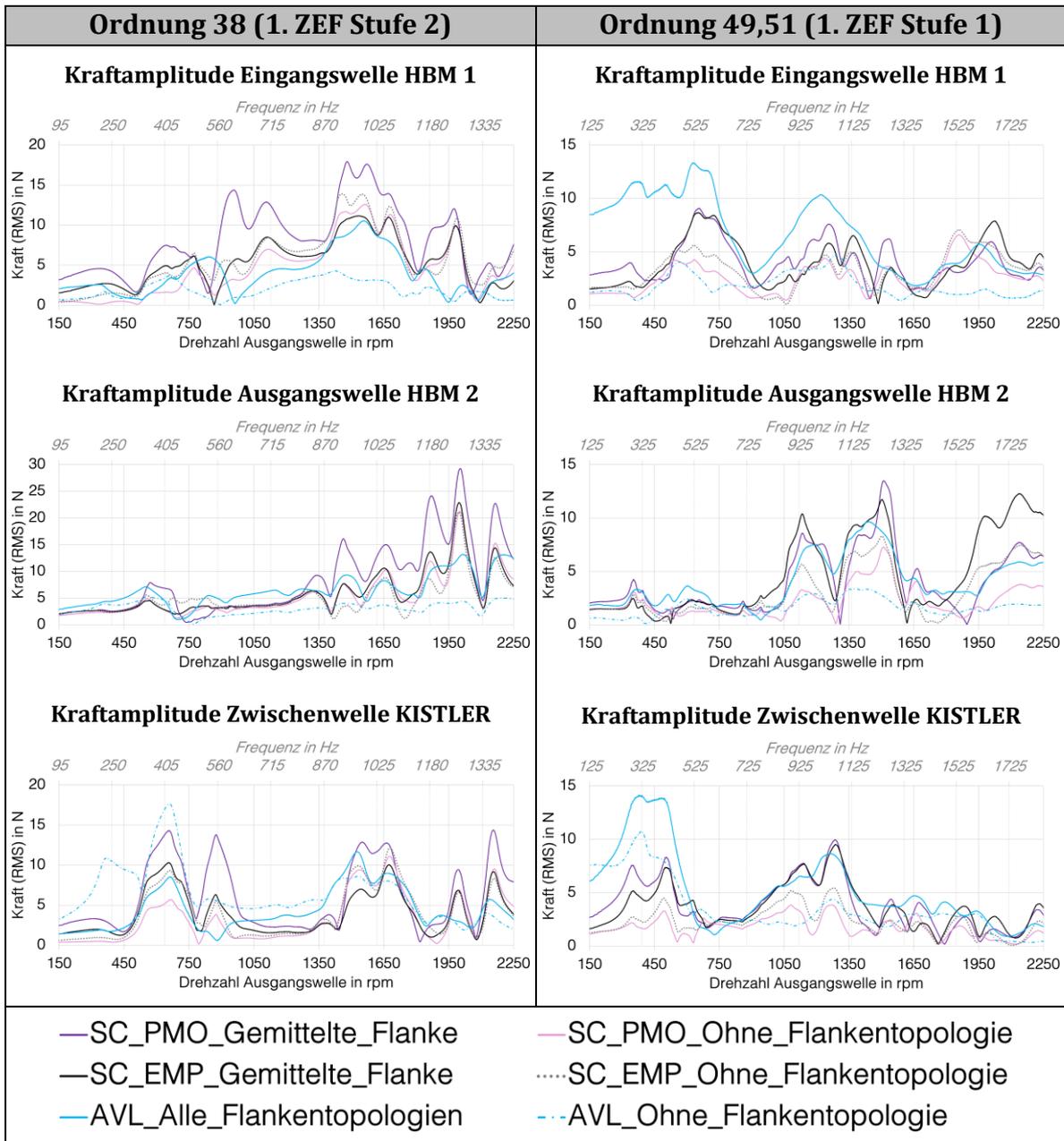
Tabelle 5-14: Berechnete MKS-Modellvarianten – Hochlauf von 200 bis 4000 rpm

Die Zeitverläufe der Lagerkräfte können direkt aus den entsprechenden Gelenken („Joints“) extrahiert werden. Für die Oberflächenbeschleunigungen an den 686 FE-Knoten, die den entsprechenden Messknoten (vgl. Abb. 6-7) zugeordnet sind, ist eine Rücktransformation für die modal reduzierten Gehäusemodelle erforderlich. In Simcenter erfolgt dies während der MKS-Rechnung für jeden Zeitschritt mit Hilfe sog. „Math-Functions“. Diese werden vorher mit einem eigens entwickelten Makro erzeugt und lesen die Beschleunigungen an den Knoten in Messrichtung aus und schreiben diese in eine ASCII-basierte Datei, die wiederum mit weiteren Makros in beliebige textbasierte Formate, z.B. UNV konvertiert werden kann [139]. Für die Rücktransformation in AVL EXCITE Power Unit hingegen steht eine Programmfunktion zur Verfügung, die nach erfolgter MKS-Simulation in einem separaten Schritt die Rücktransformation der Beschleunigungen berechnet und in ein textbasiertes PUNCH-File exportiert. Mit einem Makro werden die Beschleunigungen in den

Messrichtungen extrahiert und in eine UNV-Datei geschrieben. Die mit den MKS-Modellen berechneten Zeitverläufe der Lagerkräfte und Beschleunigungen unterscheiden sich damit formell nicht von den Messdaten und können daher gleichermaßen ausgewertet werden, vgl. Kapitel 6.3.2 und 6.3.3. Um den Aufwand nicht unverhältnismäßig groß werden zu lassen, wird der Umfang der Auswertungen im Vergleich zu denjenigen der Messdaten stark reduziert. Im ersten Schritt werden die resultierenden Kraftamplituden an den Festlagern der Wellen betrachtet. Hierbei sind vor allem die ersten beiden Verzahnungsordnungen der beiden Zahnradstufen von Bedeutung, da diese für gewöhnlich den größten Anteil an der Anregung ausmachen. Sie werden mit dem sog. Order Tracking Verfahren (vgl. Kapitel 6.3.3) aus den Zeitdaten berechnet und sind in Tabelle 5-15 aufgeführt. Dabei werden auch die durch die jeweiligen Ordnungen angeregten Frequenzbereiche angezeigt.

Grundsätzlich lässt sich eine starke Drehzahlabhängigkeit der durch den Zahneingriff verursachten Lagerkraftanteile feststellen. Dies spricht für eine ausgeprägte dynamische Wechselwirkung der Getriebekomponenten. Bei allen Modellen verursacht die zweite Stufe höhere Anregungsanteile, dies ist plausibel aufgrund des größeren Abstands zu den Lagern und einer damit einhergehenden größeren Fehlstellung der Zahnräder. Insgesamt betrachtet ergibt sich ein ähnliches Bild wie bei der Analyse der konstanten Betriebspunkte. Die Modellvarianten mit den PMO-basierten Zahnradmodellen weisen tendenziell die größten Amplituden auf, insbesondere bei den Vielfachen der ZEF, trotz gleicher Flankentopologie wie beim empirischen Verformungsansatz der Zahnräder. Bei den AVL-Modellen mit dem W/B-Ansatz sind Werte der Vielfachen deutlich niedriger, v.a. bei der Variante ohne Flankentopologie. Auffällig ist jedoch, dass diese Variante beim Festlager der Zwischenwelle im Bereich von 400 Hz eine höhere Amplitude aufweist als das AVL-Modell mit Flankentopologie und die Simcenter-Modelle. Modalanalysen der linearisierten MKS-Modelle zeigen, dass die Überhöhung auf eine Biegeschwingung der Zwischenwelle zurückzuführen ist. Diese wird im AVL-Modell ohne Flankentopologie scheinbar stärker durch den Zahneingriff der zweiten Stufe angeregt als in den anderen Modellen. Wie Campbell-Diagramme der Kraftamplituden (mehr Details dazu siehe Kapitel 7.2) veranschaulichen, wird diese Biegeschwingung bei allen Modellen außer dem AVL-Modell mit allen Flankentopologien nur von den Zahneingriffsordnungen angeregt. Werden alle Flankentopologien berücksichtigt, findet die Anregung durch deutlich mehr Ordnungen statt und ist somit auch bei wesentlich

mehr Betriebspunkten sichtbar, wie die Analysen aus Kapitel 5.6.1 belegen. Sowohl das Verzahnungsmodell als auch die Art der Berücksichtigung der realen Flankentopologie wirken sich über den gesamten Drehzahlbereich stark auf die Lagerkräfte aus.



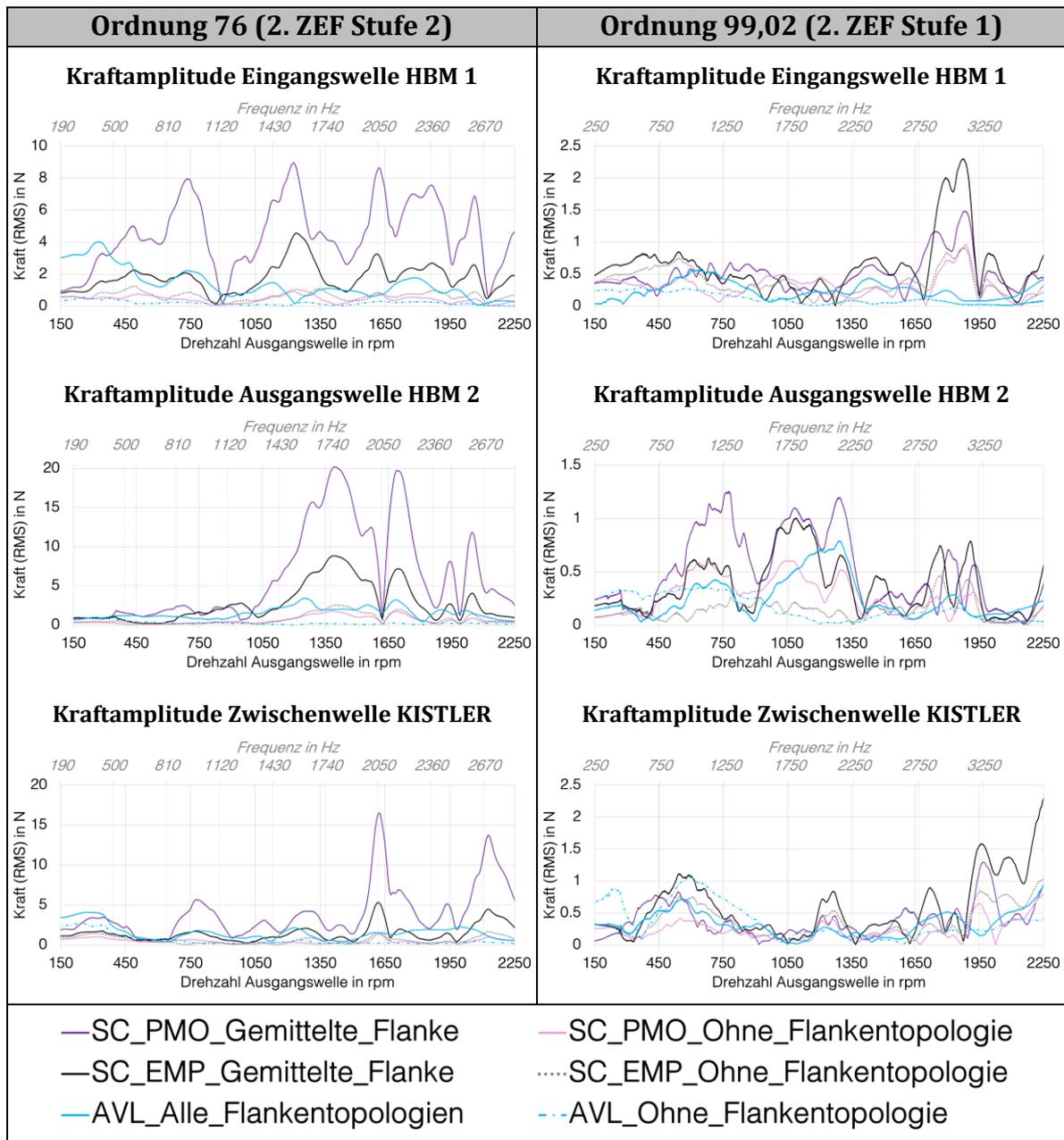


Tabelle 5-15: Resultierende Kraftamplituden an den Lagerstellen für die ersten beiden Verzahnungsordnungen der beiden Stufen aus den Hochlaufsimulationen

Im Folgenden werden die Auswirkungen auf die Strukturantwort untersucht. Dazu werden zunächst die relevanten Ordnungen der simulierten Oberflächenbeschleunigungen (an 686 Punkten des Gehäuses, vgl. Abb. 6-7) mit dem Order Tracking Verfahren (vgl. Kapitel 2.3.2 und 6.3.3) ermittelt. Analog zur obigen Betrachtung der Lagerkräfte sind die gemittel-

ten Summenfunktionen der ersten beiden Verzahnungsordnungen in Tabelle 5-16 aufgeführt. In der unteren Hälfte des Drehzahlbereichs sind die Beschleunigungen bei allen Modellen klein, trotz der vergleichsweise großen Unterschiede bei den Lagerkräften. Wenn glatte Flanken verwendet werden, liegen die Werte besonders bei der Ordnung der zweiten ZEF deutlich niedriger als bei den Modellen mit Flankentopologien. Bei der zweiten Stufe erzeugt das PMO-basierte Verzahnungsmodell die höchsten Amplituden und überschätzt wie auch schon bei den konstanten Betriebspunkten die Beschleunigungen an den Vielfachen der ZEF. Auffällig ist, dass mit dem W/B-Verzahnungsmodell in AVL EXCITE Power Unit selbst mit Flankentopologien die Werte der Vielfachen deutlich kleiner ausfallen als mit den Verzahnungsmodellen in Simcenter.

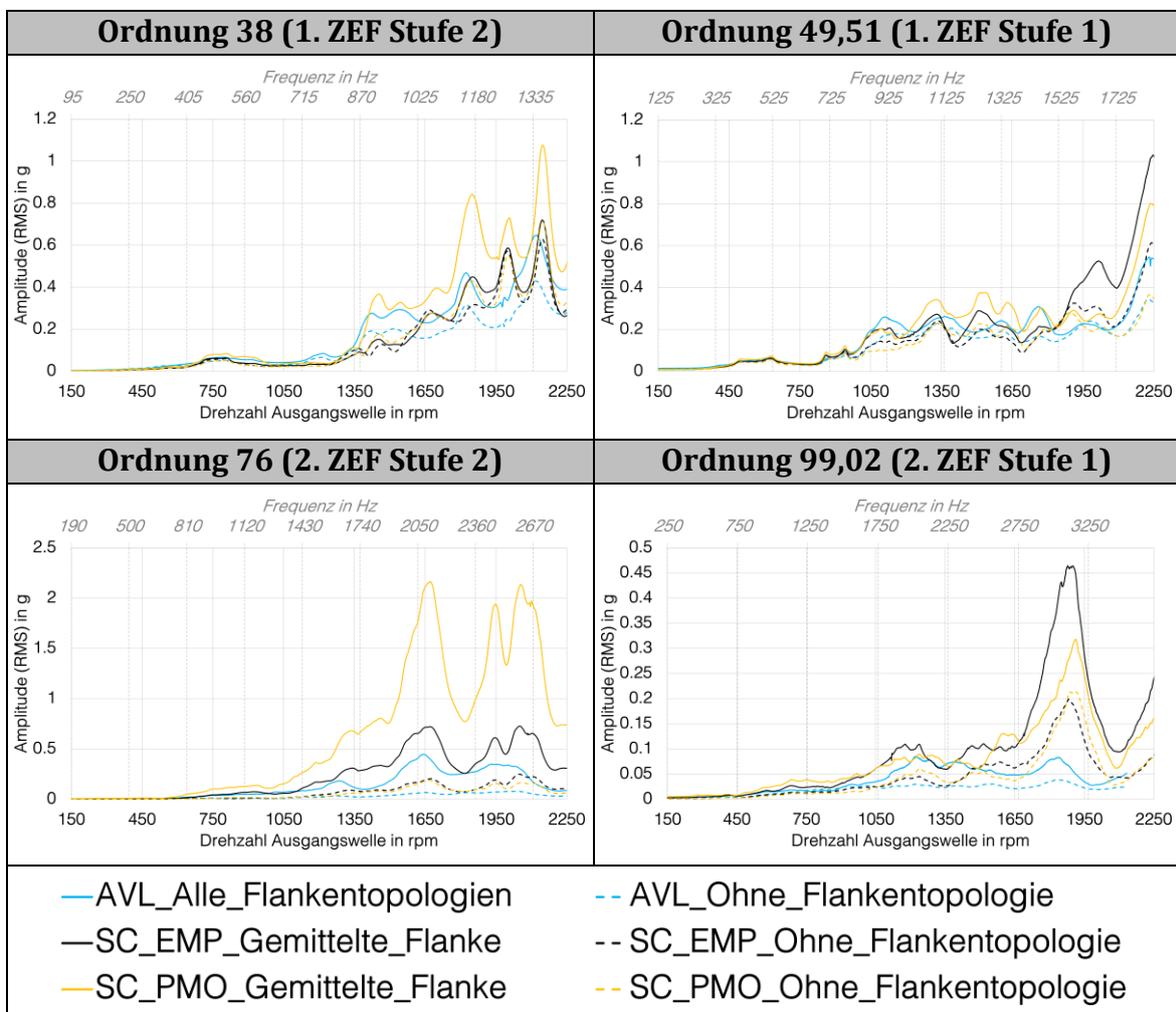


Tabelle 5-16: Summenfunktionen der mit den MKS-Modellen berechneten ersten zwei Verzahnungsordnungen der Oberflächenbeschleunigungen

Um die berechneten Betriebsschwingungsmoden zu erhalten, werden die Oberflächenbeschleunigungen exemplarisch für das AVL-Modell mit Flankentopologien sowie für das Simcenter-Modell mit empirischem Verzahnungsmodell nach dem Verfahren der OBMA (vgl. Kapitel 2.3.2 und 6.3.3) ausgewertet. Die so erhaltenen Moden werden verglichen und sind im Anhang 5. A für MAC-Werte größer 60 % aufgeführt. Dieser Wert kann nur für wenige der insgesamt identifizierten Moden erreicht werden, obwohl die Gehäusemodelle linear sind und sich gleich verhalten sollten. Das weist darauf hin, dass nur wenige Moden stark genug angeregt werden und das Schwingungsverhalten dominieren. Diese weisen hohe MAC-Werte und die geringsten Unterschiede bei den Frequenzen und modalen Dämpfungen auf. Mit diesen Betrachtungen ist der strukturdynamische Teil der rechnerischen Untersuchungen abgeschlossen, es folgt nun die Schallanalyse.

5.7 Schallabstrahlungsberechnung

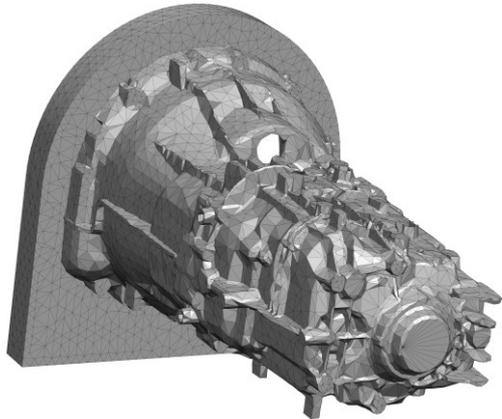
5.7.1 Modelle für die Schallabstrahlungsberechnung

Wie in Kapitel 2.2.8 beschrieben, gibt es drei Klassen an Berechnungsmethoden für die Schallabstrahlungsanalyse. Aus diesen wird jeweils ein gängiges und verbreitetes Verfahren ausgewählt:

- Vibro-Akustische Simulation mit der akustischen FEM (Elementordnung frequenzabhängig, „Adaptive Order Elements“) und AML-Schicht, gelöst mit Siemens Simcenter Nastran
- Vibro-Akustische Simulation mit der IBEM, gelöst mit Siemens Simcenter 3D Acoustics BEM Solver
- Akustische Simulation mit der WBT, gelöst mit AVL EXCITE Acoustics

Berechnet werden soll ein durch die Grenzfrequenzen der Terzbänder definierter Bereich von 355 bis 7,1 kHz, da nur in diesem eine nennenswerte Schallabstrahlung zu erwarten ist. In der Literatur werden bei allen drei Verfahren etwa 4 bis 10 Elemente pro Wellenlänge als Richtwert für die Kantenlänge des Randnetzes genannt (z.B. [52, 68, 70, 110]). Daher wird dasselbe Randnetz als Ausgangsbasis für die drei Akustikmodelle verwendet, vgl. Abb. 5-20. Es wird mit einem Algorithmus in Altair SimLab erzeugt, der das Oberflächennetz des Strukturnetzes ausdünn und dabei nur bereits vorhandene Knoten nutzt. Zudem werden alle Öffnun-

gen geschlossen, um die korrekte Erkennung von Innen- und Außenflächen zu erleichtern. Die mittlere Elementkantenlänge wird so gewählt, dass diese etwa einem Viertel der kleinsten berechneten Wellenlänge (hier bei 7,1 kHz) entspricht. Damit bleiben die Modellgrößen und Rechenzeiten in einem akzeptablen Rahmen.



23014 Elemente
11503 Knoten
Mittlere Kantenlänge ca. 12 mm

Abb. 5-20: Randnetz für die Schallabstrahlungsberechnung

Für das IBEM-Modell kann das Netz direkt als Fluidnetz verwendet werden, die Schalleistung wird dann an einem Kugelnetz mit 1 m Radius um das Gehäuse herum ausgewertet.

Bei der Erzeugung des Fluidnetzes für das akustische FEM-Modell werden zwischen dem Rand und einer äußeren Hülle akustische Tetraeder-Elemente erzeugt. Dabei werden im Inneren recht große Elemente zugelassen, da mit der Option „Adaptive Order Elements“ die Ordnung großer Elemente automatisch abhängig von der berechneten Frequenz erhöht wird. Dadurch werden nur bei höheren Frequenzen rechenintensive Elemente höherer Ordnung genutzt. In der Literatur sind beachtliche Rechenzeiteinsparungen mit dieser Vorgehensweise dokumentiert [161]. Um Reflexionen an der Grenzfläche des Fluidnetzes zu vermeiden, wird an dieser eine sog. „Automatically Matched Layer“ (AML) definiert. Es handelt sich dabei um eine automatisch vom Solver festgelegte, absorbierende Schicht um das Fluidnetz, dies verringert die Rechenzeiten und den Modellierungsaufwand [12].

In AVL EXCITE Acoustics wird ein Quader um das Randnetz gelegt und dieser wiederum in viele kleinere Einzelquader zerlegt. Anschließend werden die Blöcke, deren Volumen eine bestimmte, vom Benutzer einstellbare Überlappung mit der Struktur aufweisen, einem inneren Bereich zugeordnet. Alle anderen Blöcke gehören entsprechend zum äußeren Bereich. In diesen Bereichen werden zusammenhängende Blöcke zu

größeren Blöcken zusammengefasst, zu sog. Domänen. In den Domänen, die mit der Struktur überlappen (rot auf Abb. 5-21), stellen die Oberflächengeschwindigkeiten die Randbedingung dar, wohingegen für die restlichen Domänen (blau auf Abb. 5-21) mit den akustischen Feldgrößen Kontinuitätsrandbedingungen an den Grenzflächen formuliert werden. Insgesamt sollten erfahrungsgemäß maximal 60 bis 70 Domänen vorliegen, um die Rechenzeiten vernünftig zu begrenzen. Die Schallleistung wird in AVL EXCITE Acoustics nach ISO 3745 aus den Schalldrücken von 40 Punkten auf einer Kugel mit 1 m Radius bestimmt. Auf Abb. 5-21 sind die beschriebenen drei Modelle dargestellt.

Die Rechenzeiten sind beim IBEM-Modell nahezu unabhängig von der Frequenz, beim FEM- und WBT-Modell nehmen sie besonders ab 3 kHz überproportional zu, dabei ist der Effekt beim WBT-Modell deutlich stärker ausgeprägt als beim FEM-Modell. Gründe für diese Frequenzabhängigkeit sind die adaptiven Elementordnungen beim FEM-Modell sowie die variable Anzahl an sog. „Wave functions“ beim WBT-Modell [121], hier nimmt diese näherungsweise quadratisch mit der Frequenz zu. Es ist daher sinnvoll, die Anzahl der zu berechnenden Frequenzen auf ein Mindestmaß zu reduzieren, aber gleichzeitig noch eine brauchbare Abtastung zu erreichen. In den Simcenter IBEM- und FEM-Modellen wird daher der betrachtete Frequenzbereich von 355 bis 7100 Hz in 10 Hz Schritte aufgeteilt. Um sicherzugehen, dass keine relevanten Frequenzen unberücksichtigt bleiben, werden in einem eigenen Matlab-Script für jede Rechnung zusätzlich die Frequenzen mit den 200 größten Werten der aufsummierten Lagerkraftamplituden bestimmt, sodass sich insgesamt maximal 874 zu berechnende Frequenzen ergeben. Da das AVL-Modell eine Input-Datei mit frequenzabhängigen Oberflächengeschwindigkeiten erfordert, wird hier bei deren Erstellung ausgedünnt. So wird bei der Rücktransformation aus den Zeitdaten der MKS-Ergebnisse und anschließender FFT angegeben, nur jede zweite Frequenzlinie zu berücksichtigen. Aufgrund der hohen Rechengeschwindigkeit des WBT-Modells im unteren Frequenzbereich bis 3,55 kHz werden alle Frequenzlinien (insgesamt 5640) der ausgedünnten Datei mit den Oberflächengeschwindigkeiten berechnet. Ab 3,55 kHz wird die Rechenzeit des WBT-Modells zunehmend inakzeptabel hoch (bis zu 1,7 h je Frequenz), deshalb werden ab dieser Frequenz nur vereinzelt Simulationen durchgeführt. Dabei erfolgt eine recht aufwendige Reduktion der berechneten Frequenzen analog zu denen der Simcenter-Modelle. Ein exemplarischer Vergleich der

Rechenzeiten findet sich im Anhang 5. A. Im nächsten Abschnitt werden der Umfang der Untersuchungen sowie die erzielten Ergebnisse erläutert.

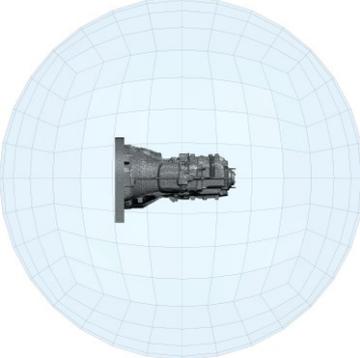
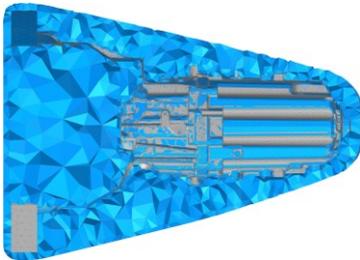
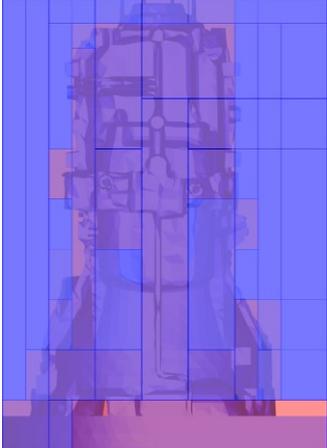
IBEM Simcenter	FEM (AML) Simcenter	AVL EXCITE Acoustics
	 <p data-bbox="683 741 916 869"> Knoten: 48842 Elemente: 169589 Ø EKL: 13,4 mm </p>	

Abb. 5-21: Modelle für die Schalleistungsberechnung

5.7.2 Exemplarische Auswertung der berechneten Schalleistungen

Die mit den beschriebenen Modellen ermittelten Terzspektren der Schalleistung werden im Folgenden hinsichtlich dieser Einflüsse ausgewertet: Anregungskräfte, Strukturdynamik und Berechnungsmethode der Akustikanalyse.

Einfluss der Berechnungsmethode und der Strukturdynamik

Zunächst wird der Einfluss der für die Schallabstrahlungsanalyse gewählten Berechnungsmethode untersucht, denn nur, wenn dieser bekannt ist, können die anderen Einflüsse sinnvoll untersucht werden. Hierzu wird exemplarisch für einen Betriebspunkt die Schalleistung mit allen drei Modellen mit exakt denselben Oberflächengeschwindigkeiten im PUNCH-Format für dieselben Frequenzen berechnet. Diese PUNCH-Datei wird mit dem isolierten Gehäuse in einer FRA mit Simcenter mit gemessenen Lagerkräften an den Festlagern und berechneten am Loslager (vgl. Kapitel 5.6.1) für den Betriebspunkt 3735 rpm erstellt. Der zu berechnende Frequenzbereich von 355 bis 7100 Hz wird dabei wie im vorherigen Abschnitt beschrieben in ein 10 Hz – Raster unterteilt, und zusätzlich werden die 200 Frequenzen mit den größten Anregungskräften bestimmt. Um etwaige Unterschiede zwischen den Gehäusemodellen in AVL EXCITE Powerunit und Simcenter 3D Motion offenzulegen, wird zudem das iso-

lierte AVL-Gehäuse mit denselben Lagerkräften wie das Simcenter-Modell angeregt, jedoch im Zeitbereich über 4 s. Anschließend werden die Oberflächengeschwindigkeiten durch Rücktransformation und anschließender FFT ermittelt, wobei nur jede zweite Frequenzlinie berücksichtigt wird, d.h. die Frequenzauflösung beträgt 0,5 Hz. Mit diesen Ergebnissen wird die Schallabstrahlung mit dem WBT-Modell rechenzeitbedingt nur bis 3,55 kHz gerechnet. Da nicht ausgeschlossen werden kann, dass trotz der feinen Frequenzauflösung relevante Frequenzen „übersehen“ werden, wird eine weitere WBT-Analyse lediglich für die ausgedünnten Frequenzen (10 Hz – Raster und 200 Frequenzen mit größter Anregung) gerechnet. Da hierdurch deutlich weniger Frequenzen zu berechnen sind, kann dabei der gesamte Frequenzbereich bis 7,1 kHz berücksichtigt werden. Die resultierenden Schallleistungsspektren der genannten Analysen sind auf Abb. 5-22 zusammengefasst.

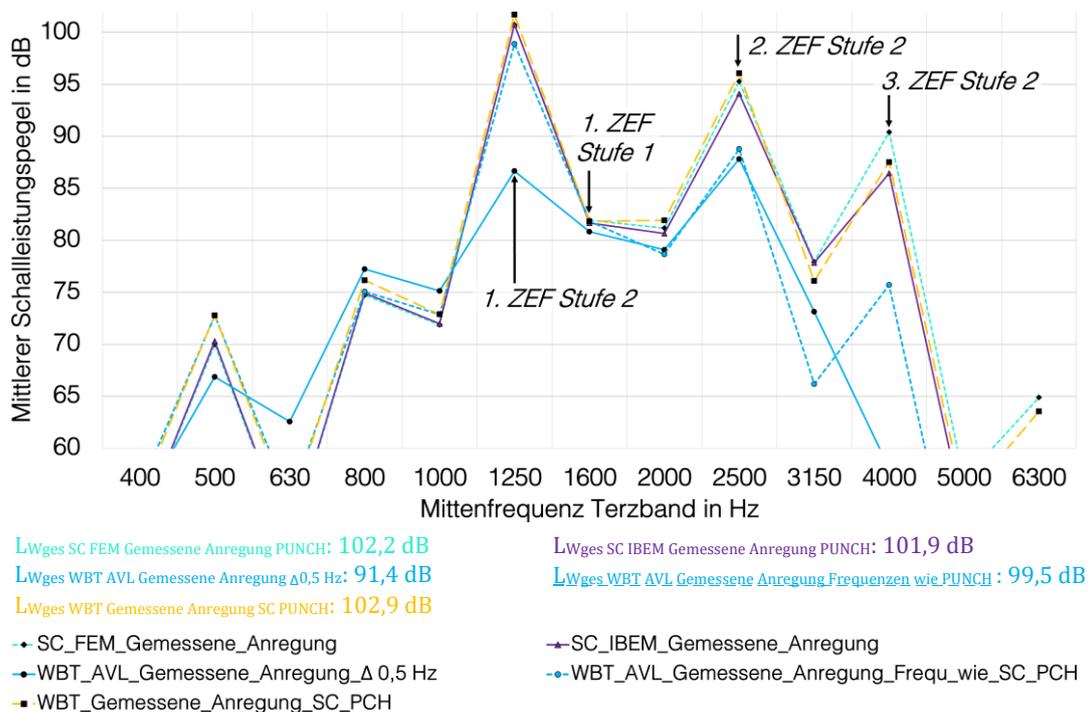


Abb. 5-22: Vergleich der Schalleistung in Abhängigkeit von der Berechnungsmethode (FEM / IBEM / WBT) und vom MKS-Gehäusemodell (SC vs. AVL)

Die Rechnungen mit den drei verschiedenen Modellen basierend auf der PUNCH-Datei mit den Oberflächengeschwindigkeiten unterscheiden sich kaum und weisen nahezu identische Gesamtpegel auf. Bei gleichen Randbedingungen sind die zu erwartenden Unterschiede zwischen den Akustikmodellen also klein. Werden die Oberflächengeschwindigkeiten jedoch

mit der Gehäusestruktur in AVL EXCITE Powerunit berechnet, ergeben sich deutliche Unterschiede, abhängig von den gerechneten Frequenzlinien. Bei Berücksichtigung aller Frequenzen im 0,5 Hz – Raster fallen die Bänder 630 und 1250 Hz auf. Im 630 Hz – Band liegt eine breitbandige Anregung mit vielen kleineren Kräften vor. Diese werden vom Algorithmus zur Bestimmung der 200 Frequenzen mit der höchsten Anregung ignoriert, wohingegen dies bei Berücksichtigung aller Frequenzen in 0,5 Hz – Schritten nicht geschieht und somit ein höherer Pegel resultiert. Dass selbst diese feine Auflösung u.U. nicht ausreichend sein kann, belegt die Abweichung bei der ersten ZEF der zweiten Stufe (1250 Hz – Band). Hier wird die Frequenz, bei der die mit Abstand größte Anregung vorliegt, bei der FFT der Oberflächengeschwindigkeiten zufällig aussortiert. Wird die Rechnung mit denselben ausgedünnten Frequenzen, wie sie in der PUNCH-Datei vorliegen, durchgeführt, ergibt sich ein ähnlicher Pegel wie bei den Rechnungen mit der PUNCH-Datei selbst, d.h. das aufwendige Ausdünnen der Frequenzen ist hier klar von Vorteil. Auffällig ist jedoch, dass ab dem 2,5 kHz - Band die Differenzen zwischen den Ergebnissen stark zunehmen. Diese lassen sich auf das unterschiedliche Verhalten der Gehäuse-Strukturmodelle in AVL und Simcenter zurückführen. Wie in Kapitel 5.3 dargelegt, nehmen die Unterschiede zwischen den Eigenformen und – frequenzen der Gehäusestrukturen ab ca. 3 kHz stark zu. Daher sind unterschiedliche Antworten auf dieselbe Anregung bei höheren Frequenzen zu erwarten.

Einfluss der Anregungskräfte

Wie in Kapitel 5.6.1 dargelegt weisen die Flankentopologie sowie das verwendete Verzahnungsmodell die größten Einflüsse auf die Anregung an den Lagerstellen auf. Die Tendenzen sind dabei für alle betrachteten Betriebspunkte gleich, deshalb werden sie hier exemplarisch für 2415 rpm diskutiert. Die für diese Drehzahl auf Basis der MKS-Rechnungen erzielten Schallleistungsergebnisse sind auf Abb. 5-23 zu sehen, links die Ergebnisse mit der akustischen FEM, rechts mit der IBEM. Als Referenz sind in beiden Diagrammen die Ergebnisse mit dem WBT-Modell eingezeichnet. Insgesamt setzen sich die in der Analyse der Lagerkräfte (vgl. Kapitel 5.6.1) identifizierten Tendenzen in der Schallabstrahlung fort. Wird keine Flankentopologie berücksichtigt, werden in allen Terzbändern außer dem mit der ersten ZEF der ersten Stufe signifikant niedrigere Pegelwerte erzielt, das äußert sich auch in den deutlich reduzierten Gesamtpegeln.

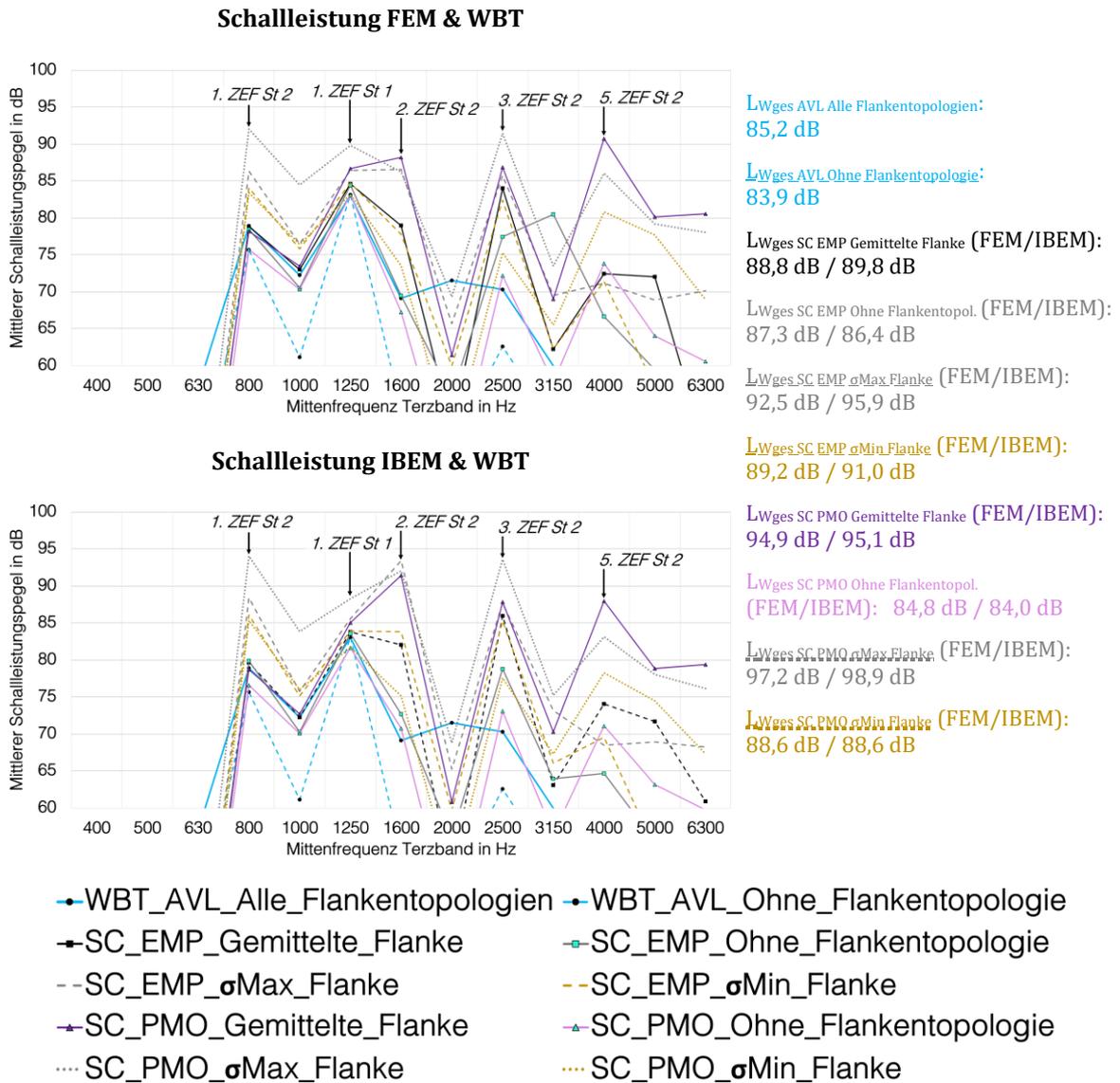


Abb. 5-23: Berechnete Schallleistungsspektren und -pegel für den Betriebspunkt 2415 rpm basierend auf MKS-Ergebnissen mit unterschiedlichen Flankentopologien

Doch auch die starken Überhöhungen bei den ZEF und deren Vielfachen insbesondere bei Verwendung des PMO-basierten Verzahnungsmodells weiten den Lösungsraum stark auf, es zeigt sich eine große Sensitivität bezüglich des Verzahnungsmodells und der Flankentopologie. Im Terzband 1,6 kHz zeigt sich zudem bei Verwendung der σ_{Max} -Flanke ein deutlicher Unterschied zwischen FEM und IBEM. Hier scheint es aus numerischen Gründen zu Überhöhungen zu kommen. Um dies zu beheben, wäre eine Auftrennung der Berechnung in FRA und Akustiksimulation notwendig. Erst dann können negative Auswirkungen fiktiver Resonanzen z.B.

über Impedanz-Randbedingungen [110] vermieden werden. Dies würde jedoch den gesamten Aufwand deutlich erhöhen und wird daher nicht angewandt. Bemerkenswert ist auch der Unterschied zwischen dem AVL-Modell mit Flankentopologien und den restlichen Modellen beim 2 kHz-Band. Wie schon bei den Oberflächenbeschleunigungen (vgl. Tabelle 5-12) resultiert die Berücksichtigung aller Flankentopologien in einem höheren Pegel als bei den Modellen, die keine oder nur eine Flankentopologie berücksichtigen.

Die Untersuchungen zum Einfluss der Verzahnungsdämpfung weisen keinen wesentlichen Vorteil der Dämpfung nach Gerber [48] gegenüber der Dämpfung nach Cai [19] auf. Beim empirischen Verzahnungsmodell konnte nahezu kein Einfluss beobachtet werden, beim PMO-basierten Ansatz sind lediglich die Überhöhungen der Vielfachen der ZEF noch stärker ausgeprägt und damit eher unrealistischer.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die plausibelsten Ergebnisse mit den Varianten mit allen bzw. mit der gemittelten Flankentopologie(n) zu erwarten sind. Diese werden zusammen mit den Ergebnissen, die mit gemessenen Lagerkräften als Anregung erzielt werden, beim Abgleich mit Messdaten (vgl. Kapitel 7.4) berücksichtigt.

5.8 Zusammenfassung der Berechnungsergebnisse

Die in den Kapiteln 5.1 bis 5.5 vorgestellten Ergebnisse dienen v.a. der Plausibilisierung der einzelnen Bestandteile der Gesamt-MKS-Modelle des Prüfgetriebes. So werden das Einfederungsverhalten und die Dämpfung der in den MKS-Tools isoliert betrachteten Lagermodelle verglichen und gute Übereinstimmungen festgestellt. Ebenso werden die Verzahnungsmodelle für beide Stufen isoliert betrachtet. Hier deuten sich in der Analyse des statischen Drehwegfehlers bereits deutliche Unterschiede zwischen den betrachteten Ansätzen ab. Anschließend werden die Strukturmodelle der Wellen mit Zahnrädern sowie der Gehäusebaugruppe betrachtet. Die ermittelten modalen Modelle und Übertragungsfunktionen sind entscheidend für die Validierung der FE-Strukturen, die zur Erzeugung der modal reduzierten Modelle herangezogen werden. Mit den MKS-Gesamtmodellen werden die Wechselwirkungen zwischen den Systemen Welle-Zahnrad-Lager und Gehäuse intensiv untersucht. Dies geschieht einerseits unter konstanten Bedingungen für vier relevante Betriebspunkte, andererseits über einen weiten Drehzahlbereich in Hochlaufrechnungen. Auch hier zeigt sich, dass die Wahl des Verzahnungsmodells

und die Berücksichtigung der realen Flankentopologie von entscheidender Bedeutung für die Schwingungsanregung und –antwort sind. Aufbauend auf den Ergebnissen für die vier Betriebspunkte werden die Einflüsse auf die Schallabstrahlung näher analysiert. Dabei werden die Auswirkungen der Anregungen, der Berechnungsmethoden und der Strukturmodelle des Gehäuses auf die Schalleistung betrachtet.

Herauszustellen ist bei den genannten Untersuchungen der Einbezug von Messdaten, die im nächsten Kapitel näher beschrieben werden: die gemessenen Flankentopologien, die 3D-Scans der Gehäuseteile, die modalen Dämpfungen der Wellen und Gehäuseteile sowie die gemessenen Lagerkräfte. Damit wird ein in der Literatur bisher einzigartiger Umfang an rechnerischen Untersuchungen dokumentiert.

6 Experimentelle Untersuchungen

Die Validierung der im vorausgehenden Kapitel beschriebenen Berechnungsergebnisse aus den Struktur- und Akustikanalysen setzt belastbare Messdaten voraus. Diese erfüllen dabei unterschiedliche Zwecke, nämlich zur Ermittlung folgender Eigenschaften:

- Abweichungen zwischen Real- und CAD-Geometrie
- Eigenschwingverhalten, modale Modelle
- Anregungsverhalten im Betrieb
- Schwingungsverhalten der Struktur im Betrieb
- Schallleistung des abgestrahlten Schalls im Betrieb

6.1 Messtechnische Erfassung der Realgeometrie und Identifikation der geometrischen Unzulänglichkeiten

6.1.1 Abweichungsanalyse an den Gehäuseteilen mit 3D-Scans

Die Zielsetzung dieses Arbeitsschrittes ist es, die Realgeometrie des im Aluminium-Druckgussverfahren gefertigten Getriebegehäuses für einen Abgleich mit den CAD-Daten zu erhalten. Dies beinhaltet die Analyse der fertigungsbedingten Form- und Wandstärkenabweichungen nach einer vorausgehenden Ausrichtung zwischen Scan- und CAD-Geometrie. Um eine möglichst genaue Ausrichtung zu erhalten, werden hierzu Best-fit-Geometrien von Scan-Flächen mit hoher Fertigungsgenauigkeit (z.B. Lagersitze, Teilungsebene) erzeugt und für die Definition eines Koordinatensystems verwendet, das möglichst koinzident mit dem des CAD-Modells ist. Der Unterschied zwischen Form- und Wandstärkenabweichungsanalyse besteht darin, dass bei der Formabweichung die Differenz zwischen einer CAD-Fläche und einer aus Messpunkten rekonstruierten Istfläche ausgewertet wird, wohingegen beim Wandstärkenvergleich zunächst die Wandstärken für die Ist- und Sollgeometrie separat berechnet und dann lokal verglichen werden. Mit Hilfe dieser Informationen können die Fertigungsabweichungen gezielt auf die FE-Modelle mittels Morphing übertragen werden, um den Einfluss auf das Schwingungs- und Abstrahlverhalten der Gehäusemodelle näher zu untersuchen.

Das für die 3D-Scans eingesetzte Gerät ATOS Triple Scan der Firma GOM GmbH arbeitet mit einem projizierten Streifenmuster, das gleichzeitig von zwei Kameras aufgezeichnet und ausgewertet wird [50]. Die theoretischen Grundlagen hierzu finden sich z.B. in [71]. Um die Erfassung bei

komplexen Strukturen deutlich zu verbessern, werden diese vor dem Scan eingeweißt. Dadurch können Hinterschnitte besser erfasst werden, jedoch kann ein übermäßiges Auftragen auch zu einer Verfälschung bei der Wandstärkenanalyse führen, deshalb ist diese mit einer gewissen Vorsicht zu interpretieren. Zudem werden Referenzmarkierungen aufgeklebt, um einzelne Teil-Scans aus verschiedenen Perspektiven zusammenzuführen. Das Ergebnis ist eine Punktwolke, die von einem Polygonisierungsalgorithmus in ein Dreiecksnetz überführt wird. Die Stärke des Algorithmus zeigt sich bei der automatischen Entfernung von Ausreißern und der Dezimierung der Punktezahl ohne nennenswerten Genauigkeitsverlust. Die von der ATOS-Software angegebene Genauigkeit nach dem Polygonisieren liegt bei 0,01 – 0,02 mm. Die z.T. in der Industrie verwendeten automatisierten 3D-Scan-Systeme zur dreidimensionalen Geometriemessung und anschließender Abweichungsanalyse erreichen sogar Genauigkeiten im Bereich von 3 bis 30 μm [50, 51].

Auf Abb. 6-1 sind beispielhaft der Aufbau des 3D-Scan-Systems für die Getriebeglocke illustriert sowie die relevanten Ergebnisse der Analyse der Formabweichungen für die beiden Gehäuseteile. Zudem sind beispielhaft jeweils zwei markante Bereiche mit vergleichsweise großen Abweichungen gekennzeichnet. Im Bereich 1 beim Getriebedeckel zeigt sich unter Zuhilfenahme der Wandstärkenanalyse, dass die Formabweichung durch eine zu hohe Wandstärke verursacht wird. Im Bereich 2 hingegen ist keine merkliche Wandstärkenabweichung festzustellen, sodass die Formabweichung durch eine leichte Verschiebung der gesamten Seitenfläche verursacht wird. Bei der Getriebeglocke hingegen weisen die markierten Flächen insbesondere Wandstärkeabweichungen auf, die zu den detektierten Formabweichungen führen.

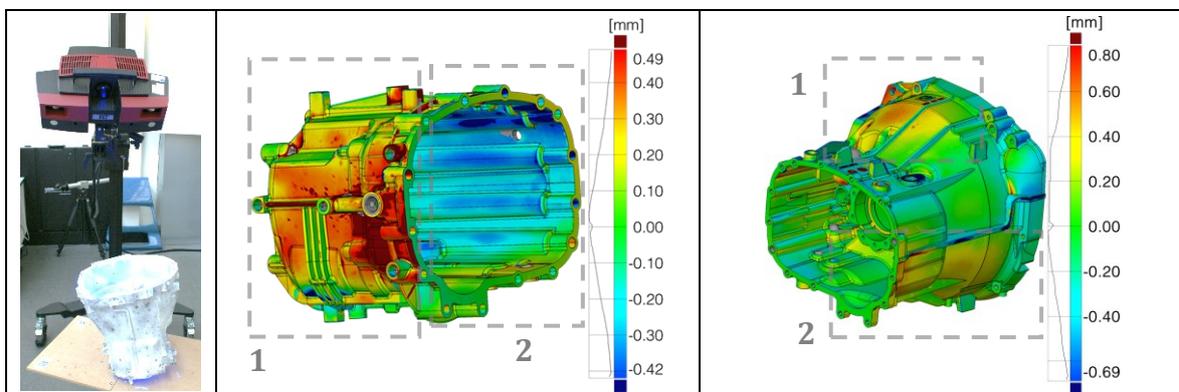


Abb. 6-1: Aufbau des 3D-Scan-Systems (Glocke) und Ergebnisse der Abweichungsanalysen (Formabweichungen) für Getriebedeckel und -glocke

Die Ergebnisse dieser Analysen werden genutzt, um die Bereiche mit großen Abweichungen in den CAD-basierten FE-Netzen auf die Soll-Positionen, wie sie mit den Scan-Daten ermittelt wurden, zu „ziehen“ (bzw. zu „morphen“). Die durchgeführten Untersuchungen sind in Kapitel 5.3 erläutert.

6.1.2 Verzahnungsmessung

In den Verzahnungsmodellen der MKS-Tools können Zahnflankentopologien berücksichtigt werden. Um realistische Eingangsdaten zu erhalten, werden alle Zahnflanken auf einer Klingenberg Verzahnungsmessmaschine von der Firma Frenco GmbH vermessen, vgl. Abb. 6-2. Aus den Ergebnissen der Allzahnmessungen werden über ein spezielles Interpolationsverfahren der Frenco GmbH die topologischen Abweichungen getrennt für jede Zahnflanke auf einem feinen Gitter mit ca. 90 – 100 radialen und 59 axialen Stützpunkten berechnet. Dabei wird die relative Lage der Zähne zueinander ebenfalls berücksichtigt.



Abb. 6-2: Verzahnungsmessung [38]

Die individuellen Flankenabweichungen können in den Verzahnungsmodellen in AVL EXCITE Powerunit direkt eingepflegt werden. Die Simcenter 3D Motion Modelle hingegen erlauben nur eine Flanke je Zahnrad. Daher werden für jedes Zahnrad drei Flankentopologien (jeweils für die rechte und die linke Zahnflanke) berechnet:

- Flanke mit der größten Standardabweichung.
- Flanke mit der kleinsten Standardabweichung.
- Über alle Zähne gemittelte Flanke.

Auf Abb. 6-3 sind exemplarisch für das Ritzel der ersten Stufe die drei ermittelten Flankentopologien für die im Eingriff befindliche Flanke illustriert.

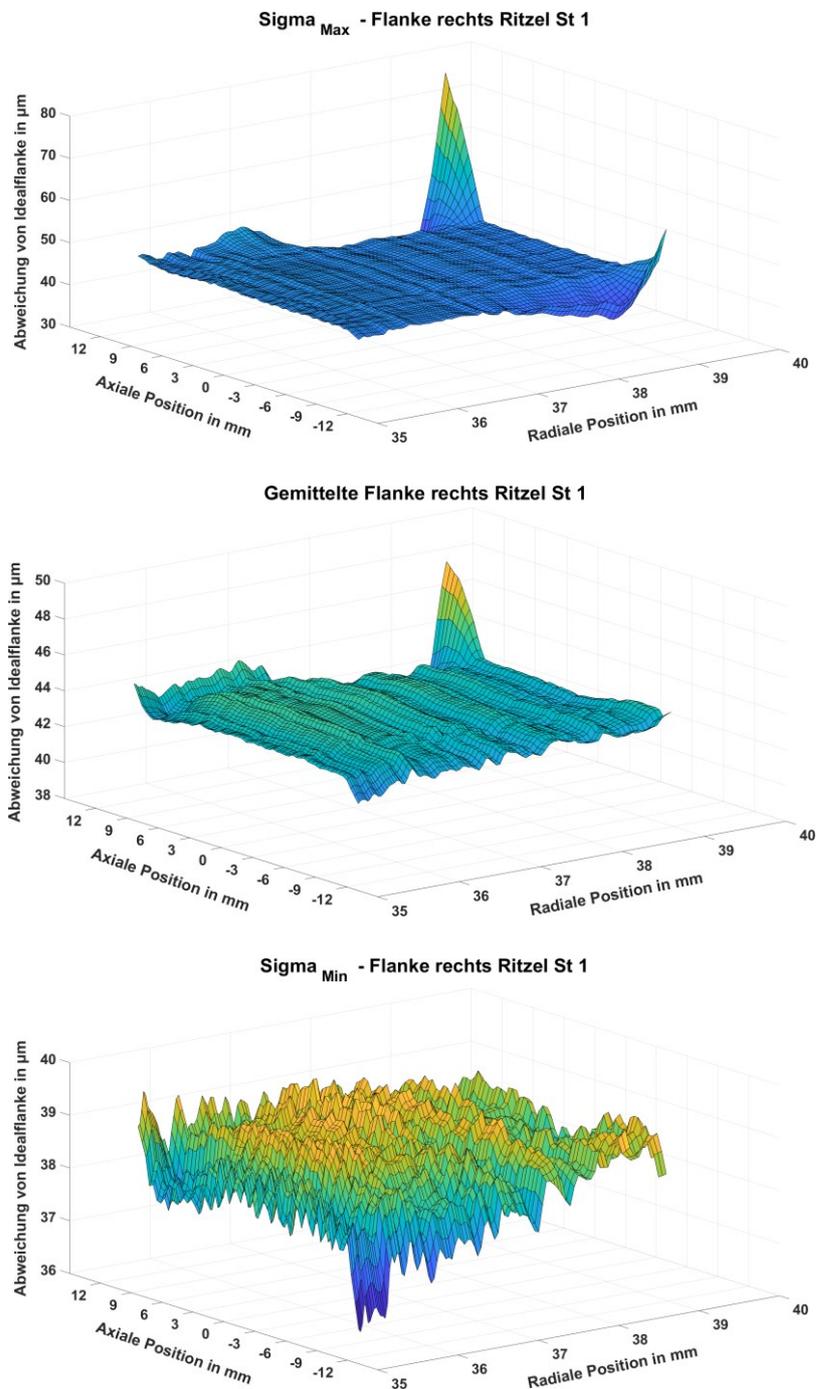


Abb. 6-3: Berechnete Flankentopologien für das Ritzel der ersten Stufe: Maximale Standardabw. (oben), gemittelte Flanke (mitte), minimale Standardabw. (unten)

Da die Abweichungen in Bezug auf die spielfreie Sollflanke ermittelt werden, enthalten diese bereits das gemäß der vorgegebenen Toleranz aufgebraute Verzahnungsspiel. Auffällig ist, dass die größten Abweichungen in den seitlichen und oberen Randbereichen auftreten. Im Kopfbereich befinden sich die Bereiche mit den geringsten Abständen zur Idealflanke, d.h. dort steht das Profil leicht heraus. Dies kann zu einer erhöhten Anregung führen. Im Anhang 6. A sind die Flankenabweichungen der anderen Zahnräder für die im Eingriff befindlichen Seiten aufgeführt.

6.2 Experimentelle Modalanalysen

Der hier verfolgte Ansatz entspricht der sog. „Bottom-Up Strategie“. Dabei werden zunächst die Einzelteile untersucht, anschließend die Unterbaugruppen und zuletzt die Gesamtbaugruppen, wobei auf jeder Ebene ein Abgleich (vgl. Kapitel 7.1) und ggf. eine Anpassung des zugehörigen Simulationsmodells erfolgt [110]. Allerdings sind der EMA deutliche Grenzen gesetzt, sie eignet sich beispielsweise nicht, um das gesamte Getriebe im Betrieb mit nichtlinearen Effekten zu untersuchen. Daher wird hierfür auf Methoden, die eine Schwingungsuntersuchung von BG im Betrieb ermöglichen, zurückgegriffen, vgl. Kapitel 6.3.

6.2.1 Experimentelle Modalanalysen der Einzelteile

Die Wellen mit den aufgeschrumpften Zahnrädern sowie die beiden Gehäuseteile werden unter näherungsweise Frei-frei-Bedingungen einer EMA unterzogen. Dabei werden die ÜF zwischen Modalhammer und Beschleunigungssensoren mit dem PolyMAX-Algorithmus ausgewertet. Dieser hat sich aufgrund wesentlicher Vorteile wie z.B. einem sehr übersichtlichen Stabilitätsdiagramm bewährt [7]. Tabelle 6-1 führt die wesentlichen Angaben zu den Messungen und die Ergebnisse daraus für die Wellen mit Zahnrädern auf. Es können alle zu erwartenden Moden identifiziert werden, wenngleich für die Torsionsmoden mangels Anregung nur die Dämpfungen und die Frequenzen extrahiert werden. Die identifizierten modalen Parameter sind im Anhang 6. A aufgeführt. Im unteren Frequenzbereich kann eine für Stahlbauteile typische niedrige Dämpfung von etwa 0,01 – 0,02 % beobachtet werden. Die Torsionsmoden und Schwingungsmoden der Zahnräder weisen hingegen z.T. deutlich erhöhte Dämpfungswerte auf.

Die wichtigsten Informationen zur Messung und die Resultate der EMAs der Gehäuseeinzelteile sind in Tabelle 6-2 zusammengefasst. Auch hier

zeigt sich die Stärke des PolyMAX-Algorithmus, der die klare Identifizierung zahlreicher Moden in einem vergleichsweise großen Frequenzbereich erlaubt. Da sich mit der Materialpaarung Stahl (Modalhammer) – Aluminium (Gehäuse) höhere Frequenzen jedoch nur schwer anregen lassen, wird der ausgewertete Bereich auf 7,5 kHz beschränkt. Im Vergleich zu den Wellen sind zudem die Modendichte deutlich erhöht und die Dämpfung der meisten Moden höher. Die identifizierten modalen Parameter sind wieder im Anhang 6. A aufgeführt.

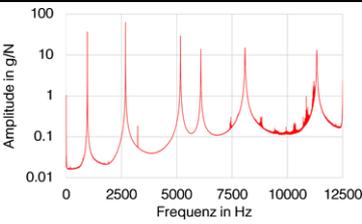
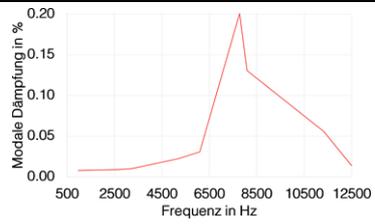
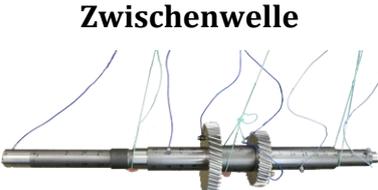
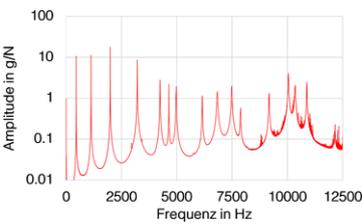
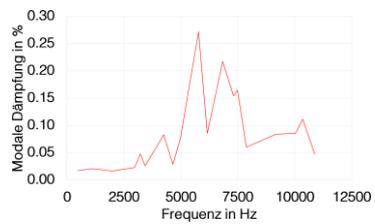
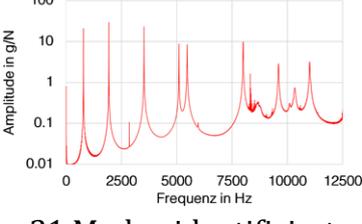
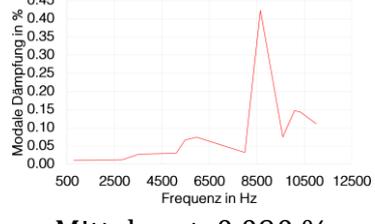
Messsetup	Summen-ÜF (0-12,5 kHz)	Modale Dämpfung (0-12,5 kHz)
<p>Eingangswelle</p>  <p>68 Messpunkte / 4 Referenzsensoren → 272 ÜF</p>	 <p>14 Moden identifiziert</p>	 <p>Mittelwert: 0,053 %</p>
<p>Zwischenwelle</p>  <p>88 Messpunkte / 6 Referenzsensoren → 528 ÜF</p>	 <p>30 Moden identifiziert</p>	 <p>Mittelwert: 0,085 %</p>
<p>Ausgangswelle</p>  <p>88 Messpunkte / 7 Referenzsensoren → 616 ÜF</p>	 <p>21 Moden identifiziert</p>	 <p>Mittelwert: 0,090 %</p>

Tabelle 6-1: EMAs der Getriebewellen - Messsetups und Resultate

Die messtechnisch ermittelten modalen Modelle der Einzelteile werden anschließend für einen Abgleich mit Simulationsergebnissen verwendet (vgl. Kapitel 7.1). Dies lässt auf die Eignung der FE-Netze für die Abbildung der dynamischen Eigenschaften schließen und ermöglicht es, Materialparameter (E-Modul, Dichte) anzupassen.

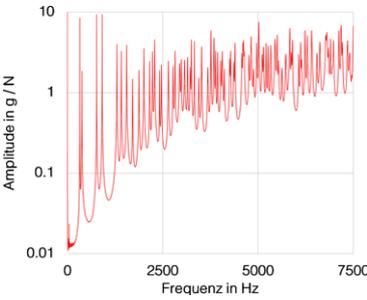
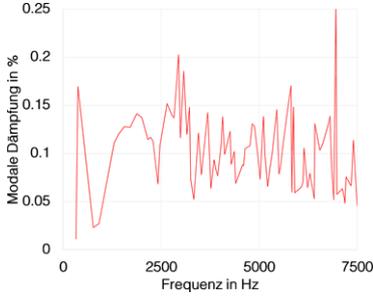
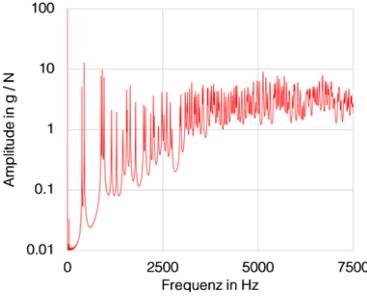
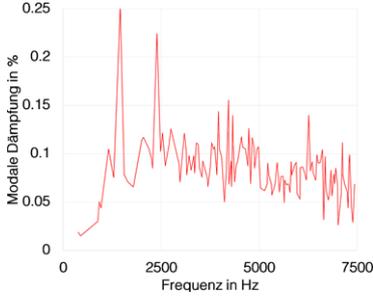
Messsetup	Summen-ÜF (0-7,5 kHz)	Modale Dämpfung (0-7,5 kHz)
<p>Getriebedeckel</p>  <p>294 Messpunkte / 7 Referenzsensoren → 2058 ÜF</p>	 <p>85 Moden identifiziert</p>	 <p>Mittelwert: 0,10 %</p>
<p>Getriebeglocke</p>  <p>430 Messpunkte / 7 Referenzsensoren → 3010 ÜF</p>	 <p>133 Moden identifiziert</p>	 <p>Mittelwert: 0,085 %</p>

Tabelle 6-2: EMAs der Gehäuseteile - wichtigste Angaben und Resultate

6.2.2 Experimentelle Modalanalysen der Gehäusebaugruppe und -unterbaugruppen

Im nächsten Schritt werden die Gehäuseteile sukzessive zusammengefügt und die Unterbaugruppen sowie die Gesamtbaugruppe jeweils einer EMA unterzogen. Dadurch werden die Daten für den Abgleich mit den entsprechenden Ergebnissen aus den Simulationsmodellen erzeugt. Es lässt sich so nachvollziehen, welche Auswirkungen eine zunehmende Anzahl an berücksichtigten Komponenten auf die Abbildungsgüte der dynamischen Eigenschaften der FE-Modelle hat. In Tabelle 6-3 sind die wesentlichen Angaben zu den Messsetups und den erzielten Ergebnissen zusammengestellt.

6 Experimentelle Untersuchungen

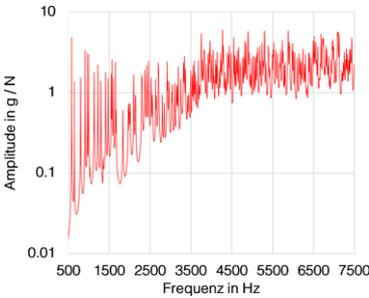
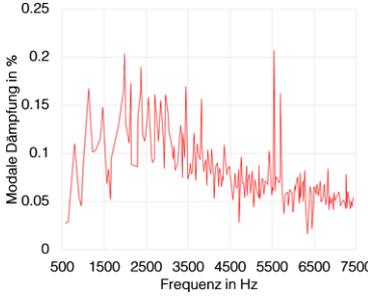
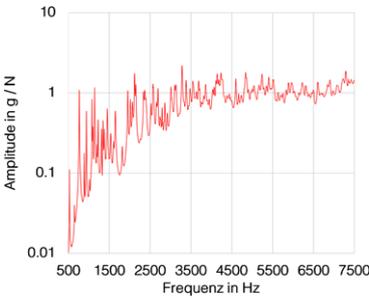
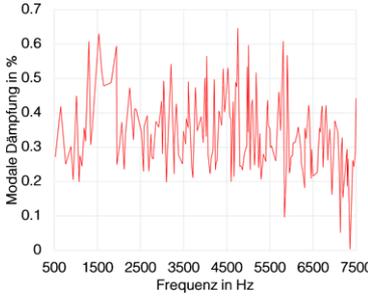
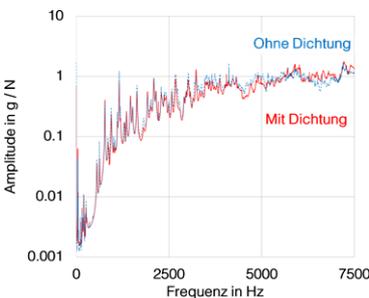
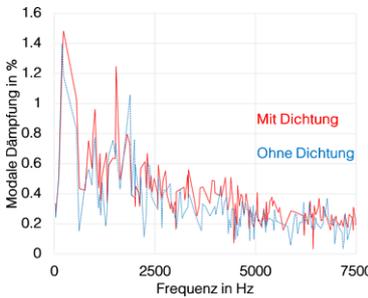
Messsetup	Summen-ÜF (0-7,5 kHz)	Modale Dämpfung (0-7,5 kHz)
<p style="text-align: center;">BG Gehäuseteile</p>  <p>706 Messpunkte / 6 Referenzsensoren → 4236 ÜF</p>	 <p style="text-align: center;">201 Moden identifiziert</p>	 <p style="text-align: center;">Mittelwert: 0,08 %</p>
<p style="text-align: center;">BG Gehäuseteile mit Stahlflansch</p>  <p>668 Messpunkte / 8 Referenzsensoren → 5344 ÜF</p>	 <p style="text-align: center;">183 Moden identifiziert</p>	 <p style="text-align: center;">Mittelwert: 0,34 %</p>
<p style="text-align: center;">BG Gehäuse gesamt</p>  <p>682 Messpunkte / 8 Referenzsensoren → 5456 ÜF</p>	 <p style="text-align: center;">160 Moden identifiziert</p>	 <p style="text-align: center;">Mittelwert: 0,38 / 0,32 %</p>

Tabelle 6-3: EMAs der Gehäusebaugruppen - wichtigste Angaben und Resultate

Für die Auswertung der ÜF wird auch hier der PolyMAX-Algorithmus verwendet. Im Anhang 6. A finden sich die ermittelten modalen Parameter für die einzelnen BG. Die BG bestehend aus den beiden Gehäuseteilen wird unter Frei-frei-Bedingungen untersucht, während die BG des Gehäuses mit Stahlflansch an Gummipuffern aufgehängt ist und die Gesamtbaugruppe mit eingebauten Lagerkraftmesseinrichtungen in Einbaulage auf dem Prüfstand vermessen wird. Die Gesamtbaugruppe wird dabei mit und ohne Dichtung zwischen Gehäuseglocke und -deckel analysiert, um deren Einfluss herauszustellen. Insgesamt zeigt sich eine starke Zunahme der Dämpfung mit steigender Komponentenanzahl. Dadurch lassen sich insbesondere höherfrequente Eigenmoden schlechter anregen, sodass sich infolgedessen deutlich weniger Moden identifiziert werden. Wie erwartet lässt sich ein leichter Einfluss der Dichtung auf die Dämpfung feststellen, die meisten Moden bei der EMA ohne Dichtung sind schwächer gedämpft, das zeigt sich auch im Mittelwert der Dämpfung [164]. Bei einzelnen Moden hingegen ist die Dämpfung ohne Dichtung höher. Eine eindeutige Ursache hierfür lässt sich nicht identifizieren, jedoch ist zu beachten, dass die ermittelte Dämpfung z.T. stark von den gewählten Polen des PolyMAX-Algorithmus abhängt. Eine nähere Betrachtung der Eigenfrequenzen zeigt, dass diese mit Dichtung tendenziell etwas höher liegen als ohne, die Dichtung führt also zu einer leichten Versteifung. Denkbar ist, dass durch eine Verteilung des Drucks in der Flanschfläche größere Bereiche zwischen den Gehäuseteilen gekoppelt werden. Auch die Eigenmoden werden beeinflusst. Die MAC-Werte der korrelierten Moden aus den EMAs mit und ohne Dichtung sind im Anhang 6. A aufgeführt. Während die ersten 44 Moden bis auf einzelne Ausnahmen recht gut korrelieren, brechen die MAC-Werte danach stark ein. Manche Moden tauchen in einer der beiden Messungen gar nicht auf, während andere sich in zwei Moden aufteilen. Dadurch wird eine sinnvolle Korrelation erschwert. Die Summen-ÜF ändern sich allerdings nicht maßgeblich, sodass die für die Akustik relevanteste Auswirkung die erhöhte Dämpfung darstellen dürfte. Ob die Dichtung in der Simulation berücksichtigt werden sollte, zeigt der Abgleich mit den berechneten Eigenformen, siehe Kapitel 7.1.3.

6.3 Untersuchungen des Prüfgetriebes im Betrieb

Mit dem Abschluss der Untersuchungen an den einzelnen Komponenten und Unterbaugruppen wird nun zu den Untersuchungen am montierten

Prüfgetriebe auf dem Prüfstand übergegangen. Diese werden im Folgenden gegliedert in Analysen unter konstanten und unter variablen Betriebsbedingungen bezüglich der Drehzahl. Um eine Überlastung der empfindlichen Lagerkraftsensoren zu vermeiden, wird das Nennmoment am Getriebeausgang auf 70 Nm beschränkt. Alle Untersuchungen werden mit diesem Drehmoment gefahren. Wie in Kapitel 4 dargelegt und auf Abb. 6-4 illustriert, werden dabei folgende Größen gemessen:

- Drehmoment und Drehzahl an der Ausgangswelle
- Lagerkräfte in drei Richtungen an den Festlagern
- Beschleunigungen an der Getriebeoberfläche und in der Nähe des Loslagers
- Schalldruckpegel an drei Positionen im Prüfraum mit schallharten Wänden

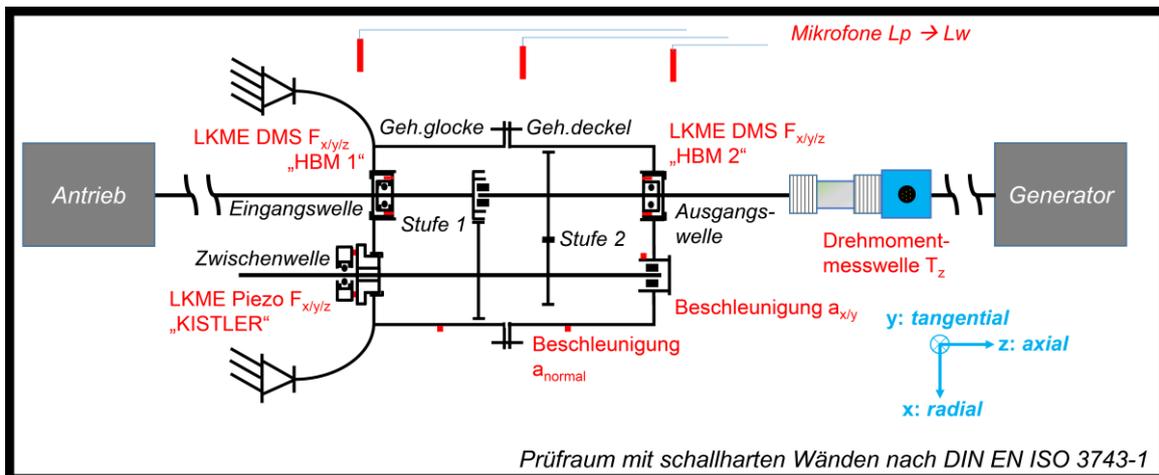


Abb. 6-4: Schematische Übersicht der Messgrößen am Prüfstand

Zudem werden erfasst: Luftdruck, -feuchte und -temperatur sowie die Temperaturdifferenz zwischen zwei Stellen des Getriebegehäuses mittels Laserthermometer. Alle Messungen werden mit einer Abtastrate von 51,2 kHz aufgezeichnet, dabei kann allerdings das Originalsignal der HBM-Lagerkraftsensoren bedingt durch den verwendeten Verstärker nur mit 19,2 kHz abgetastet werden.

6.3.1 Untersuchungen mit konstanten Betriebsbedingungen

In fünf vorab durchgeführten Hochlaufmessungen werden die gemittelten Schalldrücke der drei im Prüfraum befindlichen Mikrofone ausgewertet und akustisch auffällige Bereiche identifiziert. Eine genaue Bestimmung der relevanten Drehzahlen ist auf diese Weise jedoch nicht möglich,

da die Bedingungen hierfür zu instationär sind. Dennoch können, wie auf Abb. 6-5 dargestellt, interessierende Drehzahlbereiche identifiziert werden. Das erste Drehzahlband enthält ein lokales Maximum im mittleren Bereich, wohingegen der zweite markierte Abschnitt Bereiche höherer Pegel einschließt.

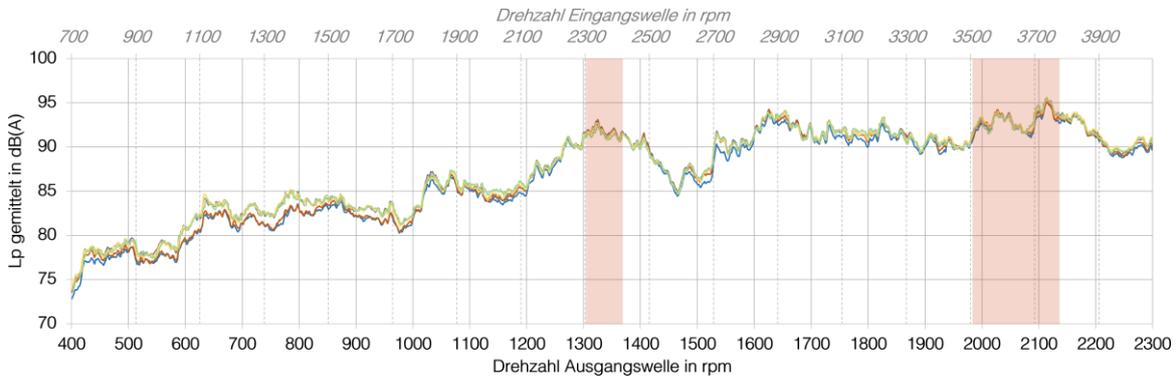
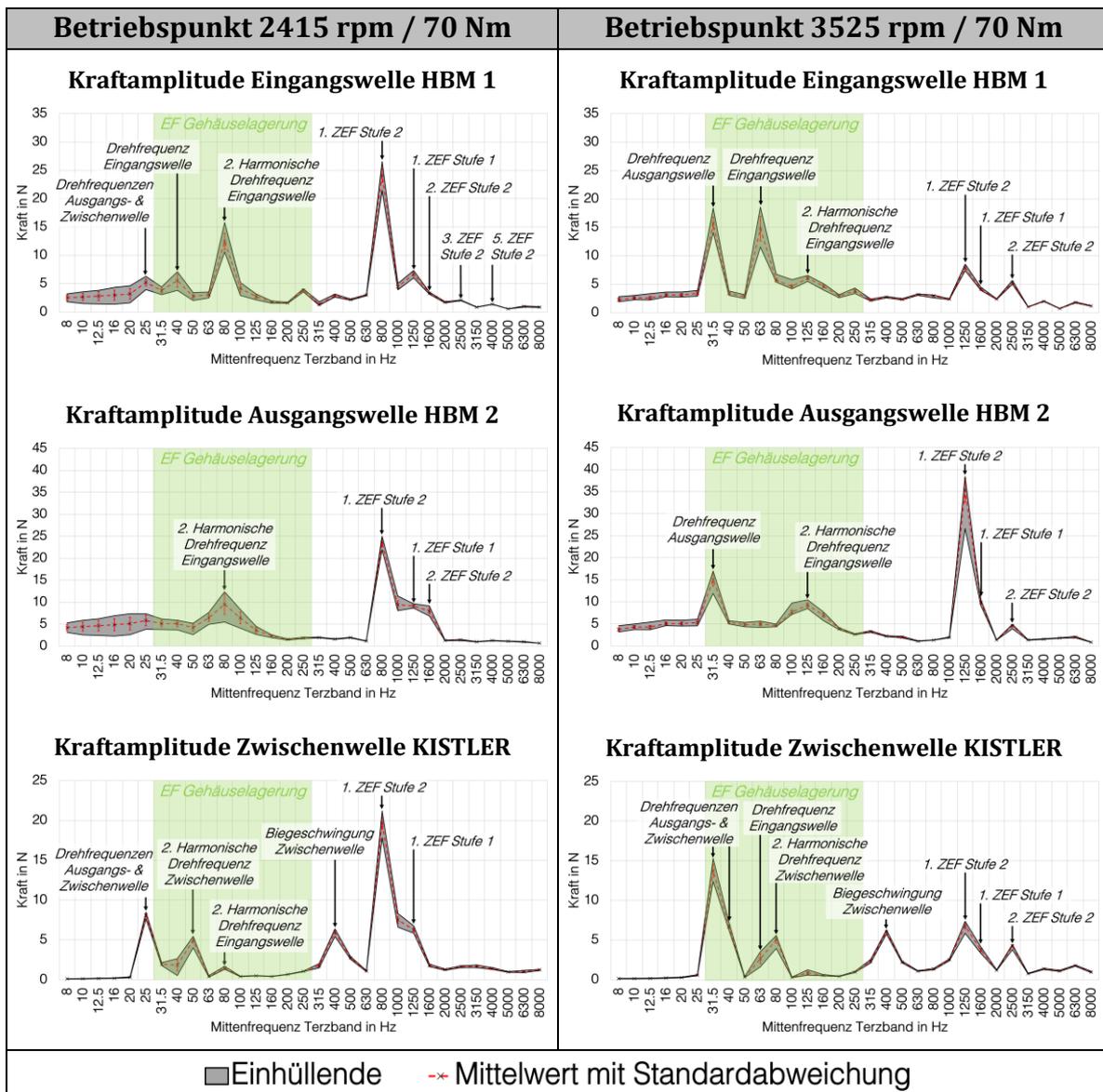


Abb. 6-5: Verlauf des Schalldruckpegels für fünf Hochlaufmessungen

Insgesamt werden mithilfe weiterer Messungen in den gekennzeichneten Bereichen unter stationären Bedingungen vier Betriebspunkte ausgewählt. Diese werden randomisiert jeweils 20-mal mit einer Messdauer von 30 s angefahren, siehe Tabelle im Anhang 6. A. Wichtige Kriterien für die Auswahl der Betriebsdrehzahlen sind eine möglichst gute Reproduzierbarkeit der gemittelten Schalldruckspektren sowie geringe Abweichungen zwischen den Schalldruckpegeln der Mikrofone. Weichen diese zu stark voneinander ab, so ist davon auszugehen, dass das Schallfeld nicht diffus und die Messung damit nicht aussagekräftig ist. Durch die ausgeprägte Tonalität des Getriebegeräusches wird die zufriedenstellende Erfüllung dieser Bedingung erschwert, dennoch erweisen sich letztlich folgende Nenndrehzahlen als geeignet: 2415 rpm, 3525 rpm, 3645 rpm und 3735 rpm. Es kann jedoch ein leichtes „Wandern“ der Drehzahlen mit gleichem Schallspektrum beobachtet werden, z.B. stellt sich ein zunächst bei 2415 rpm gemessenes Terzspektrum in einer späteren Messung bei 2417 rpm ein. Daher streuen die tatsächlich eingestellten Drehzahlen, wie in der Tabelle im Anhang 6. A aufgeführt. Eine mögliche Ursache hierfür stellt die ungleichmäßige Erwärmung des Getriebegehäuses im Betrieb dar. Die Temperaturunterschiede zwischen Getriebedeckel und -glocke weisen mit -0,61 eine erhöhte Korrelation nach Pearson mit der statischen horizontalen Lagerkraft am Eingangslager bei ruhendem Prüfstand auf (vgl. Tabelle im Anhang 6. A). Dies lässt auf eine Verspannung des Systems infolge der ungleichen thermischen Ausdehnung

schließen. Es ist dadurch zu erwarten, dass sich dies sowohl auf das Schwingungsverhalten des Getriebes als auch auf den Zahneingriff auswirkt. Werden die statischen Lagerkräfte im lastfreien Zustand und somit die Verspannungen größer, so wird eine stark verschlechterte Reproduzierbarkeit beobachtet, das System verhält sich also deutlich chaotischer. Da die Auswertung der Messgrößen für jeden Betriebspunkt in Terz- und Oktavbändern erfolgt, ist die Schwankung der Drehzahlen nicht problematisch, die Zahneingriffsfrequenzen ändern sich dabei nur um wenige Hz. In Tabelle 6-4 sind die Terzbandspektren der resultierenden Amplituden der gemessenen Lagerkräfte für die vier Betriebspunkte unter konstanten Lastbedingungen aufgeführt.



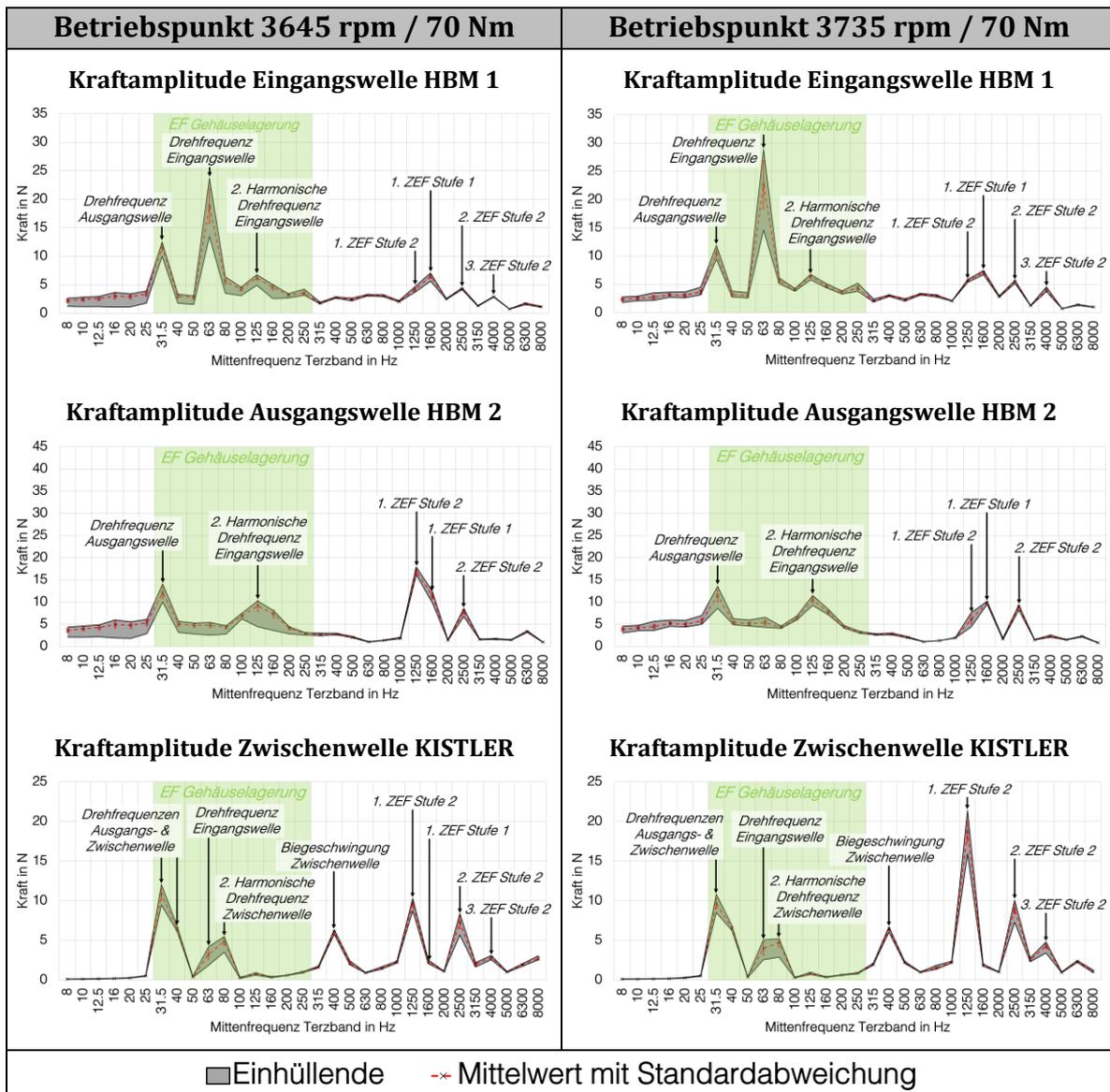


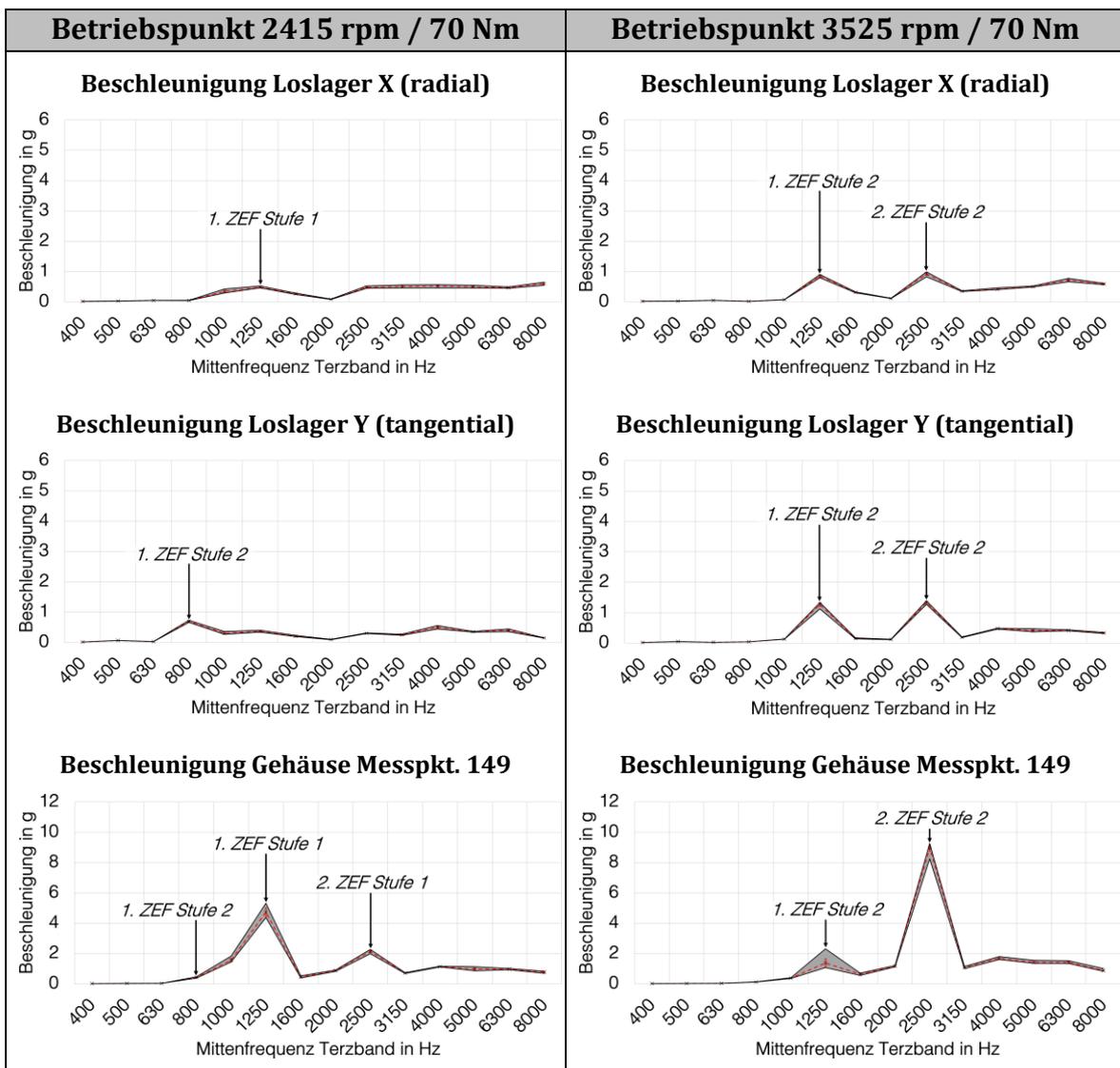
Tabelle 6-4: Terzbandspektren der Amplituden der an drei Stellen gemessenen Lagerkräfte für vier konstante Betriebspunkte

Insgesamt lässt sich insbesondere in den Bereichen geringer Anregung eine sehr gute Reproduzierbarkeit der Ergebnisse feststellen. Die stärkere Streuung der Ergebnisse in einzelnen Frequenzbändern ist demnach nicht auf die verwendeten Kraftmessprinzipien zurückzuführen, sondern auf die erhöhte Sensitivität in der Nähe von Resonanzen des Gehäuseaufbaus (bekannt aus der EMA) und Bereichen starker Anregung. Wie den Kennzeichnungen der auffälligen Bereiche in den Diagrammen zu entnehmen ist, können folgende Anregungen identifiziert werden:

- Anregung bei den Wellendrehfrequenzen und deren Vielfachen infolge von Unwucht, Ausricht- und Fluchtfehler. Diese Frequenzen liegen bei den untersuchten Betriebspunkten meist im Bereich der sechs Eigenfrequenzen der Gehäuselagerung, bei welchen das Gehäuse weitestgehend starr jeweils in den sechs Haupt-FHG schwingt. Liegen die Drehfrequenzen nahe an einer dieser Eigenfrequenzen, nehmen die Kraftamplituden sowie die Streuung stark zu. Die LKMEs in der Gehäuseglocke (HBM1 und KISTLER) weisen hier bei allen Betriebspunkten die größeren Amplituden auf
- Anregung durch Biegeschwingungen der Zwischenwelle im Bereich zwischen 350 und 450 Hz. Mit Hilfe der Ergebnisse der EMA der Zwischenwelle kann abgeschätzt werden, dass die EF der ersten beiden orthogonalen Eigenformen, die eine Biegeschwingung ausführen, in diesen Frequenzbereich fallen. Zudem weisen nur die Komponenten in x- und in y-Richtung (vgl. Abb. 6-4) an der KISTLER-LKME nennenswerte Amplituden in diesem Band auf. Da die Biegeschwingung nicht direkt durch den Zahneingriff, die Wellenunwucht etc. angeregt wird, sind die Kraftamplituden der KISTLER- LKME im 400 Hz-Band bei allen Betriebspunkten ähnlich.
- Hauptanregung durch die Zahneingriffe der beiden Zahnradstufen bei den entsprechenden ZEF und deren Vielfachen. Die Anregungsmechanismen der Zahneingriffe (vgl. Kapitel 2.1) sind insbesondere bei der Stufe 2 stark ausgeprägt. Diese weist ausgeprägte Vielfache auf, wohingegen bei der ersten Stufe allenfalls die erste ZEF in Erscheinung tritt. Dies erscheint plausibel, da die zweite Stufe eine größere Distanz zur Lagerung aufweist und somit größere Fehlstellungen der Zahnräder zu erwarten sind als bei der ersten Stufe. Bei der ZEF der zweiten Stufe wird besonders dann eine größere Streuung der Kraftamplitude beobachtet, wenn diese relativ hoch ist. Typischerweise tritt dies in der Nähe von anregbaren Gehäuse-EF auf, da dort kleine Frequenzänderungen große Amplitudenschwankungen verursachen können.

Die Anregungen durch Torsionsschwingungen sind gering, nehmen jedoch leicht zu, wenn sich die Wellendrehfrequenz der Ausgangswelle der ersten Torsionsresonanz bei ca. 31,5 Hz nähert. Beim Betriebspunkt 3525 rpm liegt die Drehfrequenz der Ausgangswelle am nächsten bei der Torsionsresonanz, und entsprechend sind hier die größten Kraftamplituden im Terzband 31,5 Hz zu beobachten.

Im Vergleich zu den anderen Anregungen ist dieser Beitrag jedoch recht klein. Am Loslager der Zwischenwelle können bedingt durch den Bau-
raum lediglich die Beschleunigungen in der Nähe der Lagerstelle gemessen werden (vgl. Abb. 4-3). Zusätzlich werden die Oberflächenbeschleunigungen an ausgewählten Gehäusepunkten mit höheren Schwingungsamplituden gemessen (vgl. Abbildung in Anhang 5. A). In Tabelle 6-5 sind die Terzbandspektren der Beschleunigungssensoren in der Nähe des Loslagers der Zwischenwelle sowie am repräsentativen Knotenpunkt 149 dargestellt und Auffälligkeiten markiert. Die Beschleunigungsspektren der restlichen Messpunkte sowie die gemittelten Summenfunktionen der Beschleunigungssignale sind im Anhang 6. A aufgeführt.



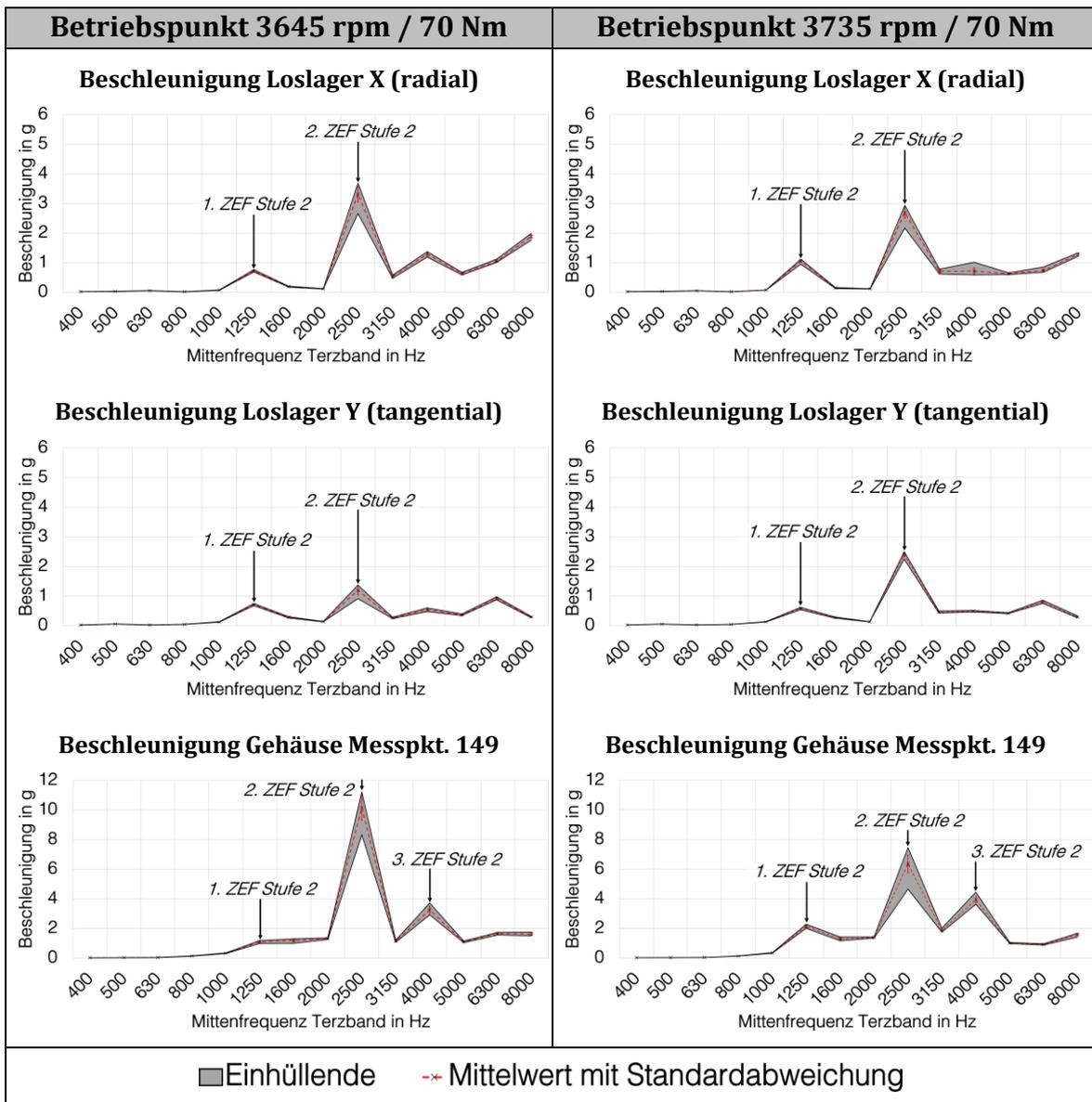


Tabelle 6-5: Terzbandspektren exemplarisch ausgewählter (Oberflächen-) Beschleunigungen für vier konstante Betriebspunkte

Relevante Beschleunigungswerte werden erst ab 400 Hz erreicht, d.h. die niederfrequenten Anteile der Lagerkräfte erzeugen keine allzu großen Gehäuseschwingungen. Es zeigt sich, dass die Beschleunigungen in der Nähe des Loslagers vergleichsweise klein sind, das indiziert, dass zum einen eher geringe Anregungen über das Lager eingeleitet werden und zum anderen die Anregbarkeit des Gehäuses an dieser Lagerstelle nicht allzu hoch ist. Bis auf den Betriebspunkt 2415 rpm sind die ZEF der zweiten Stufe und deren Vielfache dominant. Dies ist bemerkenswert, da auch bei

2415 rpm die Kraftamplituden der zweiten Stufe dominieren, bei den Beschleunigungen dennoch die erste Stufe stärker in Erscheinung tritt. Demnach lassen sich die beteiligten Eigenformen im 800 Hz-Terzband nicht so gut über die Lagerstellen anregen. Die Reproduzierbarkeit ist im Allgemeinen sehr gut, in einzelnen Frequenzbändern zeigt sich analog zur Lagerkraftmessung, dass bei hohen Amplituden die Streuung zunimmt. Damit wird abermals bestätigt, dass die Schwankungen der Kraftmessungen auf das Verhalten des Getriebes und nicht auf die Messprinzipien zurückzuführen sind.

Damit ist die strukturdynamische Betrachtung für die konstanten Betriebszustände abgeschlossen. Die im Prüfraum (vgl. Kapitel 4.1.4) gemäß DIN 3743-1 [98] ermittelte Schalleistung wird in Tabelle 6-6 in Form von Terzbandspektren aufgeführt.

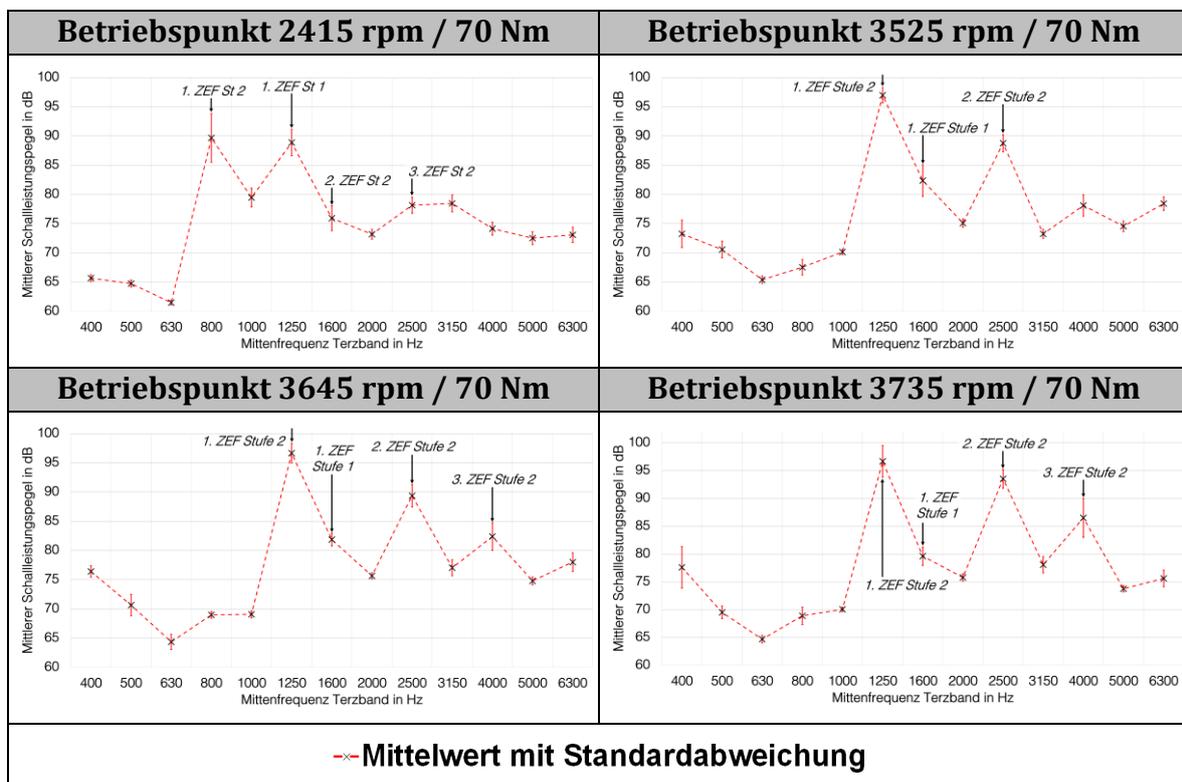


Tabelle 6-6: Terzbandspektren der abgestrahlten Schalleistung für vier Betriebspunkte

Zwar sieht die Norm eine Auswertung in Oktavbandspektren vor, jedoch sind diese zu grob, um aussagekräftige Schlüsse ziehen zu können. Es zeigt sich, dass in den meisten Terzbändern eine akzeptable Standardabweichung (gemäß Norm kleiner als 2,5 dB) erreicht wird. Bei den Bän-

dern, für welche dies nicht erfüllt ist, lässt sich unter Einbezug der Lagerkräfte und Beschleunigungen feststellen, dass deren Schwankungen nicht die alleinige Ursache für die erhöhte Streuung der Schalleistung sein können. Zusätzlich scheint die starke Tonalität des Geräusches insbesondere bei 2415 rpm die Ausbildung eines Diffusfeldes zu erschweren, sodass im 800 Hz-Band große Streuungen auftreten. Bei den Betriebspunkten oberhalb 3000 rpm ist die zweite Stufe erwartungsgemäß dominant, wesentliche Unterschiede im Spektrum gibt es dann im Grunde nur bei den Pegeln der zweiten und dritten ZEF der zweiten Stufe.

Damit ist die Schallentstehung, -ausbreitung und -abstrahlung eines Getriebes in einer bisher in der Fachliteratur einzigartigen Weise messtechnisch erfasst. Mit dieser umfangreichen Datenbasis können die verwendeten Struktur- und Akustikmodelle des Prüfgetriebes für konstante Betriebszustände validiert werden.

6.3.2 Betriebsmodalanalyse (OMA)

Um das strukturdynamische Verhalten des Getriebegehäuses für einen größeren Betriebsbereich beurteilen zu können, werden die Lagerkräfte, das Drehmoment und die Gehäusebeschleunigungen (vgl. Abb. 6-4) in Hochläufen über 45 s von 200 bis 4000 rpm (Eingangswelle) aufgezeichnet. Der große Drehzahlbereich ermöglicht die Anregung möglichst vieler Moden, und durch die relativ lange Messdauer werden die Schwingungszustände besser aufgelöst. Um auch örtlich eine gute Abbildung zu erhalten, werden 686 Messpunkte verwendet. Dies lässt sich durch eine Aufteilung in sequenzielle Messungen besser bewältigen, sodass insgesamt 69 Hochläufe aufgezeichnet werden. Dabei werden die 10 Beschleunigungssensoren bei jeder Messung versetzt. Für die Zusammensetzung der sequenziellen Messungen wird ein gemeinsamer Bezug benötigt, deshalb wird zusätzlich ein unbewegter, bei jedem Hochlauf mitaufgezeichneter Referenzsensor am Knoten 149 angebracht (vgl. Abbildung Messnetz im Anhang 6. A). Der mit den Hochläufen aufgezeichnete Datensatz ermöglicht zahlreiche Auswertungen, die wichtigsten sind:

- Betriebsmodalanalyse (OMA), Grundlagen vgl. Kapitel 2.3.2
- Ordnungsanalyse von Lagerkräften, Drehmoment und Beschleunigungen
- Ordnungsbasierte Modalanalyse (OBMA), Grundlagen vgl. Kapitel 2.3.2

Zunächst wird eine Betriebsmodalanalyse (OMA) durchgeführt, die ordnungs-basierten Auswertungen werden im nächsten Kapitel behandelt. Wie in Kapitel 2.3.2 beschrieben, werden hierfür aus den Zeitdaten der Beschleunigungen zunächst die Auto- und Kreuzkorrelationsspektren für jeden Hochlauf berechnet. Das Signal des Sensors auf Knoten 149 dient dabei als Referenz. Anschließend werden die Leistungsspektren mit dem Operational PolyMAX-Algorithmus ausgewertet, dies ergibt die Betriebs-schwingungsmoden. Hierbei ist darauf zu achten, dass es in den Spektren zu sogenannten „end-of-order-peaks“ kommt, die durch abrupt endende, stark ausgeprägte Anregungen zustande kommen [29, 30]. Diese werden vom Algorithmus oft als Polstellen erkannt, stellen aber keine physikalisch sinnvolle Auswahl dar. Das Produkt aus Ordnungsnummer (z.B. Zäh-nezahl) und Enddrehfrequenz ergibt schließlich die entsprechenden Fre-quenzen.

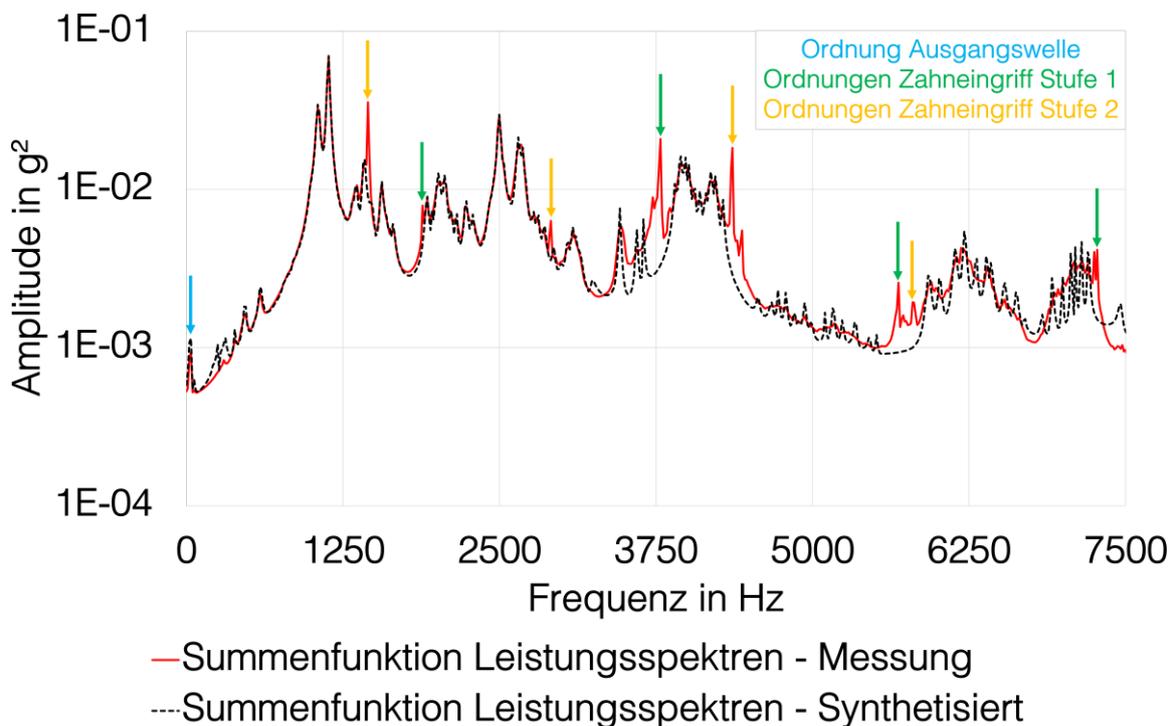


Abb. 6-6: Amplitude der gemessenen und der synthetisierten Summenfunktion der Leistungsspektren und Kennzeichnung mutmaßlicher „end-of-order-peaks“

Auf Abb. 6-6 sind die gemittelte Summenfunktion der Leistungsspektren und mutmaßliche „end-of-order-peaks“ der Ordnung der Ausgangswel-lendrehfrequenz sowie der Zahneingriffsfrequenzen (und deren Vielfa-chen) der beiden Stufen dokumentiert. Die zahlreichen „end-of-order-

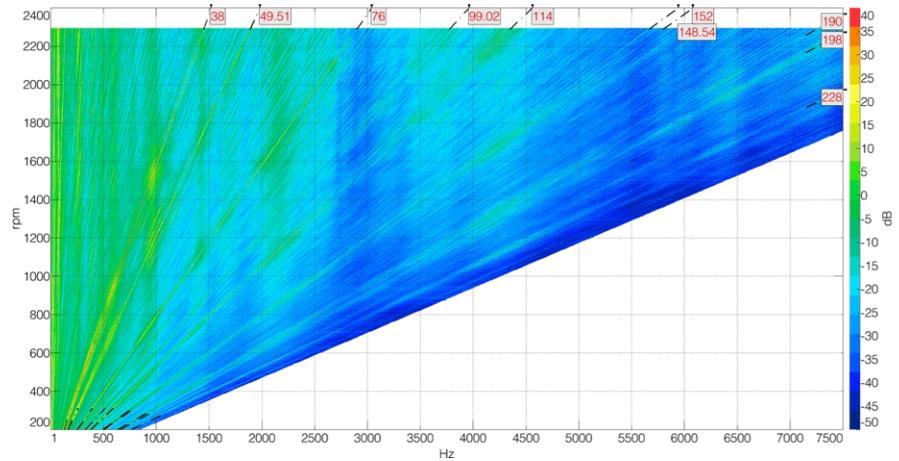
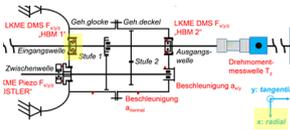
peaks“ (die z.T. auch von den Seitenbändern der ZEF verursacht werden) erschweren zwar die Auswertung, dennoch können im Frequenzbereich bis 7,5 kHz 105 Moden identifiziert werden. Mit diesen Polstellen kann wiederum eine synthetisierte Summenfunktion gebildet werden, sie ist ebenfalls in Abb. 6-6 enthalten. Es ist gut zu erkennen, dass v.a. in Bereichen mit „end-of-order-peaks“ Abweichungen auftreten, insgesamt kann eine mittlere Korrelation (Gleichung siehe Anhang 6. A) von etwa 80,7 % erreicht werden. Damit bilden die ausgewählten Polstellen die gemessenen Leistungsspektren im Mittel immer noch gut ab, dennoch ist hier der beschränkende Einfluss der endenden Ordnungen deutlich erkennbar. Die Details zu den identifizierten Moden befinden sich im Anhang 6. A.

Der Vorteil der OMA, mit einem vergleichsweise geringen Aufwand modale Parameter aus Messungen im Betrieb bestimmen zu können, wird bei Maschinen mit ausgeprägten Anregungsmechanismen mit dem Nachteil der „end-of-order-peaks“ geschmälert. Abhilfe könnte hier die im nächsten Kapitel behandelte Ordnungsbasierte Modalanalyse (OBMA) schaffen und zugleich die Plausibilisierung der mit der OMA identifizierten Moden erleichtern.

6.3.3 Ordnungsbasierte Auswertungen

Mit dem im vorausgegangenen Kapitel beschriebenen Datensatz aus den Hochlaufmessungen kann unter Ausnutzung der Drehzahlinformation eine ordnungsbasierte Auswertung erfolgen. Damit wird das Problem der „end-of-order-peaks“ der OMA behoben. Die Ordnungen werden dabei aus dem Zeitsignal der analysierten Größe berechnet, indem an diskreten Drehzahlwerten eine FFT-Analyse erfolgt und die Amplituden der den Ordnungen entsprechenden Frequenzen extrahiert werden. Im Detail gibt es dafür mehrere Methoden, die in [29, 30] aufgezeigt werden. In diesem Fall hat sich die Order-Tracking Methode als besonders geeignet erwiesen [164]. Dabei wird der Zeitraum für die FFT drehzahlabhängig so gewählt, dass eine Wellenumdrehung in das Zeitfenster passt. Selbst eng benachbarte Ordnungen erscheinen mit dieser Methode scharf und können gut ausgewertet werden. Auf Abb. 6-7 sind exemplarisch die so erhaltenen Campbell-Diagramme für die Lagerkraft an der LKME HBM 1 in x-Richtung sowie für den Referenz-Beschleunigungssensor am Knoten 149 abgebildet. Zusätzlich sind die dominanten Ordnungen aus den Zahneingriffen markiert (Stufe 1: 49,51 und Vielfache, Stufe 2: 38 und Vielfache).

Campbell-Diagramm
LKME HBM 1 in x-Richtung
(Radialkraft Lager
Eingangswelle, gelb
markiert)



Campbell-Diagramm
Referenzsensor am
Knoten 149 (gelb mar-
kiert)

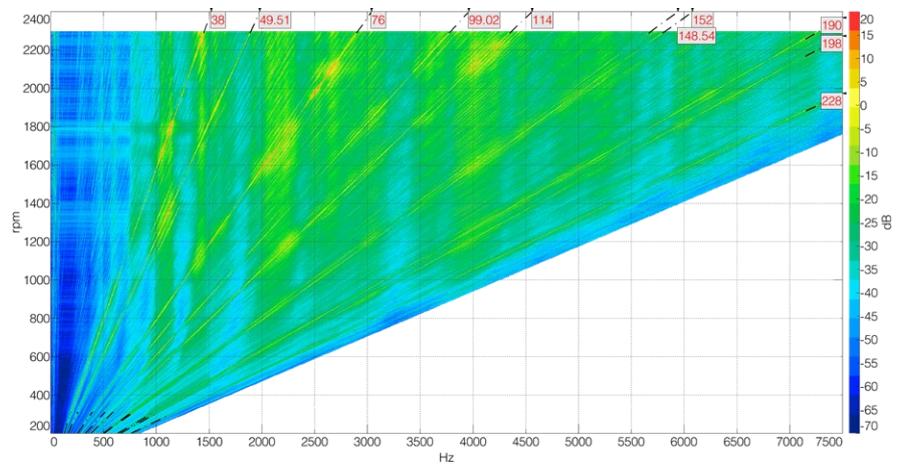
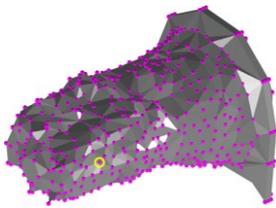


Abb. 6-7: Campbell-Diagramme (maximale Ordnung: 256) der Lagerkraft HBM 1 in x-Richtung (oben) und der Beschleunigung des Referenzsensors (unten)

Es sei angemerkt, dass die Drehzahl der Ausgangswelle in den Diagrammen dargestellt ist. Die Campbell-Diagramme für die anderen LKME / Krafrichtungen sehen ähnlich aus, die Dominanz der Ordnung 38 (Zahneingriffsordnung der zweiten Stufe) ist deutlich erkennbar. Auch die Vielfachen dieser Ordnung lassen sich noch deutlich erkennen. Bezüglich der ersten Stufe sind lediglich die ersten beiden Zahneingriffsordnungen (49,51 und 99,02) zu erkennen, diese sind jedoch schwächer ausgeprägt als bei der zweiten Stufe. Generell ist die Anregung im Bereich um 3 kHz sowie ab 4,5 kHz schwach ausgeprägt.

Ein ähnliches Bild ergibt sich für die Beschleunigung des Referenzsensors, jedoch fällt auf, dass unter 500Hz trotz hoher Anregungskräfte eher niedrige Pegel herrschen. Auch die EF (vertikale Bereiche hoher Pegel) sind deutlich besser zu erkennen als im Diagramm der Lagerkraft. Wie erwartet, werden die höchsten Pegel erreicht, wenn die Ordnungen

des Zahneingriffs die EF kreuzen. Interessant ist hier v.a. der Bereich um 1,1 kHz, da hier sowohl die erste als auch die zweite Stufe (Ordnungen 38 und 49,51) hohe Pegel bewirken.

Werden die Beschleunigungspegel für eine Drehzahl über alle Frequenzen aufsummiert und auf das Messnetz übertragen, so lassen sich die Betriebsschwingungsformen („Operational Deflection Shapes“ ODS) für gewählte Betriebspunkte darstellen. Es ist jedoch auch möglich, den Anteil einer bestimmten Frequenz darzustellen, z.B. wenn eine dominante Ordnung die Drehzahllinie schneidet. So zeigt Abb. 6-8 exemplarisch für die Drehzahl 1360 rpm (Ausgangswelle) die ODS über den gesamten Frequenzbereich sowie für die Frequenzen 861,3 und 1122,2 Hz, bei welchen die Ordnung 38 und 49,51 die Drehzahlachse schneiden. Es zeigt sich, dass hier der Anteil der Schwingungsform der Ordnung 49,51 (Stufe 1) dominanter ist als der der Ordnung 38 (Stufe 2).

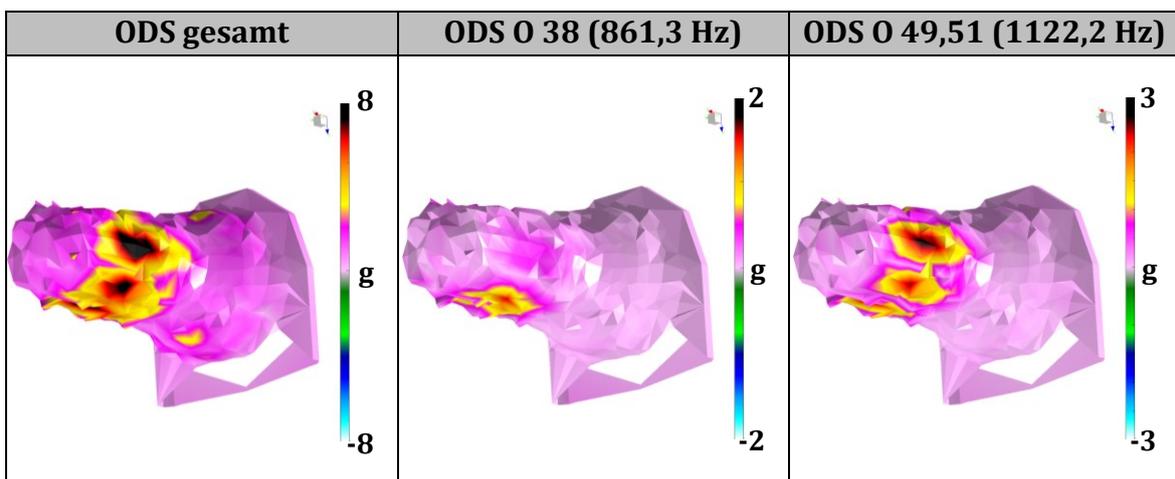


Abb. 6-8: ODS bei 1360 rpm (Ausgangswelle): gesamt sowie bei den Ordnungen 38 und 49,51

Die ODS sind zwar sehr nützlich zur Veranschaulichung der Betriebschwingungen, erlauben jedoch keine Aussagen zu den beteiligten Schwingungsmoden. Daher werden stattdessen die gemittelten Summenfunktionen der dominanten Ordnungen mit dem Operational PolyMAX-Algorithmus ausgewertet. Auf Abb. 6-9 sind die verwendeten Summenfunktionen dargestellt. Jede Ordnung deckt dabei einen durch den gefahrenen Drehzahlbereich begrenzten Frequenzbereich ab. Es ist gut zu sehen, dass die Peaks z.T. leicht verschoben erscheinen und dass die Amplitude mit der Ordnung stark abnimmt. Dies wirkt sich auch auf den auswertbaren Frequenzbereich aus, da schwache Ordnungen kaum auswertbar sind.

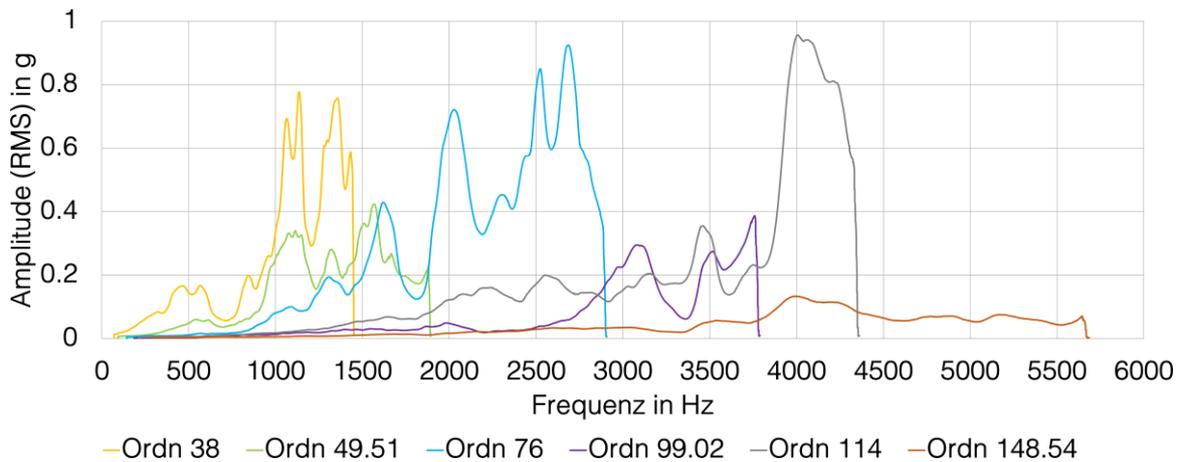


Abb. 6-9: Gemittelte Summenfunktionen der mit dem Operational PolyMAX-Algorithmus ausgewerteten Ordnungen

Mit den gezeigten Ordnungen können Moden bis ca. 5,5 kHz identifiziert werden (vgl. Anhang 6. A). Die Bestimmung der Anzahl unabhängiger Moden ist recht mühsam und kaum automatisierbar, da viele Moden in mehreren Ordnungen zu finden sind, dann aber oft mit leicht verschobenen EF. Werden die aus zwei Ordnungen extrahierten Moden korreliert, so sind die MAC-Werte bei visuell ähnlichen Eigenformen dennoch oft niedrig. Es kann also nicht die gleiche Ergebnisqualität erreicht werden, wie bei einer „gewöhnlichen“ EMA. Dies zeigt sich auch bei der Korrelation (Gleichung im Anhang 6. A) zwischen der gemessenen und mit den ausgewählten Polstellen synthetisierten gemittelten Summenfunktionen, vgl. Tabelle 6-7. Die Korrelation nimmt mit der Ordnung deutlich ab.

Ordnung	38	49,51	76	99,02	114	148,54
Korrel. gemessene vs. synth. gemittelte Summenfkt..	0,88	0,81	0,87	0,71	0,70	0,73

Tabelle 6-7: Korrelation der gemessenen und synthetisierten gemittelten Summenfunktionen für die in der OBMA betrachteten Ordnungen

Dennoch sind die extrahierten Moden hilfreich, um die an den ODS mit höheren Amplituden beteiligten Schwingungsmoden zu identifizieren. Dies soll anhand der Ordnung 38 veranschaulicht werden. Auf Abb. 6-10 sind vier Betriebspunkte gekennzeichnet. Diese werden mit den Moden im relevanten Frequenzbereich, die mit der Ordnung 38 identifiziert werden, korreliert. Die MAC-Werte lassen erkennen, dass die ODS an diesen Punkten sich hauptsächlich aus den identifizierten Moden in der Nähe der zum Betriebspunkt zugehörigen Frequenz zusammensetzen. Auffällig ist

der Punkt 3 mit einem MAC-Wert von 0,94. Dort scheint die Mode bei 1284,5 Hz die ODS zu dominieren. Dies ist plausibel, da die Anregungsfrequenz sehr nahe an der genannten EF liegt. Es ist gut zu erkennen, dass v.a. der obere Teil des Gehäusedeckels stark schwingt.

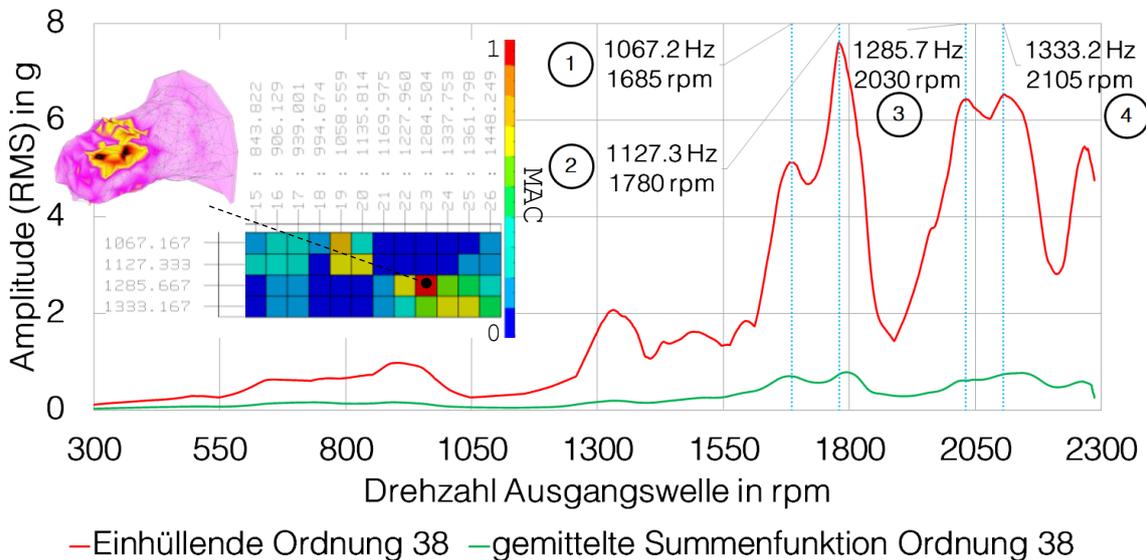


Abb. 6-10: MAC-Korrelation zwischen ODS bei auffälligen Betriebspunkten und bei der OBMA identifizierten Moden für die Ordnung 38 (Zahneingriff zweite Stufe)

Zur gegenseitigen Plausibilisierung werden die in der OBMA gefundenen Moden mit denen der OMA verglichen. Die Dämpfung ist bei den Moden der OBMA um ca. das 1,7-fache höher als bei denen der OMA. Es fällt auf, dass bei weitem nicht alle Moden gut korrelieren. Nur 36 Moden in einem Bereich zwischen 500 Hz und 4,2 kHz erreichen eine akzeptable MAC-Korrelation, im Mittel 53 % bei einer durchschnittlichen Frequenzabweichung von 1%. Mehr Details hierzu finden sich im Anhang 6. A. Da diese Moden mit zwei unabhängigen Methoden identifiziert wurden, kann davon ausgegangen werden, dass es sich um plausible Ergebnisse handelt. Gründe, dass nicht mehr übereinstimmende Moden zwischen der OMA und der OBMA gefunden werden können, sind:

- Verletzung der Annahmen zur Kraftanregung (OMA: weißes Rauschen, OBMA: Unwucherregung), siehe [27, 28]
- Nicht alle Moden können gut über die Lagerkräfte und / oder die Zahneingriffsordnungen angeregt werden und weisen damit sehr schwache, störanfällige Amplituden auf

- Nichtlineares Schwingungsverhalten des Gehäuses z.B. infolge von Änderungen von Kontaktflächen und Steifigkeiten unter Belastung

Die extrahierten Ordnungen der Lagerkräfte werden in Kapitel 7.2.2 näher betrachtet. Sie verdeutlichen nochmals die Verletzung der Annahmen zur Anregungscharakteristik bei der OMA bzw. der OBMA. Dennoch kann festgehalten werden, dass sich mit der Kombination aus OMA und OBMA mit einem geringen messtechnischen Aufwand auch für komplexe Strukturen wie PKW-Getriebegehäuse dominante Moden identifizieren lassen. Eine verbesserte Qualität der Modenidentifikation könnte durch den Einbezug der gemessenen Lagerkräfte in einer sog. Operational Modal Analysis with exogenous input (OMAX), vgl. [28, 130] erreicht werden. Für die Zwecke dieser Arbeit sind die erreichten Ergebnisse jedoch ausreichend, weshalb die strukturdynamischen Untersuchungen an dieser Stelle abgeschlossen sind.

6.4 Zusammenfassung der Ergebnisse aus den experimentellen Untersuchungen

Die experimentellen Untersuchungen gliedern sich in drei Teile, diese werden hier noch einmal kurz zusammengefasst.

Zunächst werden die geometrischen Unzulänglichkeiten infolge fertigungsbedingter Abweichungen erfasst. Dies umfasst den 3D-Scan des Aluminiumdruckguss-Gehäuses sowie die taktile Vermessung aller Zahnflanken der verwendeten Zahnräder. Mit der Realgeometrie des Gehäuses lassen sich fertigungsbedingte Einflüsse auf das Schwingungsverhalten detektieren. Die Flankentopologien hingegen sollen aufzeigen, inwieweit sich durch deren Berücksichtigung die Berechnung der Anregungskräfte der Zahnradstufen verbessern lässt.

Der zweite Teil umfasst die Analyse der strukturdynamischen Eigenschaften der Einzelteile (Wellen mit Zahnrädern und Gehäuseteile) und der Getriebegehäuse-Baugruppe. Dazu werden die Ergebnisse aus EMAs ausgewertet, um schließlich die modalen Modelle für die Validierung der Strukturmodelle der Simulation zu erhalten.

Abschließend wird das akustische und strukturdynamische Verhalten des Prüfgetriebes im Betrieb intensiv betrachtet. Dabei werden die Untersuchungen sowohl mit konstanten als auch mit sich zeitlich ändernden Drehzahlen (Hochlauf) bei konstantem Lastmoment durchgeführt. Es können dabei Betriebslagerkräfte, Oberflächenbeschleunigungen sowie Schalldrücke bzw. daraus bestimmte Schalleistungen gemessen werden.

Für die Identifikation von Schwingungsmoden des Getriebes im Betrieb werden die OMA und OBMA angewandt. Dies stellt bezogen auf die Komplexität der Geometrie ein Novum dar, da üblicherweise größere und einfacher geformte Strukturen untersucht werden. Die akustischen Messgrößen können aufgrund der eingesetzten Messmethode nach [99] nur für die konstanten Betriebspunkte sinnvoll ausgewertet werden. Für die Lagerkraftmessung werden piezobasierte Systeme (vgl. Falkenberger [36]) sowie speziell für diesen Anwendungsfall neu entwickelte, DMS-basierte Messeinrichtungen (vgl. Kapitel 4.1.3) verwendet.

Damit ist eine in der Literatur bislang einzigartige, umfangreiche Datenbasis für die Validierung der strukturdynamischen FEM- und MKS-Modelle (vgl. Kapitel 5.3 - 5.6) sowie die akustischen FEM-, IBEM- und WBT-Modelle (vgl. Kapitel 5.7) geschaffen. Dies ist Gegenstand des nächsten Kapitels.

7 Validierung der Schallabstrahlungsberechnung

Eine Begriffsdefinition bezüglich der Validierung eines Modells ist z.B. in der von der American Society of Mechanical Engineers herausgegebenen PTC 60/V&V 10 – Richtlinie [142] festgelegt. Demnach wird damit der Prozess bezeichnet, in dem festgestellt wird, inwiefern das Modell hinsichtlich seines Verwendungszwecks eine akkurate Repräsentation der Wirklichkeit darstellt. Dem vorangestellt ist der Prozess der Verifizierung, der im Wesentlichen eine Plausibilitätsprüfung darstellt, z.B. durch Konvergenzuntersuchungen mit unterschiedlichen Berechnungsmethoden (vgl. Kapitel 5) oder Diskretisierungen [142]. Im Gegensatz zur Validierung erfordert die Verifizierung keine Messdaten.

Die folgenden Abschnitte sind gemäß der Schallentstehung gegliedert. Zunächst wird die Validierung der einzelnen Strukturmodelle behandelt. Anschließend werden die mit den MKS-Modellen erzielten Ergebnisse mit Messdaten abgeglichen, ebenso die Ergebnisse aus den akustischen Analysen. Damit wird ein besonderer Beitrag zur Validierung der in dieser Arbeit verwendeten Vorgehensweisen zur Analyse der Geräuschenstehung und -abstrahlung bei Fahrzeuggetrieben geleistet.

7.1 Validierung der Strukturmodelle

In diesem Abschnitt werden die in den Kapiteln 5.3 und 5.4 behandelten FE-Strukturmodelle der Wellen (mit montierten Zahnrädern) und des Gehäuses mit Hilfe der in Kapitel 6.2 beschriebenen Messdaten validiert. Hierzu werden die modalen Modelle zwischen Messung und Rechnung sowie die ÜF aus den EMAs mit den berechneten ÜF unter Anwendung der in Kapitel 5.3 und 5.4 eingeführten Korrelationskennwerte (Gleichungen (5-17) und (5-18)) abgeglichen. Die reduzierten Modelle der Wellen und des Gehäuses für die MKS-Modelle werden mit diesen FE-Strukturen mit dem CMS-Verfahren (vgl. Kapitel 2.2.3) erzeugt. Wird dabei eine ausreichende Anzahl an Moden berücksichtigt, so verhält sich das kondensierte Modell nahezu gleich wie das vollständige Modell. Daher können aus den Ergebnissen dieses Abgleichs weitreichende Schlüsse über die Genauigkeit der Abbildung der strukturdynamischen Eigenschaften der Wellen und des Gehäuses in den MKS-Modellen gezogen werden. Aufgrund der isolierten Betrachtung im unbelasteten Zustand sind daraus je-

doch nur begrenzt Folgerungen für den montierten Zustand unter Betriebsbedingungen möglich. Daher werden für den Betriebszustand weiterführende Vergleiche durchgeführt, vgl. Kapitel 7.2.2 und 7.3.

7.1.1 Wellen mit montierten Zahnrädern

In Tabelle 7-1 sind die Werte der MAC-Matrizen (nach Gl. (5-17)) für die korrelierten Moden aus den RMAs und EMAs der Getriebewellen aufgeführt. Aufgrund der Rotationssymmetrie und der dadurch nicht eindeutig festgelegten Orientierung der Eigenformen ist es z.T. notwendig, diese vor der Korrelation zu rotieren [53]. Zusätzlich sind in der rechten Spalte die berechneten und gemessenen gemittelten Summenübertragungsfunktionen dargestellt. Für diese werden die jeweiligen Korrelationswerte (mit Gl. (5-18)) der beiden berechneten Summenfunktionen angegeben sowie die Mittelwerte aller einzeln korrelierter ÜF. Es ist gut zu erkennen, dass die MAC-Werte hauptsächlich bei den Torsionseigenformen einbrechen, da diese in der Messung sehr schwach angeregt werden und die aus den Polstellen ermittelten EF physikalisch wenig sinnvoll sind. Auch sind einzelne MAC-Werte vergleichsweise niedrig, bei genauere Betrachtung zeigt sich, dass dies an der Messung liegt. So können manche orthogonale Biegemodenpaare aufgrund ihrer nahezu identischen Frequenz und ggf. einer Beeinflussung der Schwingrichtung durch die Aufhängung, die Sensorkabel und die nicht idealen Anschlagrichtungen nicht sauber getrennt werden und treten in beiden Moden gemischt auf. Ein ähnlicher Effekt lässt sich bei den Zahnradmoden beobachten, wobei hier hinzukommt, dass die Orientierung der Zahnrad-schwingung relativ zur Welle eine zusätzliche Quelle für Abweichungen darstellt. Dies erklärt auch die niedrigeren mittleren Korrelationswerte der einzeln korrelierten ÜF im Vergleich zur den Korrelationswerten der Summen-ÜF. An den einzelnen Antwortknoten sind die Abweichungen stärker sichtbar, mitteln sich aber insgesamt weitestgehend aus, sodass sehr hohe Korrelationswerte für die Summen-ÜF erzielt werden, unabhängig vom eingesetzten Solver (OptiStruct / Simcenter Nastran). Die Frequenzabweichungen können in Mittel durch eine leichte Anpassung des E-Moduls auf ein Minimum reduziert werden und liegen betragsmäßig bei allen Moden unter 1 %. Insgesamt bilden die in Kapitel 5.4 vorgestellten FE-Modelle der Getriebewellen deren dynamische Eigenschaften sehr gut ab und eignen sich daher bestens für die Erstellung modal reduzierter Körper für die MKS-Modelle nach der CMS-Methode (vgl. Kapitel 2.2.3).

7 Validierung der Schallabstrahlungsberechnung

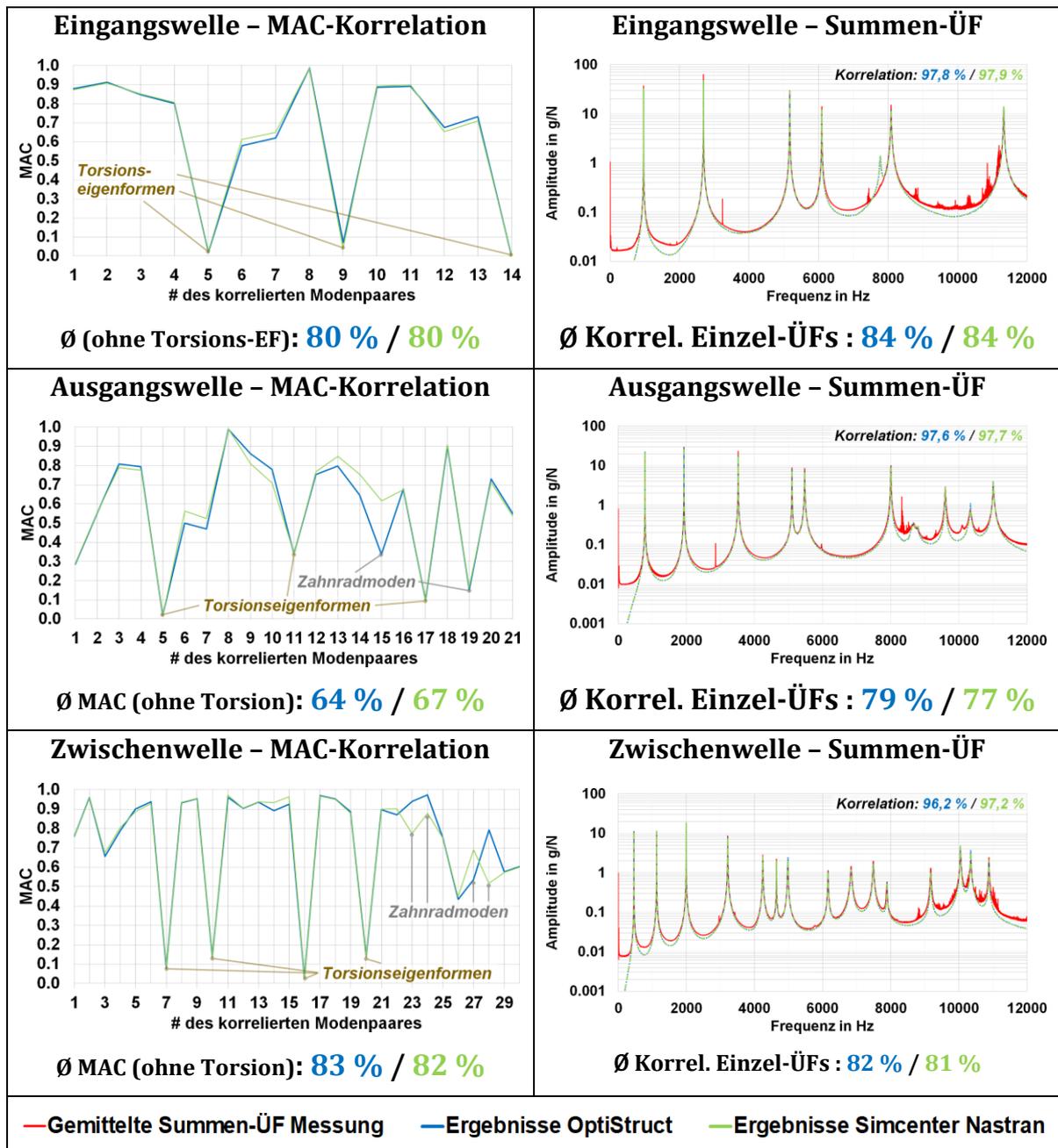


Tabelle 7-1: MAC- und ÜF-Korrelationen für die FE-Modelle der Getriebewellen

7.1.2 Einzelteile des Getriebegehäuses

Für die Einzelteile des Getriebegehäuses werden ebenfalls die MAC-Werte und Korrelationen der ÜF bestimmt. Dabei werden jeweils die CAD-basierte Version und das gemorphte FE-Modell (vgl. Kapitel 5.3.2) betrachtet. Da die Ergebnisse sich zwischen Simcenter Nastran und OptiStruct nicht unterscheiden, werden der Übersichtlichkeit wegen nur die

7 Validierung der Schallabstrahlungsberechnung

letzteren behandelt. In Tabelle 7-2 sind die MAC-Werte sowie die Korrelationsergebnisse der berechneten mit den gemessenen ÜF aufgeführt.

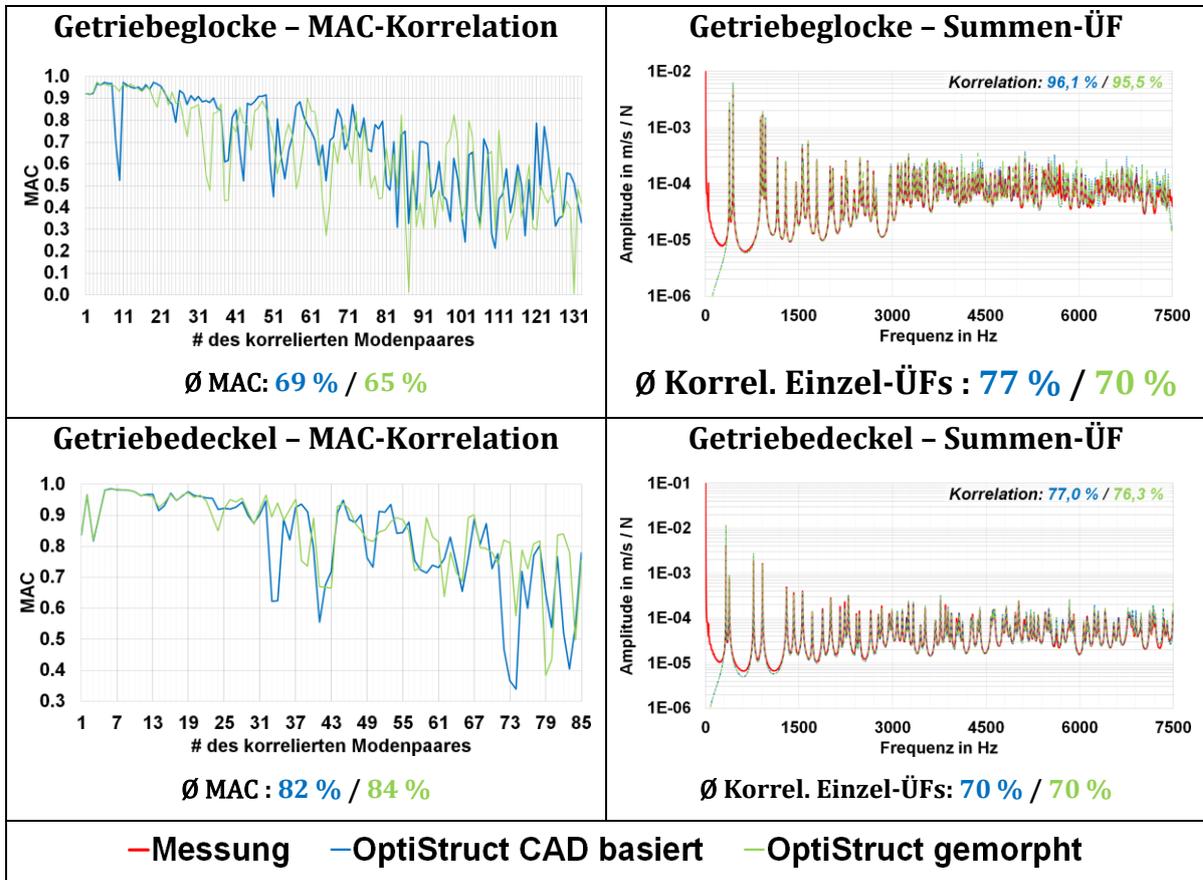


Tabelle 7-2: MAC- und ÜF-Korrelationen für die CAD-basierten und die gemorphten FE-Modelle der Gehäuseteile

Bei der Getriebeglocke lassen sich nur bei den Moden 9 und 10 höhere MAC-Werte mit dem basierend auf 3D-Scans gemorphten FE-Modell erkennen, bei höheren Moden sind die MAC-Werte oft niedriger. Dies ist auf eine hohe Sensitivität eng benachbarter Moden zurückzuführen, bei denen kleine Änderungen dazu führen, dass Schwingungsmuster einer Mode z.T. in die benachbarte verschoben werden oder sich auf mehrere Moden aufteilen. Auf die Summen-ÜF der Oberflächengeschwindigkeiten hat dies aber nur einen geringen Einfluss. Beim Getriebedeckel lassen sich durch das gemorphte Modell tatsächlich kleine Verbesserungen des MAC-Wertes nachweisen, jedoch betrifft dies überwiegend Moden mit kleinen, lokal begrenzten Schwingungsbereichen, die für die Akustik wenig relevant sind. Trotz eines vergleichsweise guten MAC-Wertes der ersten

Mode ist diese bei den Summen-ÜF hauptverantwortlich für die etwas geringeren Korrelationswerte. Dies ist aber nicht auf die Geometriedifferenzen zurückzuführen, da das gemorphte Modell sich gleich verhält. Wahrscheinlicher sind daher Einflüsse bei der Messung (Aufhängung, Kabel, etc.). Die Ergebnisse erlauben insgesamt eine Vernachlässigung der geometrischen Abweichungen der realen Gehäuseteile von den CAD-basierten Geometrien bei den Einzelteilen. Im Folgenden werden diesbezüglich auch die Gehäuse(unter)baugruppen untersucht.

7.1.3 Montagezustände der Gehäusebaugruppe

Wie die vorausgehenden Analysen zeigen, können die dynamischen Eigenschaften auf Einzelteilebene recht gut über einen sehr großen Frequenzbereich berechnet werden. Jedoch stellt sich gerade beim Gehäuse die Frage, wie gut die Schwingungseigenschaften auf Baugruppenebene abgebildet werden. Dabei werden zwei Montagezustände betrachtet: nur die beiden Gehäuseteile mit Frei-frei-Lagerung sowie die gesamte Gehäusebaugruppe mit eingebauten LKMEs montiert auf dem Prüfstand. In den Modellen werden der Solver, die Kontaktformulierung sowie die Berücksichtigung geometrischer Abweichungen variiert (vgl. Tabelle 5-6).

Unterbaugruppe Getriebedeckel und -glocke

Die in Kapitel 5.3.3 beschriebene Kontaktanalyse bildet die Grundlage für die lineare Kopplung der Gehäusehälften für die RMA der Baugruppe. Ein für die Validierung zugängliches Ergebnis stellt die Pressungsverteilung an der Flanschfläche zwischen Deckel und Glocke dar. Diese wird mit einer druckempfindlichen Folie, die Drücke ab 10 MPa anzeigt, ermittelt.

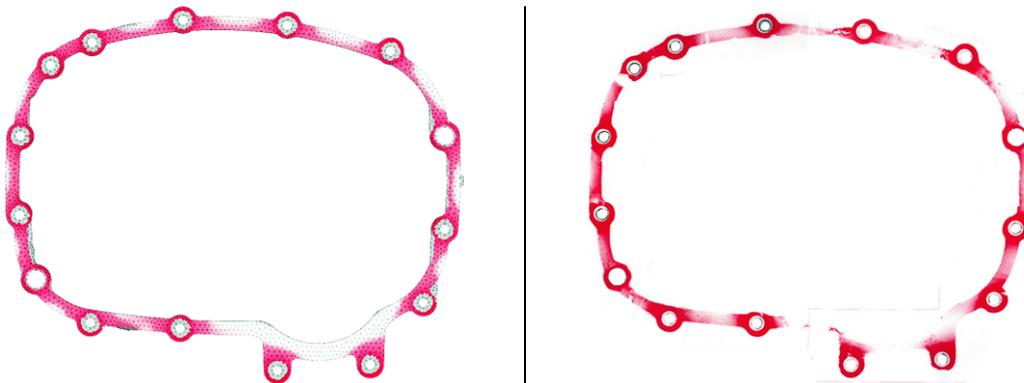


Abb. 7-1: Berechnete (links) und gemessene (rechts) Pressungsverteilung ab 10 MPa in der Flanschfläche zwischen Getriebedeckel und -glocke

Werden die Drücke unter 10 MPa im Simulationsergebnis weiß eingefärbt, so lässt sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen der berechneten und der gemessenen Pressungsverteilung erkennen, vgl. Abb. 7-1 [172]. Die Ergebnisse der Kontaktanalyse erscheinen also plausibel. In der nichtlinearen Kontaktanalyse ändert sich die Pressungsverteilung kaum, wenn zusätzlich eine Belastung an den Lagerstellen aufgegeben wird, daher dürfte das Gehäusemodell auch den Betriebszustand gut abbilden.

Wie bei den Einzelteilen auch, werden die Eigenformen mit dem MAC-Wert (5-17) und die ÜF über einen Korrelationswert (5-18) zwischen Rechnung und Messung abgeglichen. Hierbei werden nur die Modellvarianten 1,2 und 5 aus Tabelle 5-6 berücksichtigt. In diesen FE-Modellen werden zum einen die CAD-basierten und zum anderen die gemorphten FE-Netze der Einzelteile verwendet. Für die gemorphte Version wird der OptiStruct-Solver verwendet, für die CAD-basierten Modelle jeweils Simcenter Nastran und OptiStruct (vgl. Kapitel 5.3.3). Dabei erfolgt die lineare Kopplung der Gehäuseteile basierend auf den Ergebnissen der Kontaktanalyse. Die Varianten 3 und 4 (Kopplung der gesamten Flanschfläche) werden also nicht berücksichtigt, da der Modellvergleich auf Abb. 5-12 nur geringe Unterschiede erwarten lässt. Die Ergebnisse des Abgleichs mit Messdaten für V1, V2 und V5 sind auf Abb. 7-2 dargestellt.

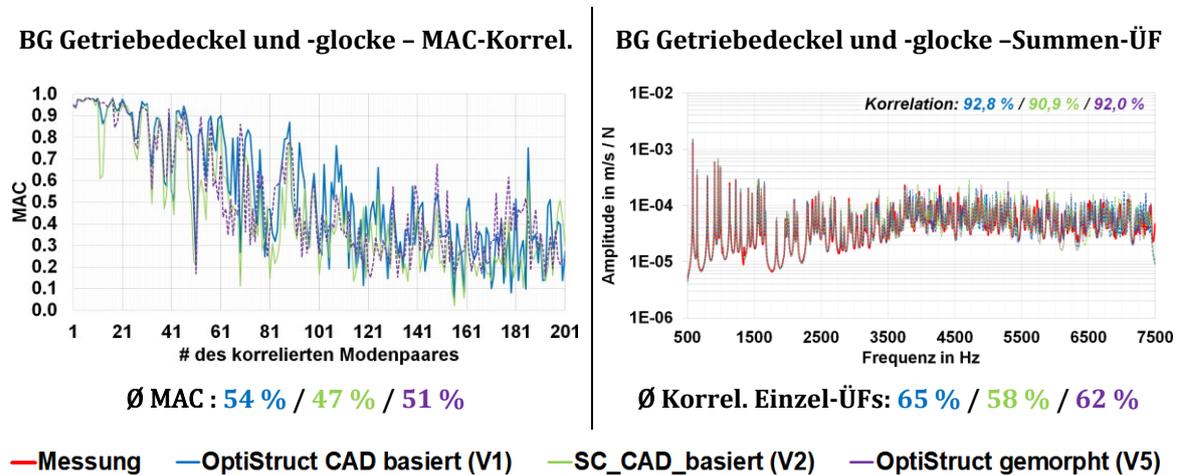


Abb. 7-2: MAC- und ÜF-Korrelationen für die CAD-basierten und die gemorphten FE-Modelle der Gehäuseunterbaugruppe bestehend aus Getriebedeckel und -glocke

Es ist gut zu erkennen, dass die MAC-Werte ab ca. Mode 40 zunehmend einbrechen. Mit dem gemorphten Modell lässt sich durchschnittlich über die 201 betrachteten Moden kein höherer Mittelwert erzielen, das

Simcenter-Modell weist den niedrigsten Durchschnittswert auf. Diese Reihenfolge zeigt sich entsprechend auch bei der Mittelung der Korrelationswerte der einzeln korrelierten ÜF. Werden die gemittelten Summen-ÜF betrachtet, so relativieren sich die Unterschiede deutlich und die Korrelationswerte erhöhen sich dramatisch. Die genaue Betrachtung der Moden mit niedrigen Korrelationswerten zeigt, dass diese besonders oft einen geringen Frequenzabstand und ähnliche Schwingungsmuster aufweisen. Sie sind dann häufig etwas verschoben oder anders zwischen den beiden Moden aufgeteilt, jedoch nicht grundlegend unterschiedlich. Die Summen-ÜF lassen eine Zunahme der Modendichte mit der Frequenz erkennen, dennoch unterscheiden sie sich kaum. In Summe scheint die Schwingungsverteilung auf der Oberfläche gut abgebildet zu werden, der MAC-Wert ist also bei höheren Frequenzen ungeeignet zur Bewertung der Qualität eines Modells, ermöglicht aber eine Zuordnung der Moden und somit der gemessenen modalen Dämpfungen zu den berechneten Moden.

Gesamtbaugruppe des Getriebegehäuses mit montierten LKMEs

Im Gegensatz zur oben behandelten BG aus Getriebedeckel und -glocke können bei der Gesamtbaugruppe gemäß Abb. 5-13 auch deutliche Einflüsse des gekoppelten Kontaktbereichs festgestellt werden. Daher werden für die Validierung alle Varianten aus Tabelle 5-6 berücksichtigt. Auf der Seite der Messdaten werden die EMAs mit und ohne Dichtung verwendet. Bei der Berechnung der Summen-ÜFs werden die modalen Dämpfungen und EF derjenigen Messung verwendet, mit welcher der Abgleich erfolgt. Würden die berechneten EF benutzt, so wäre kein sinnvoller Abgleich der ÜF möglich, da die Peaks bei leicht unterschiedlichen Frequenzen lägen.

Die Ergebnisse der MAC- und Summen-ÜF-Korrelationen der Modellvarianten V1 und V2, die für die Erzeugung der modal reduzierten Strukturen für die MKS-Modelle verwendet werden, sind auf Abb. 7-3 zusammengefasst. Der Abgleich für die restlichen Varianten sowie derjenige mit den Ergebnissen der EMA ohne Dichtung sind im Anhang 7. A zu finden. Folgende Erkenntnisse können aus den Ergebnissen abgeleitet werden:

- **Dichtung:** Obwohl in den Simulationsmodellen keine Dichtung berücksichtigt wird, ist der Abgleich mit der Messung mit Dichtung geringfügig besser als ohne. Das gilt sowohl für die MAC-Werte als auch für die Korrelation der Summen-ÜF. Wie in Kapitel 6.2.2 dargelegt, erhöht sich bei der realen Struktur durch die Papierdichtung hauptsächlich

die Dämpfung. Die Unterschiede der gemessenen Eigenformen bei höheren Frequenzen sind vermutlich auf Unsicherheiten bei der Identifikation der Moden zurückzuführen. Damit werden die von Neher [110] dokumentierten Erkenntnisse bestätigt, eine Berücksichtigung der Papierdichtung in der Simulation erscheint nicht erforderlich.

- **Kontaktbereich:** Hier zeigen sich abhängig von der gewählten Kontaktformulierung gegensätzliche Tendenzen. Bei der Node-to-Surface-Modellierung im HyperWorks-Modell (V3) verbessert sich der Abgleich mit der Messung etwas durch die Koppelung der Gesamtfläche im Vergleich zu V2 basierend auf der Kontaktanalyse. Beim rein elementbasierten „glued-Contact“ in Simcenter (V4) kann hingegen eine Verschlechterung beobachtet werden. Die Unterschiede sind jedoch klein, somit auch deren Einfluss auf die MAC-Werte. In dieser Arbeit werden daher die Versionen V1 und V2 mit einer Koppelfläche basierend auf einer nichtlinearen Kontaktanalyse verwendet.
- **Geometrische Abweichungen:** Für das auf den gemorphten Einzelteilen basierende Gesamtmodell V5 lässt sich ein leicht verbesserter Abgleich erzielen als für das Modell V1. Doch auch hier sind die Effekte marginal und zeigen, dass mit einem CAD-basierten Modell keine gravierenden Qualitätseinbußen aufgrund von geometrischen Abweichungen zu befürchten sind.

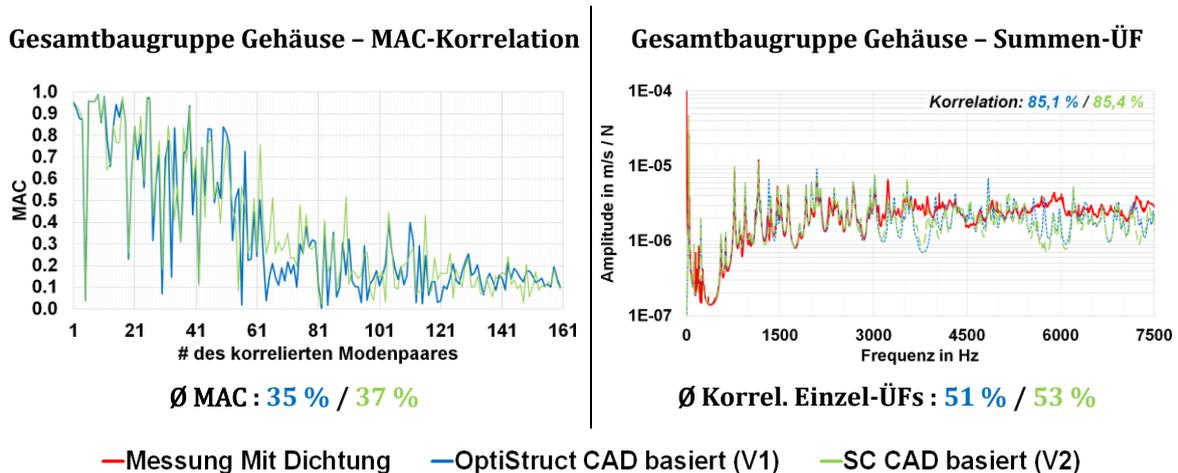


Abb. 7-3: MAC- und ÜF-Korrelationen für die CAD-basierten FE-Modelle der Gehäusegesamtbaugruppe mit Kopplung gemäß Kontaktanalyse, Messung mit Dichtung

Insgesamt kann keiner der untersuchten Einflüsse die Abweichungen zwischen Messung und Rechnung erklären. Zwar weisen die Eigenformen

der Simulationsmodelle ab ca. 3 kHz eine hohe Sensitivität bezüglich kleiner Änderungen auf (vgl. Kapitel 5.3.3), jedoch brechen die MAC-Werte ab dieser Frequenz beim Abgleich mit den Messungen bei allen Varianten ähnlich stark ein. Bei den gemittelten Summen-ÜF häufen sich zwar die Abweichungen ab 3 kHz, jedoch stimmen die Größenordnung und der Verlauf trotzdem noch recht gut mit denjenigen der Messung überein. Die Qualität des strukturdynamischen Modells dürfte zudem auch stark abhängig vom Betriebspunkt sein, da die Verzahnungsanregung sehr schmalbandig ist. Je nachdem wie gut die Moden in der Nähe der Anregungsfrequenzen abgebildet werden, verhält sich das Modell mehr oder weniger realistisch. Schlimmstenfalls verfälscht das Strukturmodell bei bestimmten Anregungsfrequenzen eine korrekte Berechnung der Schallleistung. Die Überprüfung dieser Hypothese erfolgt in den nächsten Kapiteln mit Hilfe weiterer Messdaten.

7.2 Vergleich der dynamischen Lagerkräfte und Oberflächenbeschleunigungen

In diesem Kapitel wird der strukturdynamische Teil der Schallentstehung validiert. Dazu werden die berechneten Lagerkräfte und Oberflächenbeschleunigungen am Gehäuse für die vier konstanten Betriebspunkte (Kapitel 7.2.1) sowie für den Hochlauf bei konstantem Lastmoment (Kapitel 7.2.2) mit Messdaten abgeglichen. Die Auswirkungen der Berücksichtigung der Flankentopologien und der Art der Verzahnungsdämpfung werden bereits in den Kapiteln 5.2 und 5.6 behandelt, daher werden im Folgenden nur folgende Modelle betrachtet (Übersicht aller Modellvarianten vgl. Tabelle 5-10):

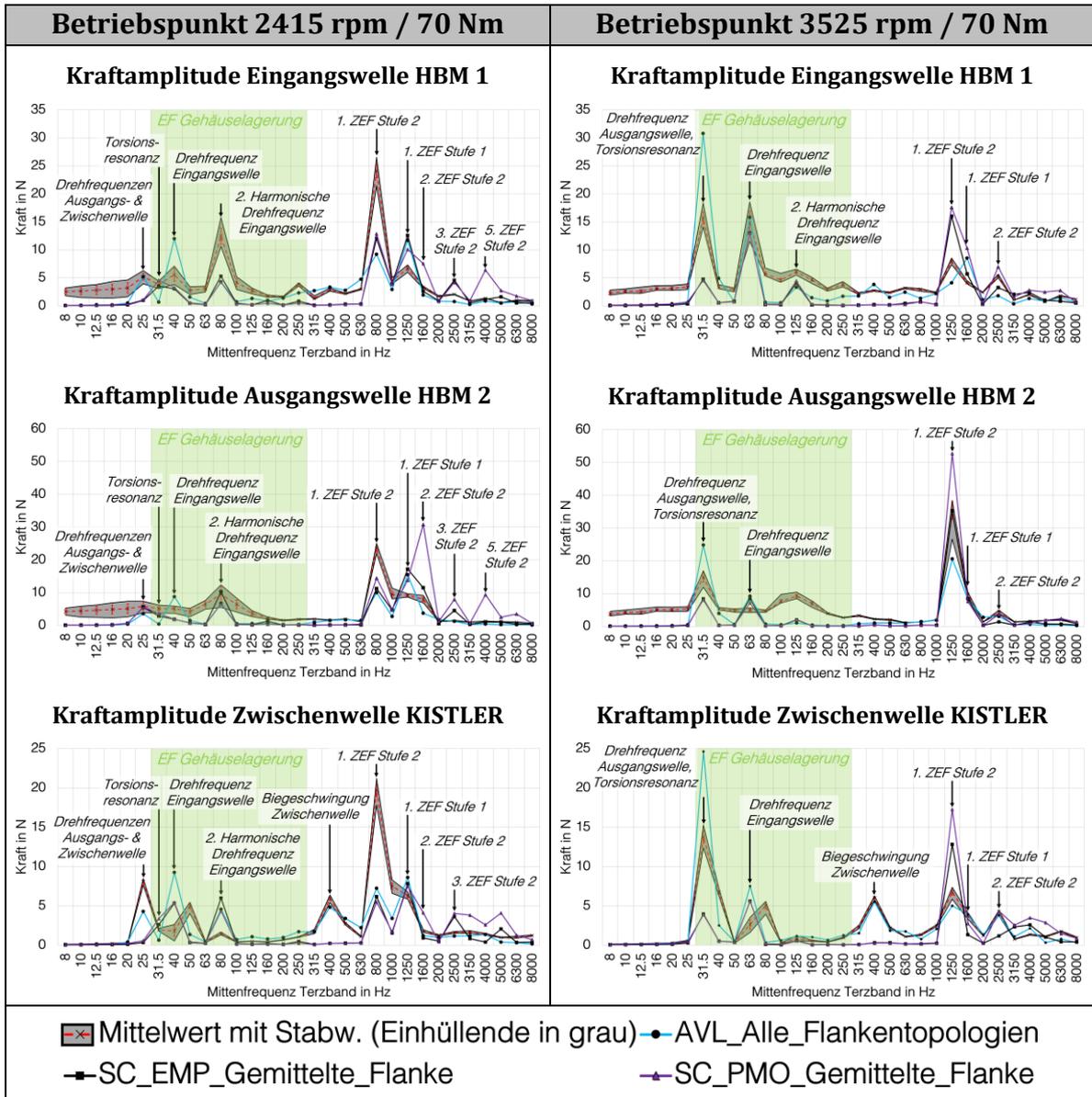
- Simcenter: empirisches und PMO-basiertes Verzahnungsmodell, mit gemittelter Flankentopologie und Dämpfung nach Cai [19]
- AVL: W/B-Ansatz und alle Flankentopologien

7.2.1 Abgleich für konstante Betriebspunkte

Zunächst werden die Lagerkräfte an den Festlagern abgeglichen, siehe Tabelle 7-3. Größtenteils stimmen Verlauf und Größenordnung zwischen Mess- und Simulationsdaten gut überein, dennoch lassen sich einige Auffälligkeiten beobachten. Im unteren Frequenzbereich liefert besonders das AVL-Modell realistische Anregungskräfte. Hier scheint der Einfluss von Teilungs- und Rundlauffehlern, die nur durch die Berücksichtigung aller Flankentopologien abgebildet werden können, entscheidend zu sein.

7 Validierung der Schallabstrahlungsberechnung

Das zeigt sich besonders am Lager der Zwischenwelle, bei dem einzig das AVL-Modell korrekte Amplituden für die Biegeschwingung der Zwischenwelle voraussagt. Auffällig ist, dass die Amplitude bei der ZEF der zweiten Stufe meist deutlich unterschätzt wird. Dies könnte auf in den Modellen unberücksichtigte Faktoren wie Schwingungen des Prüfstands, Längentoleranzen, Montagefehler und Wärmedehnung der Gehäuseteile zurückgeführt werden.



7 Validierung der Schallabstrahlungsberechnung

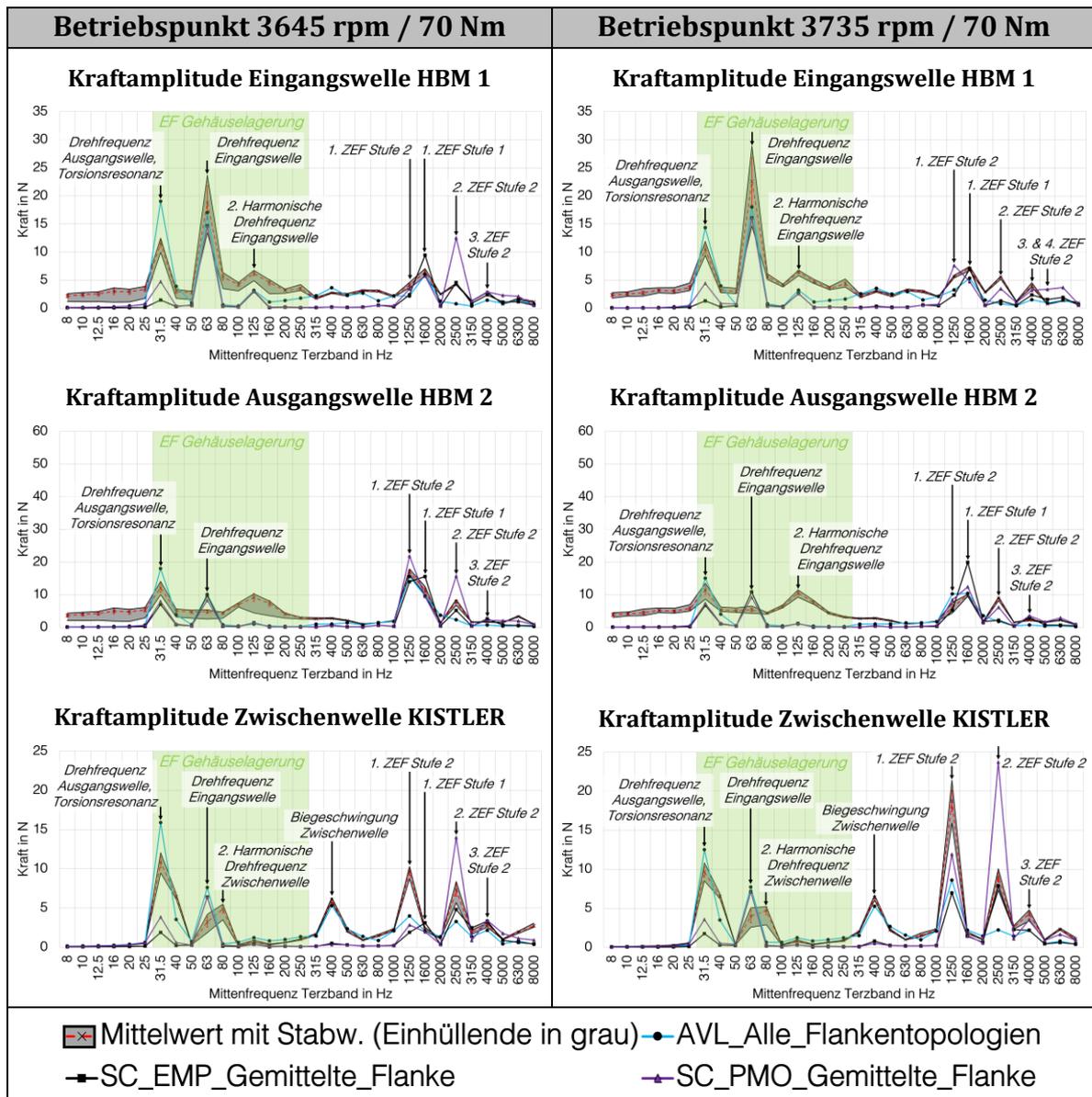


Tabelle 7-3: Vergleich der berechneten mit den gemessenen Amplituden (RMS) der Lagerkräfte (nur Festlager) für vier konstante Betriebspunkte

Da das PMO-basierte Verzahnungsmodell besonders die Werte bei den Vielfachen der ZEF falsch abbildet, kann hier insgesamt trotz deutlich höherem Rechenaufwand kein Genauigkeitsvorteil gegenüber den anderen Modellen festgestellt werden. Das AVL-Modell unterschätzt zwar die Lagerkräfte bei den Vielfachen der ZEF, bietet aber durch die Berücksichtigung aller Flankentopologien eine bessere Abbildung der Anregung in den Bändern außerhalb der ZEF. Um den Einfluss der Lagerkräfte auf die Gehäuseschwingung zu untersuchen, werden in Tabelle 7-4 die aus den Oberflächenbeschleunigungen an ausgewählten Punkten (vgl. Abb. 5-19)

7 Validierung der Schallabstrahlungsberechnung

ermittelten Summenfunktionen zwischen Messung und Rechnung abgeglichen. Zusätzlich werden auch die Ergebnisse der Gehäusemodelle, die mit gemessenen Lagerkräften angeregt werden, dargestellt.

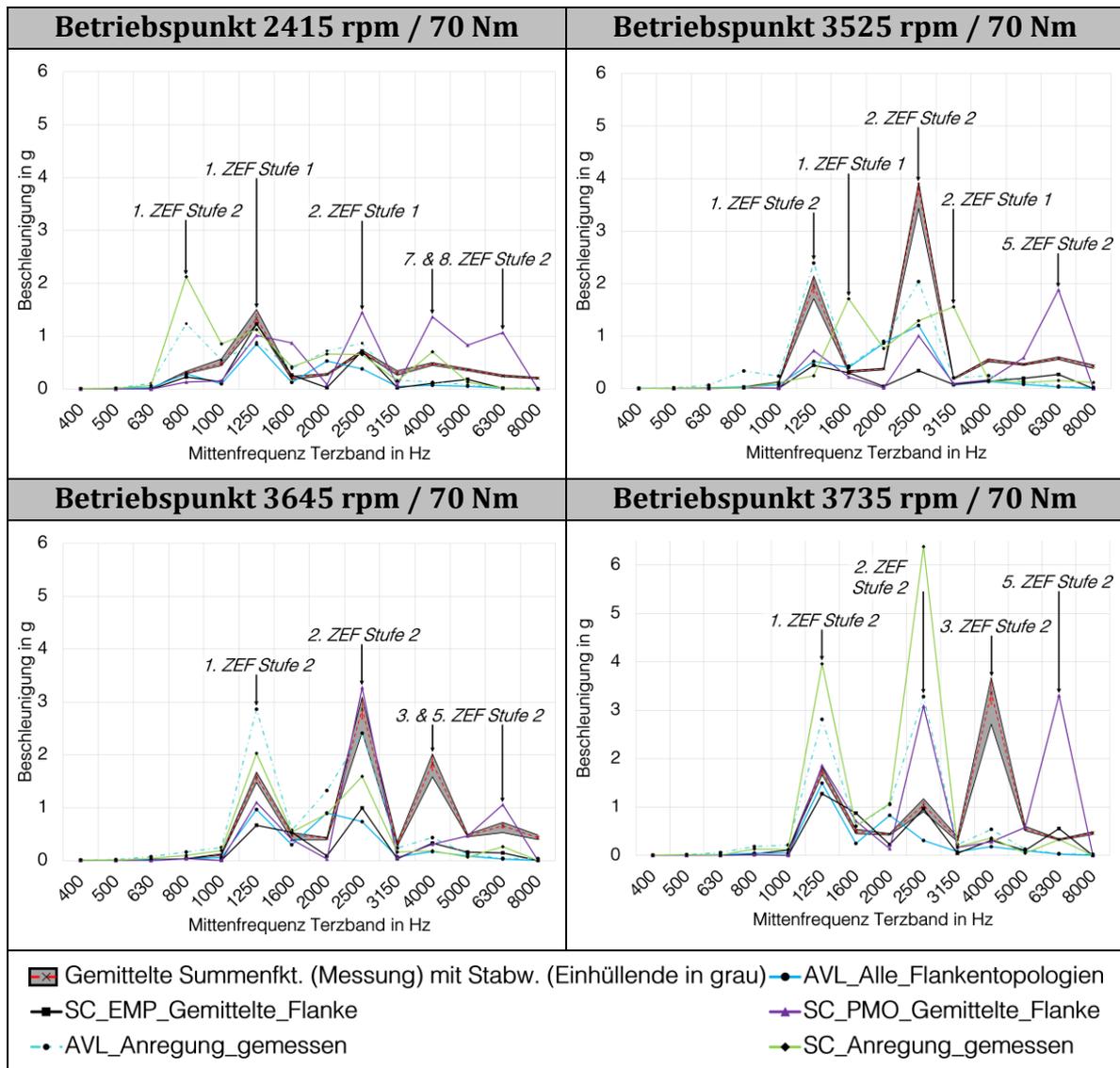


Tabelle 7-4: Berechnete und gemessene gemittelte Summenfunktionen (RMS) aus den Beschleunigungen an ausgewählten Auswertepunkten des Gehäuses

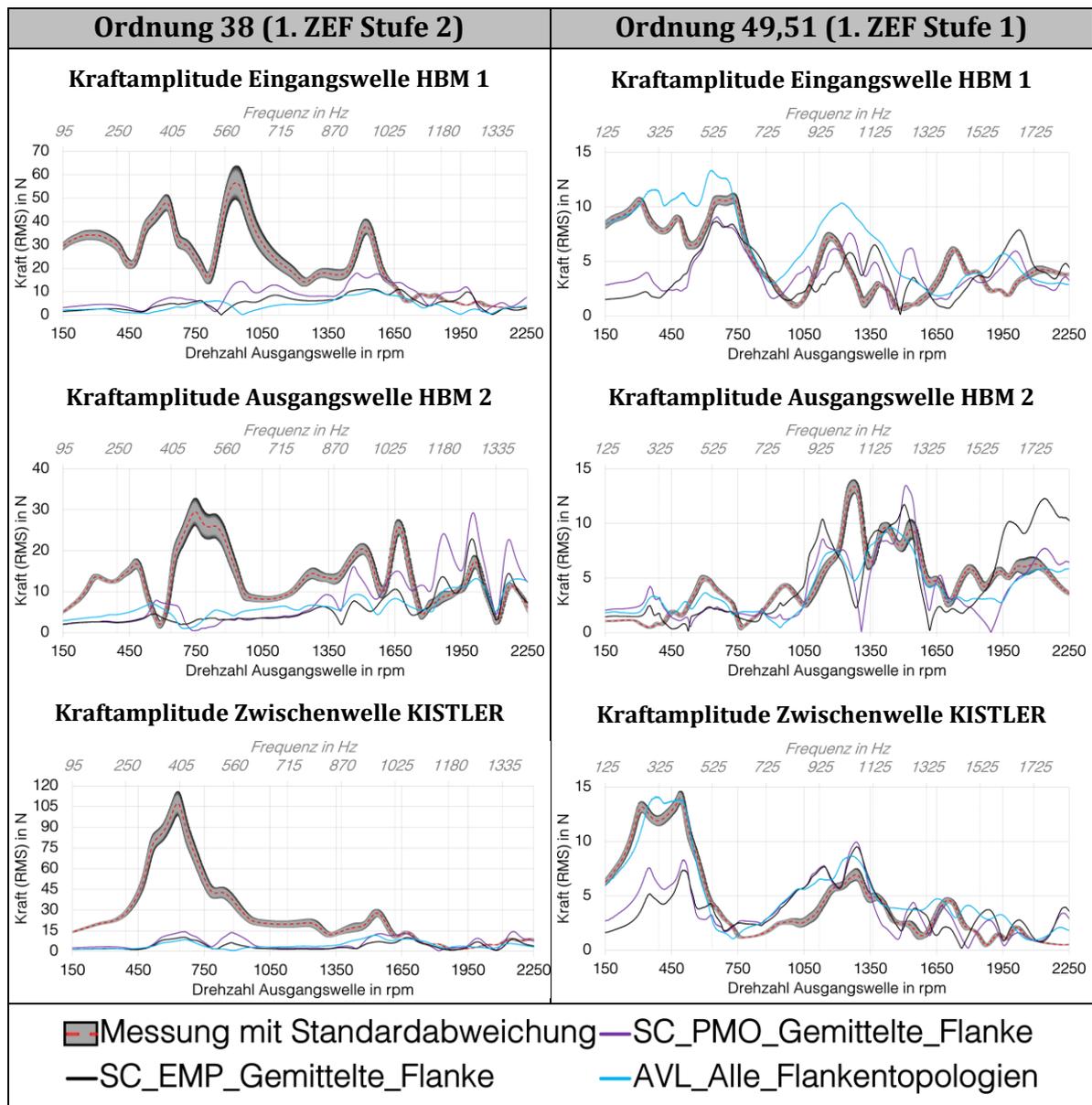
Auffallend ist, dass die Qualität der Übereinstimmung stark vom Betriebspunkt und vom Terzband abhängt. Besonders bei den Vielfachen der ZEF der zweiten Stufe werden die Amplituden entweder stark über- oder unterschätzt, dabei führt das PMO-basierte Verzahnungsmodell meist zu überhöhten Werten. Zwar dürfte die Breite der Schwankungen z.T. auch

7 Validierung der Schallabstrahlungsberechnung

durch die vergleichsweise geringe Anzahl an verglichenen Punkten bedingt sein, dennoch liefern die Ergebnisse hilfreiche Erklärungen für den Abgleich der Schallleistung (vgl. Kapitel 7.4).

7.2.2 Abgleich der ordnungsbasierten Auswertungen

Zur Beurteilung der strukturdynamischen Eigenschaften in einem größeren Drehzahlbereich werden die resultierenden Lagerkraftamplituden der ersten zwei Ordnungen der ZEF für beide Stufen zwischen Messung und Rechnung abgeglichen, vgl. Tabelle 7-5.



7 Validierung der Schallabstrahlungsberechnung

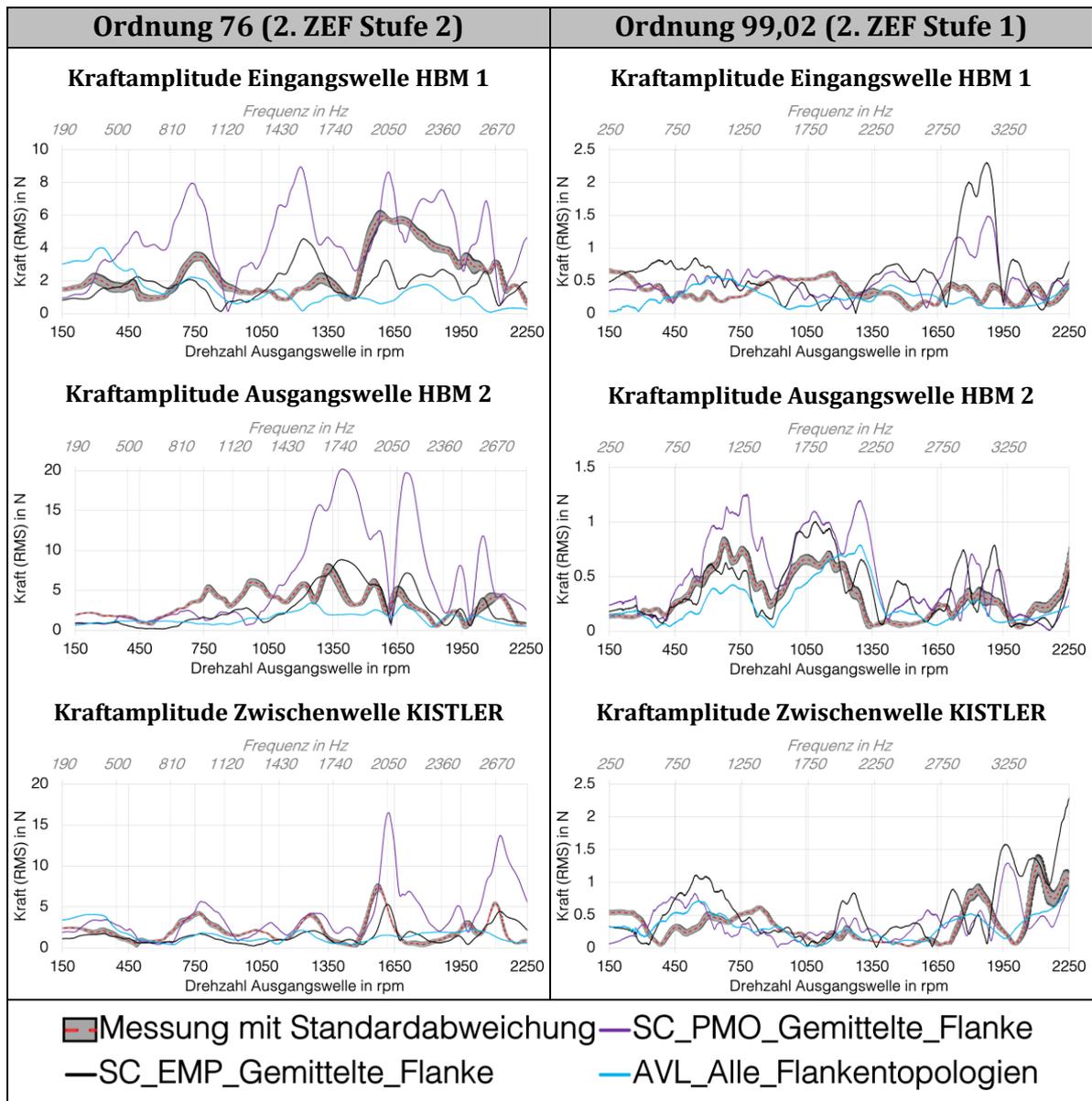


Tabelle 7-5: Resultierende Kraftamplituden an den Lagerstellen für die ersten beiden Verzahnungsordnungen der beiden Stufen, Abgleich Messung - Rechnung

Es fällt auf, dass besonders die erste Ordnung der ZEF der zweiten Stufe (0 38) im unteren Drehzahlbereich massiv von allen Modellen unterschätzt wird. Das deutet darauf hin, dass grundlegende Resonanzeffekte durch die Vernachlässigung des Prüfstandbetts nicht oder nur unzureichend abgebildet werden. Für die Überhöhungen sind besonders horizontale und axiale (x,z) Kraftkomponenten verantwortlich, in diese Richtungen ist die Gehäuselagerung weicher. Es ist also denkbar, dass im Betrieb auftretende Verlagerungen Zusatzkräfte erzeugen, das kann mit

der Simulation nicht ausreichend dargestellt werden. Allerdings verhält sich das Getriebe in diesem Bereich akustisch ohnehin nicht auffällig, und ab ca. 1700 rpm stimmen Größenordnung und Verlauf der Kräfte deutlich besser überein. Einige Peaks erscheinen etwas „verschoben“, dies deutet auf Modell-Eigenfrequenzen hin, die von denjenigen der realen Strukturen abweichen. Zwar wird durch Model-Updating (Anpassung von Dichte und/oder E-Modul, vgl. [52, 110]) versucht, die Frequenzabweichungen gering zu halten. Jedoch ist dies auf Baugruppenebene bedingt durch die zahlreichen Komponenten und die Schwierigkeiten der Zuordnung der Moden aus EMA und RMA nicht in der Qualität möglich wie bei Einzelteilen. Das PMO-basierte Verzahnungsmodell überschätzt wie bei den einzelnen Betriebspunkten v.a. die Werte der Vielfachen der ZEF der zweiten Stufe, wohingegen das W/B-Modell in AVL diese eher unterschätzt. Bei der Ordnung der ZEF der ersten Stufe lässt sich klar der Einfluss der Flankentopologien im unteren Frequenzbereich erkennen, nur das AVL-Modell, das alle Flanken berücksichtigt, zeigt eine gute Übereinstimmung. Dies geht auch aus den Campbell-Diagrammen - z.B. für die Kraftamplitude am Festlager der Zwischenwelle - hervor, siehe Abb. 7-4. Die Anregung zwischen 300 und 500 Hz wird erst durch die Berücksichtigung aller Flankentopologien deutlich erkennbar.

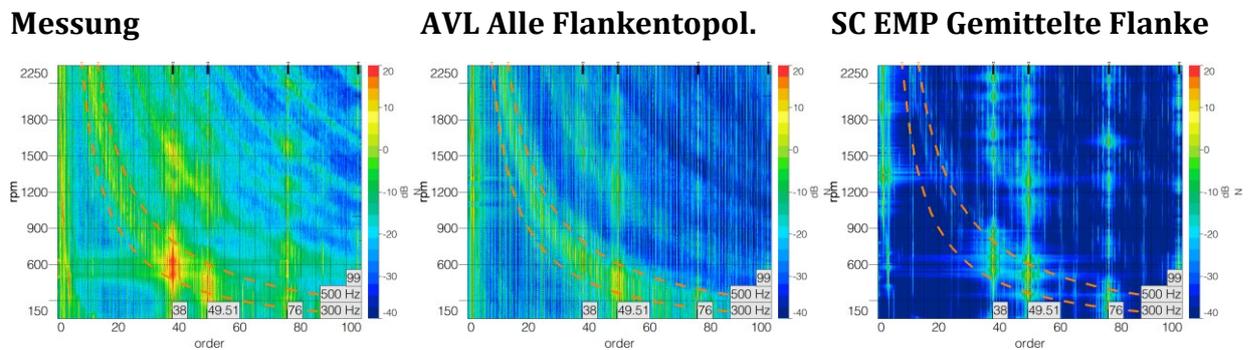


Abb. 7-4: Campbell-Diagramme der resultierenden Lagerkraft am Festlager der Zwischenwelle (KISTLER LKME) für die ersten 100 Ordnungen

Als nächstes werden die gemittelten Summenfunktionen der 686 gemessenen und berechneten Oberflächenbeschleunigungen ebenfalls für die ersten beiden Ordnungen der ZEF betrachtet, vgl. Tabelle 7-5. Bis auf wenige Drehzahlbereiche stimmen Größenordnung und Verlauf zwischen Rechnung und Messung gut überein. Die hohen Lagerkräfte der Ordnung 38 im unteren Drehzahlbereich führen nur zu leicht überhöhten Be-

7 Validierung der Schallabstrahlungsberechnung

schleunigungen. Auffällig ist wiederum, dass mit dem PMO-basierten Verzahnungsmodell die Vielfache(n) der zweiten Stufe deutlich überschätzt werden, während das AVL-Modell die Werte der Vielfachen beider Stufen unterschätzt. Wie auch bei den Lagerkräften sind zudem Verschiebungen zwischen den Verläufen zu erkennen, die Modelle reagieren demnach recht sensibel auf die Lage der Eigenfrequenzen.

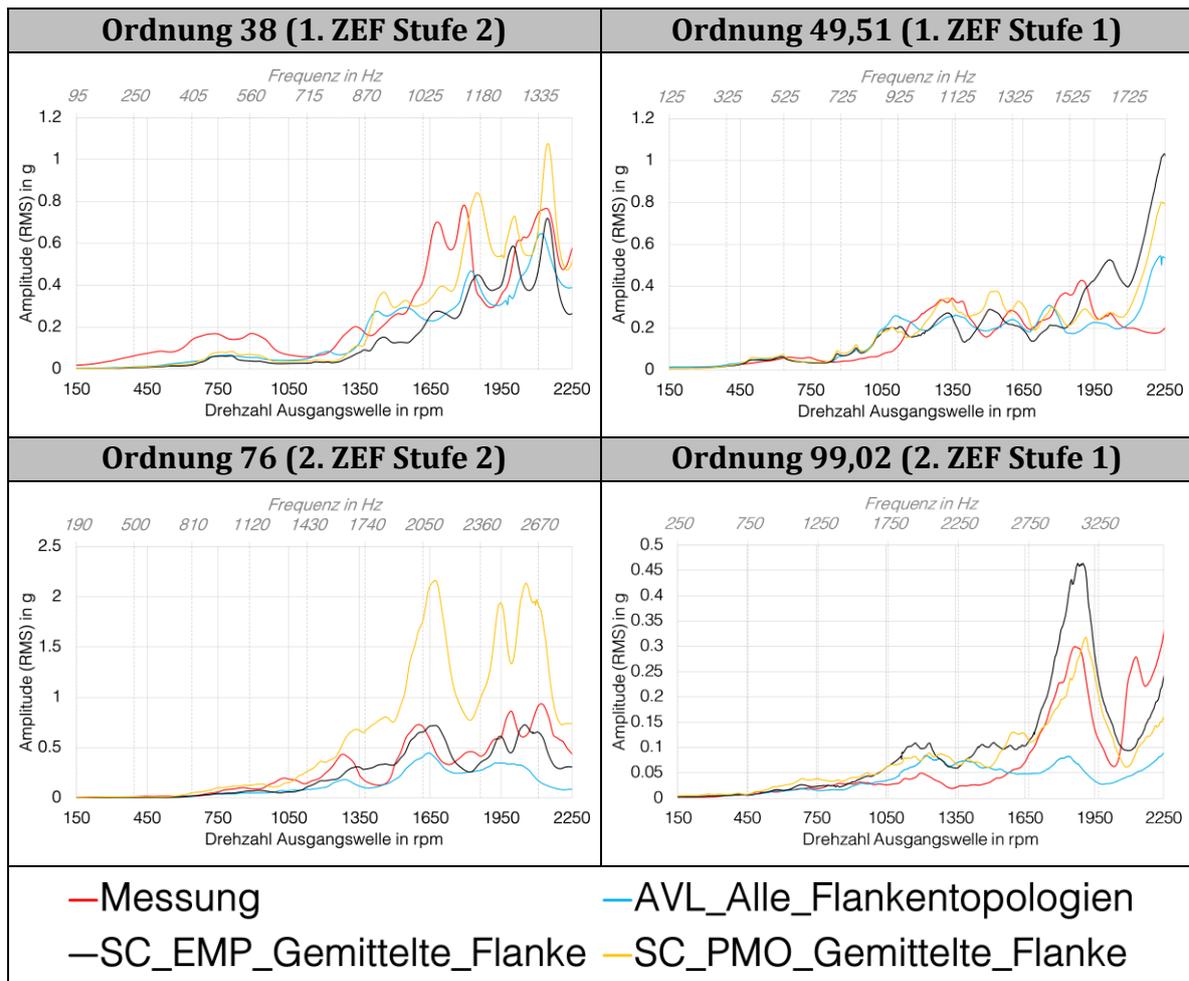


Abb. 7-5: Summenfunktionen der gemessenen sowie der mit den MKS-Modellen berechneten ersten zwei Verzahnungsordnungen der Oberflächenbeschleunigungen

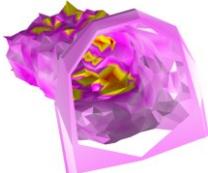
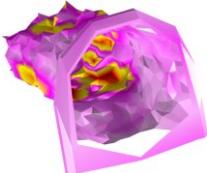
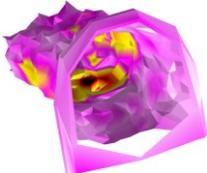
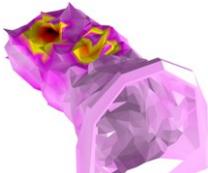
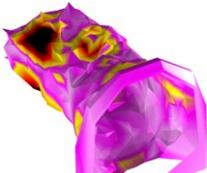
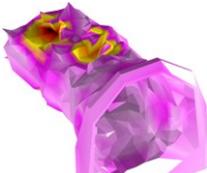
Der in diesem Kapitel vorgestellte Abgleich von gemessenen und berechneten Anregungs- und Antwortgrößen ist in seiner Art einzigartig in der Literatur. Insbesondere die neuartigen, zum großen Teil eigenentwickelten Sensoren zur Lagerkraftmessung (LKMEs) gewähren tiefe Einblicke in die Wechselwirkungen zwischen dem Gehäuse und dem System Zahnrad-Welle-Lager. Bei den Simulationen kann kein Genauigkeitsvorteil des

rechnerisch aufwendigeren PMO-basierten Verzahnungsmodells festgestellt werden, da es die Werte der Vielfachen der ZEF überschätzt. Der empirische Ansatz scheint ausreichend zu sein, könnte aber durch die Möglichkeit, alle Flankentopologien zu berücksichtigen, verbessert werden, wie der Vergleich mit dem AVL-Modell zeigt. Dessen W/B-Verzahnungsmodell unterschätzt jedoch tendenziell die Amplituden der Vielfachen der ZEF.

In den folgenden Kapiteln werden die Auswirkungen dieser Unterschiede auf die Schwingungen im Betrieb sowie auf die abgestrahlte Schalleistung näher untersucht.

7.3 Vergleich der Schwingungsmoden des Getriebes im Betriebszustand

Um weitere Einblicke in die Qualität der Gehäusemodelle im Betriebszustand zu erhalten, werden die auf den MKS-Analysen basierenden OBMA-Schwingungsformen (vgl. Kapitel 5.6.2) mit denjenigen aus der Messung (vgl. Kapitel 6.3.3) verglichen. Hierzu sind in Tabelle 7-6 exemplarisch einige Moden mit akzeptablen MAC-Werten aufgeführt.

MAC Mes- sung vs. AVL	MAC Mes- sung vs. Simcen- ter	$\Delta f / \Delta D$ AVL	$\Delta f / \Delta D$ Simc.	Eigenform Messung (Freq. / Dämpfung)	Eigenform AVL (Freq. / Dämpfung)	Eigenform Simcenter (Freq. / Dämpfung)
Ordnung 38						
55,0 %	29,0 %	-2,9 % / 74,9 %	-6,4 % / 71,9 %	 994,7 Hz / 1,3 %	 965,5 Hz / 2,2 %	 930,8 Hz / 2,2 %
29,7 %	64,7 %	-2,5 % / -20,8 %	-1,3 % / 51,8 %	 1284,5 Hz / 0,7 %	 1252,5 Hz / 0,6 %	 1268,1 Hz / 1,1 %

7 Validierung der Schallabstrahlungsberechnung

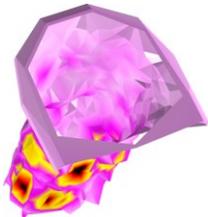
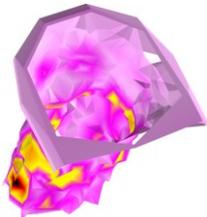
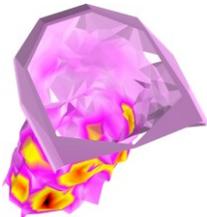
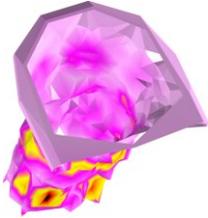
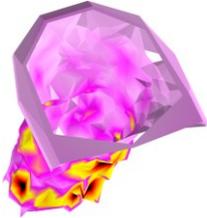
51,9 %	71,5 %	-1,4 % / 96,3 %	0,1 % / 28,1 %			
Ordnung 49,5						
52,6 %	55,9 %	-4,0 % / 45,4 %	-2,6 % / 107,6 %			
69,5 %	31,6 %	-1,2 % / 268,3 %	-3,6 % / 321,8 %			
Ordnung 76						
44,0 %	63,4 %	2,7 % / 37,9 %	3,5 % / 34,2 %			
Ordnung 99						
48,7 %	52,4 %	-3,8 % / -69,5 %	1,3 % / 8,8 %			

Tabelle 7-6: Exemplarischer Vergleich von mit OBMA identifizierten Moden basierend auf Mess- und Simulationsdaten

Die Differenzen zwischen den Dämpfungen und den Frequenzen werden prozentual auf den Wert der Messung bezogen. Ein positiver Wert bedeutet hier, dass der simulationsbasierte Wert größer ist als derjenige der Messung. Insgesamt lässt sich ein deutlich „schlechterer“ Abgleich erreichen als z.B. zwischen EMA und RMA. Das liegt zum einen an den Unsicherheiten bei der Identifikation der Moden mit der OBMA (vgl. Kapitel 6.3.3), zum anderen daran, dass der MAC-Wert hier für komplexe Moden berechnet wird. Somit spielen Unsicherheiten sowohl des Real- als auch des Imaginärteils eine Rolle. Dennoch treten gleichermaßen höhere Schwingungsamplituden in der Simulation und in der Messung hauptsächlich am Getriebedeckel auf. Auffällig ist, dass einzelne Bereiche der Schwingungsmuster in den verglichenen Moden entweder verschoben oder stärker bzw. schwächer ausgeprägt sind. Die identifizierten Dämpfungswerte unterscheiden sich z.T. sehr stark und weisen auf eine größere Unsicherheit bei ihrer Bestimmung hin, so wie es auch z.B. in [29] dokumentiert ist. Dennoch fällt auf, dass die Dämpfungen der simulationsbasierten Schwingungsformen meist deutlich höher sind als diejenigen der gemessenen Moden. Eine wahrscheinliche Ursache hierfür ist die bei BDF-Solvern auftretende numerische Dämpfung, die typischerweise mit der Frequenz zunimmt [4]. Dieser Effekt kann z.B. durch die Auswertung der mit den MKS-Modellen berechneten Beschleunigung am Gehäusepunkt 149 (Referenzsensor, vgl. Abb. 6-7) nach sprunghafter Anregung an den Lagerstellen veranschaulicht werden, siehe Anhang 7. A. Die Gehäusemodelle sind dabei ungedämpft, sodass jegliche Dämpfung numerisch bedingt ist. Es ist gut zu erkennen, dass die Moden mit zunehmender Frequenz v.a. mit dem AVL-Solver stärker gedämpft werden. Dieser Effekt verringert sich etwas, wenn die in den MKS-Modellen verwendete Schrittweite halbiert wird. Da der AVL-Solver in beiden Fällen mit der maximalen Schrittweite rechnet, ist davon auszugehen, dass ein Verfahren zweiter Ordnung angewandt wird, da dieses bedingungslos stabil ist [4]. Im Gegensatz dazu muss der Simcenter-Solver aufgrund der höheren Ordnung, die zu Instabilitäten führen kann [4], z.T. kleinere Schrittweiten verwenden. Es ist bekannt, dass BDF-Solver zweiter Ordnung eine höhere numerische Dämpfung aufweisen als Solver höherer Ordnungen [4]. Aus dieser Erkenntnis heraus ergibt sich die Hypothese, dass bei der Akustikanalyse, basierend auf den aus dem MKS-Modell ermittelten Oberflächengeschwindigkeiten, besonders die Leistungspegel im oberen Frequenzbereich unterschätzt werden dürften. Dieser Ansatz wird in der vorliegenden Arbeit mit den AVL-Tools realisiert. Der alternative Ansatz

7 Validierung der Schallabstrahlungsberechnung

(vgl. Abb. 2-1) mit den Simcenter-Tools, bei dem die MKS-Lagerkräfte als Anregung für ein vibro-akustisches FE-Modell verwendet werden, sollte bei identischer Anregung kein solches Verhalten aufweisen, da in der FRA keine zusätzliche numerische Dämpfung auftritt.

In den nächsten Kapiteln werden daher die auf verschiedene Arten berechneten Schalleistungen (siehe Kapitel 5.7.2) mit den gemessenen Werten (vgl. 6.3.1) verglichen und die Ursachen für Abweichungen basierend auf den Erkenntnissen der vorausgehenden Kapitel diskutiert.

7.4 Abgleich der berechneten und gemessenen abgestrahlten Schalleistung

Abschließend sollen für die vier betrachteten Betriebspunkte 2415 rpm, 3525 rpm, 3645 rpm und 3735 rpm (bei 70 Nm Lastmoment) die berechneten Schalleistungspegel mit den gemessenen Daten verglichen werden. Dabei werden zunächst die auf den MKS-Ergebnissen basierenden berechneten Schalleistungen analysiert für die Modellvarianten mit gemittelten bzw. allen Flankentopologien, siehe Tabelle 7-7.

Betriebspunkt 2415 rpm / 70 Nm	Gesamtpegel:
	<p>LW Messung: $93,0 \pm 2,0$ dB</p> <p>LW WBT AVL Alle Flankentopol.: 85,2dB</p> <p>LW SC FEM EMP Gemittelte Flanke: 88,8 dB</p> <p>LW SC IBEM EMP Gemittelte Flanke: 89,9 dB</p> <p>LW SC FEM PMO Gemittelte Flanke: 94,9 dB</p> <p>LW SC IBEM PMO Gemittelte Flanke: 95,1 dB</p>
Betriebspunkt 3525 rpm / 70 Nm	Gesamtpegel:
	<p>LW Messung: $97,9 \pm 1,3$ dB</p> <p>LW WBT AVL Alle Flankentopol.: 85,2dB</p> <p>LW SC FEM EMP Gemittelte Flanke: 92,0 dB</p> <p>LW SC IBEM EMP Gemittelte Flanke: 92,5 dB</p> <p>LW SC FEM PMO Gemittelte Flanke: 97,6 dB</p> <p>LW SC IBEM PMO Gemittelte Flanke: 98,1 dB</p>

7 Validierung der Schallabstrahlungsberechnung

Betriebspunkt 3645 rpm / 70 Nm	Gesamtpegel:
	<p style="color: red; margin: 0;">LW Messung: $97,9 \pm 1,6$ dB</p> <p style="color: blue; margin: 0;">LW WBT AVL Alle Flankentopol. : 87,3dB</p> <p style="margin: 0;">LW SC FEM EMP Gemittelte Flanke : 91,1 dB</p> <p style="margin: 0;">LW SC IBEM EMP Gemittelte Flanke : 93,0 dB</p> <p style="color: purple; margin: 0;">LW SC FEM PMO Gemittelte Flanke : 96,9 dB</p> <p style="color: purple; margin: 0;">LW SC IBEM PMO Gemittelte Flanke : 97,6 dB</p>
Betriebspunkt 3735 rpm / 70 Nm	Gesamtpegel:
	<p style="color: red; margin: 0;">LW Messung: $98,9 \pm 2,4$ dB</p> <p style="color: blue; margin: 0;">LW WBT AVL Alle Flankentopol. : 90,1 dB</p> <p style="margin: 0;">LW SC FEM EMP Gemittelte Flanke : 92,9 dB</p> <p style="margin: 0;">LW SC IBEM EMP Gemittelte Flanke : 97,4 dB</p> <p style="color: purple; margin: 0;">LW SC FEM PMO Gemittelte Flanke : 98,7 dB</p> <p style="color: purple; margin: 0;">LW SC IBEM PMO Gemittelte Flanke : 99,0 dB</p>
<p style="margin: 0;"> x Messung mit Standardabweichung — WBT_AVL_Alle_Flankentopologien - - - SC_FEM_EMP_Gemittelte_Flanke - - - SC_FEM_PMO_Gemittelte_Flanke - - - SC_IBEM_EMP_Gemittelte_Flanke - - - SC_IBEM_PMO_Gemittelte_Flanke </p>	

Tabelle 7-7: Abgleich der Schalleistung: Gemessen vs. Berechnet gemäß den MKS-basierten Rechenkettens aus Abb. 2-1 für ausgewählte Betriebspunkte

Es fällt auf, dass die Pegel in den unteren Terzbändern systematisch unterschätzt werden, wengleich dies beim AVL-Modell, das alle Flankentopologien berücksichtigt, weniger ausgeprägt ist als bei den Simcenter-Modellen. Dies liegt v.a. an den unterschiedlichen Lagerkräften (vgl. Kapitel 7.2). Dass die Pegel trotzdem auch mit den Ergebnissen des AVL-Modells zu niedrig ausfallen, kann zudem durch andere Ursachen bedingt sein:

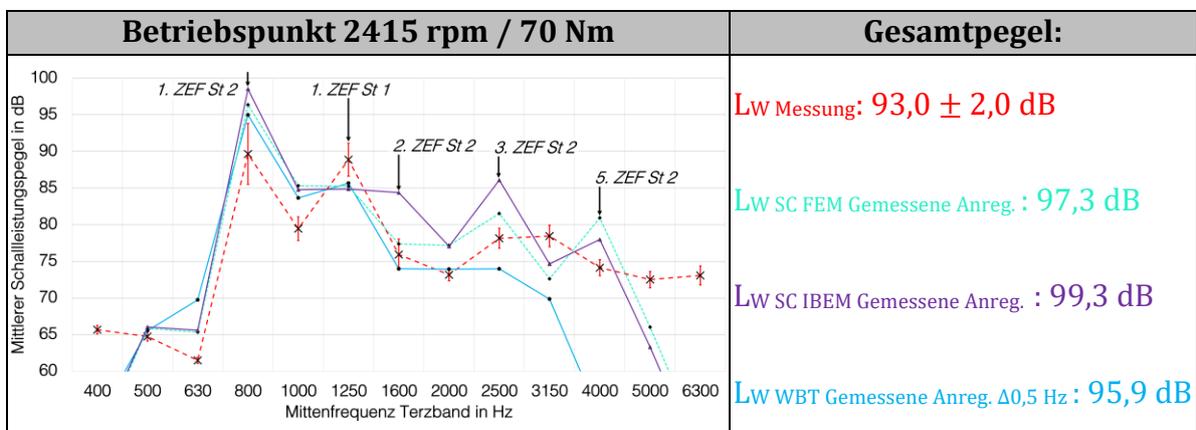
- Zu geringer Abstand (kleiner als die von der Norm empfohlenen 15 dB) zu den Fremdgeräuschpegeln (vgl. Kapitel 4.1.4).
- Zusätzliche Abstrahlung des Prüfstandbettes, die in der Simulation unberücksichtigt bleibt.
- Auftreten von ausgeprägten Raumresonanzen, bzw. nicht ausreichende Diffusität des Schallfeldes.

Diese Abweichungen sind jedoch wenig relevant und beeinflussen den Gesamtpegel nur marginal. Entscheidender für die Abweichungen zwischen Messung und Rechnung ist die Unterschätzung der Pegel bei der ersten ZEF der zweiten Stufe. Hier ist die von allen Modellen zu niedrig berechnete Kraftamplitude verantwortlich, die möglichen Ursachen für diese Abweichung werden in Kapitel 7.2 diskutiert. Die Pegel für die erste ZEF der ersten Stufe passen ebenso wie die entsprechenden Amplituden der Lagerkräfte deutlich besser. In Bändern ab 1,6 kHz sind die Abweichungen z.T. sehr groß. Die mit dem PMO-basierten Verzahnungsmodell berechneten Kräfte sind bei den Vielfachen der ZEF der zweiten Stufe deutlich zu hoch und führen zu höheren Pegeln, v.a. beim IBEM-Modell im 1,6 kHz-Band. Dies liegt an der Ausbildung von fiktiven Resonanzen im Getriebeinneren [110]. Dieser Effekt lässt sich beseitigen, indem die FRA separat und erst im Anschluss die Akustiksimulation gerechnet wird. Da sich der Gesamtpegel damit nur geringfügig ändert, wird dieser Aufwand nicht in Kauf genommen. Interessant ist auch das 2 kHz-Band, da für dieses nur vom WBT-Modell, basierend auf den AVL-Ergebnissen, korrekte Pegel berechnet werden. Bereits bei der Untersuchung der Lagerkräfte wird aufgezeigt, dass dafür die Berücksichtigung aller Flankentopologien entscheidend ist, da diese die Anregung in den Bändern abseits der ZEF stark beeinflussen. Allerdings werden die Leistungspegel mit dem AVL-Modell ab dem 2,5 kHz-Band mit zunehmender Frequenz stärker unterschätzt. Zum einen unterschätzt das MKS-Modell die Kräfte bei den Vielfachen der ZEF der zweiten Stufe. Dies kann durch das Verhalten des Verzahnungsmodells und durch die numerische Dämpfung bedingt sein. Zum anderen scheint die numerische Dämpfung zusätzlich auch die Gehäuse-schwingung im MKS-Modell deutlich zu beeinflussen, siehe Kapitel 7.3. Wie in Kapitel 5.7.2 aufgezeigt, wirkt sich auch die Angabe der zu berechnenden Frequenzen stark auf die Ergebnisse aus. Durch die Ausdünnung der Frequenzlinien bei der Rücktransformation und anschließenden FFT der Oberflächengeschwindigkeiten in AVL werden z.T. für die Schallabstrahlung relevante Frequenzen systematisch aussortiert. Die Simcenter-Modelle weisen dieses Problem nicht auf, da dort nur die vorher separat bestimmten, relevanten Frequenzen berechnet werden. Bei der Rechenkette mit den AVL-Tools überlagern sich also mehrere Faktoren negativ.

Um die genannten Ursachen für die Abweichungen zwischen Messung und Rechnung weiter zu plausibilisieren, werden die Schalleistungen, die basierend auf gemessenen Lagerkräften als Anregung berechnet wurden,

7 Validierung der Schallabstrahlungsberechnung

mit den gemessenen Werten verglichen, siehe Tabelle 7-8. Insgesamt ähneln die gerechneten Spektren nun deutlich mehr den gemessenen, und auch die Gesamtpegel weisen eine bessere Übereinstimmung auf. Die Ergebnisse zeigen auch, dass die Unterschätzung der Pegel in den Bändern bis 630 Hz der oben diskutierten Modelle nicht allein von den Lagerkräften herrühren kann, da die Pegel mit gemessenen Anregungskräften zwar deutlich näher an der Messung liegen, dennoch besonders im 400 Hz-Band immer noch zu niedrig sind. Wie bereits der Abgleich der Oberflächenbeschleunigungen nahelegt, scheinen dagegen die Strukturantworten in den Bändern 0,8 und 1 kHz von den Gehäusemodellen überschätzt zu werden. Dies ist besonders beim Betriebspunkt 2415 rpm relevant, da die erste ZEF der zweiten Stufe im 1 kHz-Band deutlich zu hoch ist. Daher liegen hier die Gesamtpegel trotz eines ansonsten sehr ähnlichen Verlaufs über denjenigen der Messung. Die Pegelüberhöhung durch das IBEM-Modell im 1,6 kHz-Band ist wiederum numerisch bedingt und lässt sich durch das Auftrennen der vibro-akustischen Rechnung in FRA und Akustiksimulation beheben. Allerdings ändert sich der Gesamtpegel hier nur um 0,1 dB. Der Abgleich am Betriebspunkt 3735 rpm belegt zudem, dass die Unterschätzung der Pegel ab 2,5 kHz durch das WBT-Modell, basierend auf den in AVL berechneten Ergebnissen, nicht in der akustischen Berechnungsmethode begründet liegt, sondern in den oben und in Kapitel 5.7.2 diskutierten Ursachen. Werden über eine PUNCH-Datei dieselben Oberflächengeschwindigkeiten vorgegeben wie bei den FEM- und IBEM-Modellen, so unterscheiden sich die Ergebnisse der drei Berechnungsmethoden kaum. Jedoch unterschätzen sie alle die Schalleistung in den 5 und 6,3 kHz-Bändern. Dies kann an Unsicherheiten der modalen Modelle, insbesondere bei der Dämpfung, sowie an einer zu groben Ver-netzung der Gehäuseoberfläche liegen, wirkt sich aber kaum auf L_W aus.



7 Validierung der Schallabstrahlungsberechnung

Betriebspunkt 3525 rpm / 70 Nm	Gesamtpegel:
	<p style="color: red;">LW Messung: $97,9 \pm 1,3$ dB</p> <p style="color: green;">LW SC FEM Gemessene Anreg. : 98,1 dB</p> <p style="color: purple;">LW SC IBEM Gemessene Anreg. : 98,6 dB</p> <p style="color: blue;">LW WBT Gemessene Anreg. $\Delta 0,5$ Hz : 93,3 dB</p>
Betriebspunkt 3645 rpm / 70 Nm	Gesamtpegel:
	<p style="color: red;">LW Messung: $97,9 \pm 1,6$ dB</p> <p style="color: green;">LW SC FEM Gemessene Anreg. : 99,2 dB</p> <p style="color: purple;">LW SC IBEM Gemessene Anreg. : 99,3 dB</p> <p style="color: blue;">LW WBT Gemessene Anreg. $\Delta 0,5$ Hz : 95,9 dB</p>
<p style="color: red;">✗ Messung mit Standardabweichung</p> <p style="color: green;">+ SC_FEM_Gemessene_Anregung</p> <p style="color: purple;">- SC_IBEM_Gemessene_Anregung</p> <p style="color: blue;">o WBT_AVL_Gemessene_Anregung_Δ 0,5 Hz</p>	
Betriebspunkt 3735 rpm / 70 Nm	Gesamtpegel:
	<p style="color: red;">LW Messung: $98,9 \pm 2,4$ dB</p> <p style="color: green;">LW SC FEM Gemessene Anreg. : 102,2 dB</p> <p style="color: purple;">LW SC IBEM Gemessene Anreg. : 101,9 dB</p> <p style="color: blue;">LW WBT Gemessene Anreg. $\Delta 0,5$ Hz : 91,4 dB</p> <p style="color: lightblue;">LW WBT Gem. Anreg. Frequ. PCH : 99,5 dB</p> <p style="color: orange;">LW WBT Gemessene Anreg. PCH : 102,9 dB</p>
<p style="color: red;">✗ Messung mit Standardabweichung</p> <p style="color: green;">+ SC_FEM_Gemessene_Anregung</p> <p style="color: purple;">- SC_IBEM_Gemessene_Anregung</p> <p style="color: blue;">o WBT_AVL_Gemessene_Anregung_Δ 0,5 Hz</p> <p style="color: lightblue;">o WBT_AVL_Gemessene_Anregung_Frequ_wie_SC_PCH</p> <p style="color: orange;">■ WBT_Gemessene_Anregung_SC_PCH</p>	

Tabelle 7-8: Abgleich der Schalleistung: Gemessen vs. berechnet mit gemessenen Anregungskräften für ausgewählte Betriebspunkte

Zusammenfassend zeigt der Abgleich der Schalleistungen auf, dass mit den Resultaten einer MKS-basierten Simulation mit allen Methoden realistische Ergebnisse erzielt werden können, wenn folgende Aspekte berücksichtigt werden:

- Berücksichtigung der realen Flankentopologien (ideal: individuell für alle Zähne, ansonsten gemittelt) in den Verzahnungsmodellen.
- Verwendung von gemessenen modalen Dämpfungen.
- Berechnung der Oberflächengeschwindigkeiten mit den Lagerkräften in einer FRA anstelle der Rücktransformation und anschließender FFT der MKS-Ergebnisse für das modal reduzierte Gehäuse.
- Bestimmung eines wesentlichen Teils der in der Schallanalyse zu berechnenden Frequenzen über die Peaks in den FFT-Spektren der Lagerkräfte.

Die Gesamtpegel werden bei den PMO-basierten Verzahnungsmodellen dann tendenziell überschätzt, beim empirischen Ansatz und beim W/B-Verzahnungsmodell eher unterschätzt. Dies liegt in der unterschiedlichen Ausprägung der Vielfachen der Anregungskräfte begründet.

Der Abgleich der Schalleistung ist damit abgeschlossen, sodass nun im Folgekapitel zusammenfassend die wesentlichen Einflüsse auf die Abweichungen zwischen Messung und Rechnung für die gesamte Schallentstehung erläutert werden.

7.5 Zusammenfassung der wesentlichen Einflussfaktoren auf die Übereinstimmungen / Abweichungen zwischen Rechnung und Messung

Für die systematische Einteilung der Einflüsse auf die Entstehung und Verstärkung von Abweichungen zwischen Messung und Rechnung wird der in Kapitel 2.1 beschriebene „Mechanismus“ der Schallentstehung herangezogen.

Abweichungen bei der Berechnung der Anregung

Die Anregung des Gehäuses wird maßgeblich von den Schwankungen der Verzahnungskraft und deren Weiterleitung über die Wellen und Lager beeinflusst. In den Messdaten lassen sich keine signifikanten Anregungseffekte nachweisen, die durch die Lager bedingt sind. Daher ist insbesondere deren Steifigkeitsverhalten relevant, die Dämpfung ist sehr klein

und hat nur wenig Einfluss. Wird die Lagergeometrie gemäß der in Kapitel 5.1.1 beschriebenen Vorgehensweise ermittelt, so ergibt sich ein realistisches Einfederungsverhalten, das sehr gut mit demjenigen der BEARINX-MAP-Modelle des Lagerherstellers übereinstimmt und Katalogsteifigkeiten gut abbildet. Daher ist es unwahrscheinlich, dass durch die Lagermodelle Verfälschungen in die MKS-Gesamtmodelle eingebracht werden. Ebenso zeigt auch der Abgleich der modalen Modelle der Wellen (vgl. Kapitel 7.1.1), dass deren Schwingungsverhalten sehr gut abgebildet wird. Es ist jedoch denkbar, dass besonders die Moden im oberen Frequenzbereich durch die numerische Dämpfung der BDF-Solver in den MKS-Tools zu stark gedämpft werden, das könnte sich geringfügig auch auf die Abbildung des Zahneingriffs auswirken. Den weitaus größten Einfluss auf die Anregung haben allerdings wie erwartet die Verzahnungsmodelle. Diese sind überaus komplex und bieten zahlreiche vom Anwender anzugebende Parameter an. Dennoch lassen sich folgende Aussagen treffen:

- **Verzahnungsdämpfung:** Die in Kapitel 5.2.3 beschriebenen Ansätze zur Verzahnungsdämpfung nach Cai [19] und Gerber [48] führen in den Simcenter-Modellen, wie in Kapitel 5.6.1 erläutert, nicht zu stark unterschiedlichen Anregungskräften. Daher ist der Einfluss auf die Genauigkeit der Anregungsberechnung insgesamt als gering einzustufen.
- **Abbildung der Verzahnungsverformung:** Die Analysen aus Kapitel 5.2.2 zeigen, dass der statische Drehwegfehler der Verzahnungsmodelle (ohne den Einfluss der Flankentopologie) umso größer wird, je detaillierter das Verzahnungsmodell ist. Dies ist auch bei der zweiten Ordnung der ZEF zu beobachten. Der Abgleich mit der Messung zeigt jedoch, dass sich diese Unterschiede hauptsächlich bei den Kraftamplituden der Vielfachen der ZEF äußern. Das analytische W/B-Modell unterschätzt die Werte bei den Vielfachen deutlich, während das Verzahnungsmodell mit dem empirischen Verformungsansatz näher an den Messdaten liegt. Mit dem PMO-basierten Ansatz, der am aufwendigsten ist, werden die Anregungen bei den Vielfachen der ZEF meist überschätzt, allerdings nur, wenn eine Flankentopologie berücksichtigt wird. Insgesamt gesehen erscheint der Einsatz dieses Verzahnungsmodells für das in der vorliegenden Arbeit betrachtete Getriebe nicht vorteilhaft.

- **Berücksichtigung der realen Zahnflankentopologie(n):** Die Berücksichtigung von fertigungsbedingten Abweichungen der Flankentopologien erweist sich als einer der wesentlichen Einflussfaktoren. Werden sie vernachlässigt, führt dies zu einer starken Unterschätzung der Verzahnungsanregung bei allen Verzahnungsmodellen. Idealerweise werden daher alle Flanken individuell berücksichtigt, um Teilungs- und Rundlauffehler abzubilden. Der Abgleich der strukturdynamischen und der akustischen Ergebnisse zeigt eindeutig, dass dadurch besonders im unteren Frequenzbereich und im 2 kHz-Band deutlich geringere Abweichungen zur Messung beobachtet werden als bei den anderen Modellen, die keine oder nur eine für alle Zähne identische Flankentopologie berücksichtigen. Dennoch verbessert bereits die Berücksichtigung der gemittelten Flankentopologie, die gleichermaßen für alle Flanken angegeben wird, die Ergebnisqualität erheblich, insbesondere bei den ZEF. Daher sollten Flankentopologien möglichst berücksichtigt werden.
- **Unberücksichtigte Einflüsse:** Die berechneten Kraftamplituden stimmen für die ZEF der ersten Stufe recht gut mit denen der Messung überein. Da sich die Verzahnungen der beiden Stufen nicht gravierend unterscheiden, ist es unwahrscheinlich, dass die Abweichungen bei der ZEF der zweiten Stufe von Unzulänglichkeiten des Verzahnungsmodells verursacht werden. Vielmehr weisen die hohen gemessenen Lagerkraftamplituden in den unteren Drehzahlbereichen auf prüfstandbedingte Einflüsse hin, die in den Simulationsmodellen kaum zu berücksichtigen sind. Hierzu zählen z.B. Schwingungen des Prüfstandbetts, Wärmedehnungen des Gehäuses sowie Einflüsse auf den Zahneingriff infolge von Fertigungstoleranzen des Gehäuses und der Wellen. Zudem sind Fehlausrichtungen bei der Montage oder durch Betriebskräfte schwierig abzubilden. Diese schwer quantifizierbaren Faktoren scheinen ein großes Hindernis für eine korrekte Berechnung der Zahneingriffskräfte darzustellen.

Wie aus Gleichung (2-2) hervorgeht, wirken sich Abweichungen in der Anregungskraft quadratisch auf die Schalleistung aus und haben damit einen besonders hohen Stellenwert bei der Schallentstehung. Dies äußert sich besonders bei der ersten ZEF der zweiten Stufe, die abhängig vom Betriebspunkt teilweise um den Faktor 2 unterschätzt wird. Bei ansonsten korrekter Berechnung der Strukturantwort und der Schalleistung bewirkt dieser Umstand alleine eine Unterschätzung von L_W im Band dieser ZEF um 6 dB.

Abweichungen bei der Berechnung der Strukturantwort

Die Anregbarkeit einer Struktur sowie ihre Schwingungsantwort sind in Gleichung (2-2) in der Übertragungsadmittanz zusammengefasst. Diese geht quadratisch in die Schalleistung ein und ist somit ebenfalls von übergeordneter Bedeutung. Sie wird maßgeblich beeinflusst durch die Auslenkungen der Eigenformen an Anregungs- und Antwortort, von den Eigenfrequenzen sowie von der Dämpfung im Resonanzfall, d.h. durch das modale Modell. Für die Wellen kann besonders über den Abgleich der Übertragungsfunktionen nachgewiesen werden, dass diese von den Simulationsmodellen sehr gut abgebildet werden, die Korrelationen der gemittelten Summen-ÜF liegen bei 97 %. Lediglich die numerische Dämpfung in den MKS-Modellen könnte besonders die höherfrequenten Moden der Wellen unterdrücken, jedoch weisen die Abgleiche von berechneten und gemessenen Daten nicht auf derartige Effekte hin.

Die modalen Modelle der Gehäuseteile werden in dieser Arbeit erstmalig für einen sehr großen Frequenzbereich bis 7,5 kHz validiert. Die Ergebnisse zeigen, dass sich dennoch gute durchschnittliche MAC-Werte von 69 % für die Getriebeglocke und 82 % für den Getriebedeckel erreichen lassen. Auch die gemittelten Summen-ÜF zeigen sehr gute Übereinstimmungen zwischen Messung und Rechnung.

Mittels „Morphing“ werden die über 3D-Scans ermittelten geometrischen Unzulänglichkeiten in den FE-Modellen berücksichtigt, jedoch beschränkt sich der Einfluss im Wesentlichen auf einzelne Modenpaare mit geringem Frequenzabstand und ähnlichen Eigenformen. Eine Berücksichtigung der realen Gehäusegeometrie verspricht demnach kein wesentliches Verbesserungspotenzial. Dies bestätigt sich auch bei den Untersuchungen mit der Gehäusegesamtbaugruppe, die ERP-Werte (abgestrahlte Schalleistung ohne Berücksichtigung des Abstrahlgrades) bei Einheitsanregung ändern sich durch die Berücksichtigung der realen Gehäusegeometrie kaum. Auch wenn die gesamte Flanschfläche gekoppelt wird anstelle von auf Kontaktanalysen basierenden Koppelflächen, ändert sich der ERP-Wert nicht wesentlich. Da die Pressungsverteilung aus der nichtlinearen Kontaktanalyse recht gut mit der gemessenen übereinstimmt, werden deren Ergebnisse dennoch für die Kopplung herangezogen.

Obwohl die MAC-Werte beim Abgleich der gemessenen Eigenformen mit den berechneten ab ca. 3 kHz stark einbrechen, bleibt das Niveau der berechneten Summen-ÜF bis 7,5 kHz ähnlich wie das der gemessenen. Hier

zeigt sich besonders, dass der MAC-Wert nicht als einziges Kriterium herangezogen werden sollte, um die Qualität eines modalen Modells für einen sehr großen Frequenzbereich zu bewerten, es sollten auch die Übertragungsfunktionen betrachtet werden.

Es zeigt sich zudem, dass der Übereinstimmungsgrad stark von der jeweiligen Mode abhängig ist. Das äußert sich bei der sehr schmalbandigen Anregung durch die Verzahnung in einer starken Schwankung der Abweichungen zwischen gemessenen und berechneten Schallleistungspegeln über der Drehzahl. Während beispielsweise für die Drehzahl 3735 rpm die berechneten Pegel in den relevanten Bändern basierend auf gemessenen Anregungskräften sehr gut mit der Messung übereinstimmen, zeigen sich bei den restlichen Betriebspunkten etwas größere Abweichungen. Auffällig ist, dass die Pegel dabei von den Simcenter-Modellen (FEM, IBEM) tendenziell überschätzt werden, vom AVL-Modell (WBT) hingegen unterschätzt. Da die FEM- und IBEM-Modelle die Oberflächengeschwindigkeiten im Frequenzbereich ermitteln, sind jegliche Dämpfungseffekte auf die modalen Dämpfungen zurückzuführen. Die Überschätzung der Schallleistung in kritischen Bändern deutet darauf hin, dass die modale Dämpfung zu niedrig angenommen und dass durch den Zusammenbau des Gehäuses mit den Wellen die Dämpfung des Gesamtsystems etwas erhöht wird. Insgesamt scheint die verwendete gemessene modale Dämpfung dennoch in einem realistischen Bereich zu liegen. Beim AVL-Modell zeigt sich der mit der Frequenz stark zunehmende Einfluss der numerischen Dämpfung, das führt zu einer zunehmenden Unterschätzung der Pegel. Um derartige Verfälschungen zu vermeiden, sollten die Oberflächengeschwindigkeiten für die Akustikanalyse nicht durch Rücktransformation und anschließende FFT der MKS-Ergebnisse des Gehäuses berechnet werden, sondern in einer FRA, basierend auf den FFT-Spektren der MKS-Lagerkräfte.

Abweichungen bei der Berechnung der Schallleistung

Unter der Annahme einer korrekten Abbildung der Strukturschwingungen wird die Güte der akustischen Modelle bestimmt durch ihre Fähigkeit, den Abstrahlgrad $\sigma(f)$ bei der Berechnung der Schallleistung korrekt wiederzugeben. Da beim Betriebspunkt 3735 rpm mit gemessenen Anregungskräften eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung erreicht werden kann und sich der Abstrahlgrad bei den relevanten Frequenzen der anderen Betriebspunkte nicht gravierend ändern sollte, scheinen die Akustikmodelle eine hohe Güte aufzuweisen. Lediglich das IBEM-Modell überschätzt aus numerischen Gründen [110] die

Leistungspegel v.a. im 1,6 kHz-Band. Die Rechenkette mit den AVL-Tools zeigt insbesondere Probleme mit der Rücktransformation und anschließenden FFT der MKS-Ergebnisse des Gehäuses auf. Einerseits müssen Frequenzlinien ausgedünnt werden, um die Berechnungsdauer des WBT-Modells in einem akzeptablen Rahmen zu halten, andererseits werden die Geschwindigkeiten ungewollt numerisch gedämpft. Um die Anzahl der zu berechnenden Frequenzlinien zu minimieren, hat sich die Angabe der Frequenzen mit den höchsten Anregungsamplituden bewährt. Zwar werden dadurch ggf. in unteren Frequenzbereichen mit breitbandiger Anregung die Pegel z.T. etwas unterschätzt, jedoch schlägt sich dies nur minimal in den Gesamtpegeln nieder.

Werden nur die rechnungsbasierten Ergebnisse betrachtet, so stimmen die mit der FEM berechneten Schalleistungen, basierend auf den Lagerkräften des MKS-Modells mit empirischem Verformungsansatz im Verzahnungsmodell, am besten mit den Messdaten überein. Allerdings werden die Pegel bei der ersten ZEF der zweiten Stufe unterschätzt, sodass der Gesamtpegel je nach Betriebspunkt um ca. 4-6 dB zu niedrig ausfällt. Mit den PMO-basierten Verzahnungsmodellen werden die Pegel der Vielfachen der zweiten Stufe um bis zu 10 dB überschätzt, und nur deshalb liegen die Gesamtpegel näher an denjenigen der Messung. Die vielfältigen Gründe für die zu niedrigen Pegelwerte, basierend auf den MKS-Ergebnissen aus AVL EXCITE Power Unit, wurden oben bereits diskutiert. Entscheidend ist, dass die Berechnungsmethode der WBT nicht dafür verantwortlich ist. Sie sollte jedoch aufgrund der stark zunehmenden Rechenzeiten je Frequenz nur bis ca. 2,5 kHz eingesetzt werden.

Damit sind die Erkenntnisse aus dem Abgleich der Simulationsergebnisse mit den Messdaten ausführlich dokumentiert. Insbesondere die Ursachen für vorliegende Abweichungen sind ausführlich diskutiert und bewertet worden. Die umfassenden Untersuchungen tragen erheblich zum Fortschritt bei der Schalleistungsberechnung von PKW-Getrieben bei, da sowohl die zielführenden Vorgehensweisen als auch die zu berücksichtigenden Effekte klar herausgestellt werden. Im Folgenden werden die Arbeit nochmals zusammengefasst, die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf andere Getriebetypen diskutiert und ein Ausblick für zukünftige Entwicklungsmöglichkeiten der Schallabstrahlungsberechnung gegeben.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit trägt zur Verbesserung der Schalleistungsberechnung von Fahrzeuggetrieben bei, indem die Validität der hierfür notwendigen Modelle systematisch mit Hilfe umfangreicher Messdaten untersucht wird. Daraus können konkrete Vorgehensweisen zur Vermeidung von Fehlerquellen bei der rechnerischen Akustikanalyse abgeleitet werden, sodass bereits früh in der Entwicklungsphase aussagekräftige Ergebnisse generiert werden können. Diese sind eine wertvolle Basis für akustische Optimierungen, um zunehmenden Komfort- und Immissionschutzansprüchen gerecht zu werden.

Die Validierung wird für die gesamte Schallentstehung betrachtet und baut dabei auf den Vorgehensweisen, den Methoden und den Erkenntnissen aus den Arbeiten von Graf [52], Neher [110] und Falkenberger [36] auf. Es wird auf die bewährte Bottom-Up Strategie zurückgegriffen, zunächst Einzelteile und -systeme und anschließend (Unter-) Baugruppen zu betrachten. Hierbei werden wesentliche Erweiterungen der experimentellen und rechnerischen Analysen vor allem im Bereich der Schwingungsanregung sowie der Betrachtung des Getriebes im Betriebszustand erzielt.

Die Arbeit ist in vier Hauptabschnitte unterteilt. Dabei werden hier die Erkenntnisse der Abschnitte 5, 6 und 7 nicht explizit getrennt betrachtet. In Kapitel 4 wird die Weiterentwicklung des von Falkenberger [36] übernommenen Getriebepfandstands beschrieben. Die Erweiterung des Prüfgetriebes auf zwei Stufen in Vorgelegebauweise in Anlehnung an den dritten Gang des Originalgetriebes ZF S6-53D, dessen Gehäuse verwendet wird, lässt realitätsnahe Untersuchungen zu. Durch die Entkopplung des Gehäuses von Störeinflüssen wird die Qualität der Messergebnisse gesteigert. Dies geschieht zum einen durch eine überwiegend lineare und dennoch vergleichsweise weiche Lagerung mit Aluminium-Hohlstäben sowie eine Einspritzschmierung über entkoppelte Rohrleitungen. Die weitaus bedeutendste Erweiterung stellt die Überarbeitung der Lagerkraftmessung mittels entsprechender Messeinrichtungen (LKME) dar. Zum einen werden die Masse und der Bauraum der in [36] vorgestellten, auf Piezosensoren basierenden LKME, deutlich verkleinert (Volumen -14 %). Zum anderen wird eine LKME basierend auf DMS komplett neu entwickelt. Die an Stegen zwischen zwei Ringen angebrachten DMS erlauben es, nicht nur dynamische, sondern auch statische Lagerkräfte im Betrieb unabhängig

in drei Richtungen zu messen. Zudem besticht diese Lösung durch ihre Kompaktheit und durch Kostenvorteile gegenüber der Piezo-Variante. Es wird damit erstmalig eine nahezu vollumfängliche Erfassung der Gehäuseanregung im Betrieb an den Festlagern ermöglicht. Um die Anregungen durch den Prüfstand infolge von Ausrichtfehlern etc. zu verkleinern, werden zudem längere Verbindungswellen und gut dämpfende Kupplungen eingesetzt. Auch akustisch werden wichtige Optimierungen durchgeführt. So werden der Schaltschrank aus dem Prüfraum entfernt und die Asynchronmaschinen durch wassergekühlte, permanenterregte Synchronmaschinen ersetzt. Diese zeichnen sich durch eine hohe Drehzahlstabilität aus und werden akustisch mit speziell angefertigten Schallschutzhauben isoliert. Dadurch wird der Fremdgeräuschpegel so weit reduziert, dass er bei der Schallleistungsmessung nach DIN EN ISO 3743-1 [99] nicht berücksichtigt werden muss. Damit wird das Ziel, einen geeigneten Prüfstand für die möglichst vollumfängliche und realistische Validierung der Schallentstehung in Fahrzeuggetrieben zu realisieren, klar erfüllt.

Für die rechnerischen Untersuchungen der Schallabstrahlung des Prüfgetriebes werden zwei gängige Berechnungsketten, basierend auf MKS-Analysen, betrachtet; dies ist Inhalt des Kapitels 5. Sie unterscheiden sich bei der Verknüpfung der MKS mit der Akustikanalyse. Die eingesetzten kommerziellen Tools sind AVL EXCITE und Siemens Simcenter. In den AVL-Tools werden die Oberflächengeschwindigkeiten für die Akustikanalyse durch Rücktransformation der zeitbasierten Ergebnisse eines modal reduzierten Gehäusemodells und anschließender FFT gewonnen. Die Akustikanalyse mit den Siemens Simcenter-Tools hingegen verwendet einen vibro-akustischen Ansatz, bei dem die mit der MKS berechneten Lagerkräfte ein gekoppeltes Struktur-Luft-Modell anregen. Beide Tools können bei Bedarf auch in den „klassischen“ Ansatz bestehend aus MKS-Rechnung, Frequency Response Analysis (FRA) und anschließender Akustikanalyse (vgl. [36, 110]) eingebunden werden. Dessen ungeachtet sind alle Ansätze auf eine korrekte Berechnung der Anregung angewiesen. Dies betrifft insbesondere die in dieser Arbeit verwendeten nichtlinearen Lager- und Verzahnungsmodelle sowie die Strukturmodelle der Wellen.

Bei den analytischen Lagermodellen stellt insbesondere die oftmals fehlende Kenntnis der Lagerinnengeometrie ein zu lösendes Problem dar. Für die Schrägkugellager werden mit den Gleichungen zur statischen

Tragzahl aus DIN ISO 76 [105] grafisch geeignete Werte für die Schmiegun- gen am Innen- und Außenring ermittelt. Dazu ist zusätzlich zu gängi- gen Katalogdaten die Ermittlung der Wälzlagerzahl sowie des Wälzkreis- und Teilkreisdurchmessers notwendig. Ein Abgleich mit den recht ge- nauen, kennfeldbasierten BEARINX-MAP-Modellen des Lagerherstellers zeigt, dass sich damit bereits eine sehr gute Parametrisierung der analy- tischen Lagermodelle erreichen lässt. Jedoch hat die Schmiegun- gen einen recht großen Einfluss auf die Vorspannkraft der Lager, sodass sich die La- germodelle nach dem Abgleich durch kleine Anpassungen der gefunde- nen Schmiegun- genwerte nochmals etwas verbessern lassen. Bei der Er- mittlung der effektiven Wälzkörperlänge für das Zylinderrollenlager- Modell ist das von Breuer [17] vorgeschlagene Verfahren auf Basis der Normen zu den statischen und dynamischen Tragzahlen hier nicht ziel- führend. Als wesentlicher Grund hierfür wird die meist unbekannteste Pro- filierung der Wälzkörper angesehen. Zwar kann mit den Gleichungen aus [105] eine effektive Wälzkörperlänge ermittelt werden, jedoch führt diese zu einem zu steifen Verhalten der Lagermodelle. Es erweist sich da- her als zweckmäßiger, die analytischen Lagermodelle an das BEARINX- MAP-Modell anzugleichen. Dabei zeigt sich, dass dies in Simcenter 3D Mo- tion am besten gelingt, wenn zusätzlich eine Wälzkörperprofilierung z.B. nach ISO 16281 [97] berücksichtigt wird. Dies gilt auch für das Nadella- ger, dessen Geometriedaten ausreichend genau mit Katalogdaten und Normen bestimmt werden können. Insgesamt gesehen kann eine Para- metrisierung der nichtlinearen analytischen Lagermodelle basierend auf Normen und Katalogdaten erfolgen, jedoch sollten wenn möglich kenn- feldbasierte Modelle von Lagerherstellern zur Verifizierung und Feinjus- tierung verwendet werden.

Der isolierten Betrachtung der Lagermodelle schließt sich die Untersu- chung der Verzahnungsmodelle an. Diese unterscheiden sich vorwiegend bei der Beschreibung der Verformung des Radkörpers und der Zähne. Während in AVL EXCITE Power Unit ein analytischer Ansatz nach Weber/Banaschek [165] verwendet wird, kommen in Simcenter 3D Mo- tion analytisch-empirische und analytisch-numerische Ansätze zum Ein- satz. Der empirische Ansatz stützt sich auf die FE-basierten Verformungs- untersuchungen von Vedmar [6, 162], dagegen werden beim numerischen Ansatz parametrische Modellordnungs-Reduktionsverfah- ren (PMO) zur Abbildung der Verzahnungsverformung eingesetzt [21– 23]. Diese Modelle werden erstmalig in der Literatur gemeinsam vergli-

chen, hier mittels des statischen Drehwegfehlers (SDF) der isolierten Modelle der beiden Verzahnungsstufen. Ein weiteres Novum stellt dabei die zusätzliche Berücksichtigung real gemessener Flankentopologien dar, siehe Kapitel 6.1.2. Da die Simcenter-Modelle nur eine rechte und linke Flankentopologie je Zahnrad zulassen, wird die mögliche Streubreite abgebildet durch die Berücksichtigung der Flanken mit der minimalen und der maximalen Standardabweichung sowie der gemittelten und der glatten Flanke. In der AVL-Software hingegen werden alle Flankentopologien individuell berücksichtigt, zusätzlich zur glatten Flanke. Aus der Analyse des SDF der Modelle als Maß für das Anregungsverhalten können bereits folgende Erkenntnisse abgeleitet werden:

- Wird keine Flankentopologie angegeben, so ist zu erwarten, dass die Verzahnungsmodelle eine zu geringe Anregung erzeugen, insbesondere bei den Vielfachen der ZEF.
- Bei der Scheiben-Diskretisierung sollte eine ausreichende Scheibenzahl (hier mindestens 15) vorgegeben werden, insbesondere wenn Flankentopologien berücksichtigt werden.
- Das empirische Modell weist bei den ZEF die größten Amplituden auf, gefolgt vom analytischen Weber/Banaschek – Modell und dem analytisch-numerischen Modell. Letzteres reagiert jedoch bei den Vielfachen der ZEF z.T. mit Überhöhungen.

Das Schwingungsverhalten der Getriebewellen mit montierten Zahnradern wird rechnerisch und experimentell untersucht. Dabei zeigt sich über einen weiten Frequenzbereich bis 12 kHz eine sehr gute Übereinstimmung bei den gemittelten Summen-Übertragungsfunktionen (ÜF) mit einer Korrelation zwischen Messung und Rechnung von über 96 %. Die MAC-Werte hingegen weisen z.T. Einbrüche auf. Hierfür sind eindeutig die Ungenauigkeiten bei der EMA verantwortlich, da der PolyMAX-Algorithmus die rotationssymmetrischen Modenpaare mit nahezu identischer Eigenfrequenz oftmals nicht korrekt trennen kann. Dennoch kann mithilfe der MAC-Korrelation festgestellt werden, dass die fixe axiale Kopplung der Stirnflächen der Zahnradern mit der entsprechenden Wellenschulter in den FE-Modellen nur dann erfolgen sollte, wenn die Räder relativ außermittig sitzen. Zusätzlich können die modalen Dämpfungen bis 12 kHz bestimmt werden. Mit diesen Untersuchungen wird der hohe Stellenwert der EMA für die Optimierung der Strukturmodelle der Wellen anschaulich herausgestellt. Insgesamt zeigen die durchgeführten Untersuchungen, dass die Weiterleitung der Verzahnungsanregung durch die

Wellen in den Modellen sehr gut abgebildet wird, und zwar für einen sehr weiten Frequenzbereich.

Ähnliche Untersuchungen werden auch für die Einzelteile des Getriebegehäuses durchgeführt. Die von Graf [52] eingeführte Methode, FE-Modelle mittels Streifenlichtprojektion bzw. 3D-Scan zu generieren, wird aufgegriffen und erweitert. Einerseits werden die STL-Daten der realen Geometrie nicht mehr direkt verwendet, sondern um CAD-basierte Netze mittels „Morphing“ an die Realgeometrie anzupassen. Dadurch bleiben die Element- und Knotenanzahl gleich, sodass Diskretisierungseffekte ausgeschlossen werden können. Andererseits wird der betrachtete Frequenzbereich deutlich erweitert hin zu 7,5 kHz. Während beim Getriebe- deckel die MAC-Werte und die Korrelation der Summen-ÜF eine leichte Verbesserung der Modellqualität durch das Morphing aufzeigen, lässt sich dies bei der Getriebeglocke nicht über den gesamten Frequenzbereich nachweisen. Verbesserungen sind vor allem bei Moden mit ähnlichen Eigenformen und geringen Frequenzabständen erzielbar. Insgesamt gesehen lassen sich jedoch auch mit CAD-basierten Daten vergleichsweise gute mittlere MAC-Werte (Glocke 69 %, Deckel 82 %) und Korrelationen der Summen-ÜF (Glocke 96 %, Deckel 77 %) erzielen, trotz der komplexen Gehäusegeometrie.

Bei den Untersuchungen der Unterbaugruppen und der Gesamtbau- gruppe des Gehäuses werden zusätzlich zur Realgeometrie noch weitere Aspekte berücksichtigt. Für die Kopplung der Gehäusemodelle wird das von Neher [110] verwendete Schraubenmodell angepasst. Anstelle von kreisförmigen Koppelbereichen werden die FE-Netze basierend auf den Ergebnissen nichtlinearer Kontaktanalysen verbunden. Dies erscheint physikalisch plausibler, insbesondere da die Ergebnisse der Kontaktana- lyse durch Messungen mit Druckfolien gut validiert werden konnten. Al- ternativ wird geprüft, wie sich die Kopplung der gesamten Flanschfläche sowie die leicht unterschiedlichen Kontaktformulierungen in den Solvern Simcenter Nastran und OptiStruct auf die modalen Modelle auswirken. Zunächst werden nur die rechnerischen Moden untereinander vergli- chen. Hieraus wird ersichtlich, dass sich die Eigenformen bei der Gesamt- baugruppe durch alle genannten Faktoren ab ca. 3 kHz stark beeinflussen lassen, das äußert sich entsprechend in abnehmenden MAC-Werten. Der Vergleich der Summen-ÜF und der ERP-Verläufe (ERP: equivalent radiat- ed power) zeigt hingegen nur geringfügige Unterschiede. Dieser Gegen- satz lässt sich dadurch erklären, dass sich die Schwingungsmuster etwas verschieben und / oder anders zwischen benachbarten Moden aufteilen,

sich in Summe aber kaum etwas am gesamten Schwingungs- und Abstrahlverhalten ändert. Um diese Erkenntnis weiter zu untermauern, wird der Abgleich mit gemessenen Eigenformen und ÜF herangezogen. Für die Gehäuse-Gesamtbaugruppe werden als Referenz zwei EMAs durchgeführt, mit und ohne Papierdichtung zwischen den Gehäuseteilen. Hier zeigt sich ein ähnliches Bild wie beim Vergleich der Simulationsvarianten, die MAC-Werte brechen ab ca. 3 kHz ein, die Summen-ÜF hingegen weichen nur marginal voneinander ab. Die Dämpfung erhöht sich jedoch durch die Papierdichtung im Mittel um ca. 18 %. Bei den Modellvarianten der Gesamtbaugruppe sind sowohl die MAC-Werte als auch die Korrelationen der gemittelten Summen-ÜF beim Abgleich mit den Messdaten, die mit Dichtung gewonnen wurden, etwas höher als bei denjenigen ohne Dichtung. Jedoch zeigt sich bei allen Vergleichen ein ähnliches Bild mit ab ca. 3 kHz einbrechenden MAC-Werten und vergleichsweise gut korrelierenden Summen-ÜF. Daraus lässt sich schließen, dass weder die geometrischen Abweichungen noch die Kontaktformulierung allein die Unterschiede zwischen Messung und Rechnung erklären können. Die mittleren MAC-Werte liegen im Frequenzbereich bis 7,5 kHz bei etwa 35 %, dagegen erreichen die gemittelten Summen-ÜF Korrelationswerte von 85 %. Zusammenfassend kann also festgehalten werden, dass der MAC-Wert nicht als einziges Vergleichskriterium herangezogen werden sollte, und dass CAD-basierte Gehäusemodelle bis ca. 3 kHz sehr realistische Summen-ÜF aufweisen, und diese bis 7,5 kHz immerhin plausible Größenordnungen annehmen. Die Abweichungen des berechneten vom gemessenen modalen Modell sind dabei auch sehr stark von der jeweiligen Eigenfrequenz abhängig und lassen sich nur schwer pauschal beurteilen.

Da von Seiten der Gehäusemodelle eher geringe Unterschiede bei der Schallabstrahlung zu erwarten sind, werden die MKS-Gesamtmodelle des Prüfstands mit CAD-basierten Daten erzeugt. Variiert werden in der MKS daher vor allem für die Anregung relevante Elemente: das Verzahnungsmodell, die Berücksichtigung der Flankentopologie sowie die Verzahnungsdämpfung. Betrachtet werden vier konstante Betriebspunkte, die anhand von Messungen ausgewählt wurden, sowie Hochläufe von 200 bis 4000 rpm an der Eingangswelle. Dabei werden sowohl messtechnisch als auch rechnerisch die Lagerkräfte und die Oberflächengeschwindigkeiten erfasst und verglichen. Die Messungen weisen generell eine gute Reproduzierbarkeit auf, die sich allenfalls in Bändern mit starker Anregung oder hohen Schwingungsamplituden etwas verschlechtert. Dies ist aber

nicht auf die Sensoren zurückzuführen, sondern auf die erhöhte Sensitivität des Gesamtsystems gegenüber kleinen Störungen in der Nähe von Resonanzen. Damit wird die hervorragende Eignung der neu entwickelten LKME basierend auf DMS für die dynamische Lagerkraftmessung belegt.

Der Vergleich der MKS-Ergebnisse zeigt deutlich, dass die Vernachlässigung der Flankentopologie mit allen Verzahnungsmodellen zu teils deutlich niedrigeren Lagerkraft- und Beschleunigungsamplituden führt. Damit werden die aus der Betrachtung des Statischen Drehwegfehlers abgeleiteten Anregungstendenzen auch im dynamischen Fall im Gesamtmodell bestätigt. Ein in dieser Form erstmalig in der Literatur dokumentierter Abgleich mit den Messdaten bestätigt, dass die Anregung von den Verzahnungsmodellen deutlich besser abgebildet wird, wenn bei den Simcenter-Modellen die gemittelten Flankentopologien und beim AVL-Modell alle Flankentopologien verwendet werden. Letzteres zeigt sich gegenüber der Zuweisung einer Topologie für alle Flanken eines Zahnrads besonders in den Terzbändern abseits der ZEF als vorteilhaft und wird erstmalig messtechnisch nachgewiesen. Das Weber/Banaschek-Verzahnungsmodell in AVL scheint besonders die Anregung bei den Vielfachen der ZEF zu unterschätzen, während das analytisch-numerische Modell (basierend auf der PMO) diese tendenziell überschätzt. Letzteres weist daher keinen wesentlichen Vorteil gegenüber dem rechnerisch weniger aufwendigem analytisch-empirischen Verzahnungsmodell auf. Der Einfluss der Verzahnungsdämpfung erweist sich als vergleichsweise gering, sodass vereinfachte Ansätze wie z.B. nach Cai [19] als ausreichend angesehen werden - sofern nicht ohnehin schon ein auf einfach zu bestimmenden Daten basierender Dämpfungsansatz hinterlegt ist, wie z.B. in AVL EXCITE Power Unit. Insgesamt zeigt sich, dass die Übereinstimmung zwischen gemessenen und berechneten Lagerkräften sehr stark von der Drehzahl abhängt und dass diese für die erste Stufe besser von der Simulation abgebildet werden können als für die Zweite. Die Ursachen dafür sind nicht vollständig aufzuklären, jedoch weisen die Messdaten auf in der Berechnung unberücksichtigte Einflüsse des Prüfstandes, der Wärmedehnung des Gehäuses sowie toleranz- und lastbedingter Fluchtungsfehler hin. Schließlich wird die Anregung für die erste Stufe sehr gut abgebildet. Da sich weder die Lagerung noch die Verzahnung der beiden Stufen stark unterscheiden, erscheint es nicht plausibel, die Abweichungen der zweiten Stufe allein den Lager- und Verzahnungsmodellen anzulasten.

Zur Validierung des Betriebsschwingungsverhaltens werden die Betriebsmodalanalyse (OMA) und die Ordnungsbasierte Modalanalyse (OBMA) eingesetzt. Diese lassen sich basierend auf Oberflächenbeschleunigungen und der Drehzahl (nur OBMA) durchführen und stellen damit eine für die Praxis attraktive Vorgehensweise dar. Da die Annahmen zur Schwingungsanregung im Falle von Getrieben jedoch verletzt werden und nicht alle Moden über die Lagerstellen anregen lassen, kann nicht die gleiche Qualität wie bei einer klassischen EMA erreicht werden. Zur gegenseitigen Plausibilisierung erscheint es daher sinnvoll, beide Methoden anzuwenden. Die mit den MKS-Modellen berechneten Beschleunigungen werden ebenfalls in einer OBMA ausgewertet und die ermittelten Moden mit den gemessenen verglichen. Dieser in diesem Umfang erstmalig dokumentierte Abgleich legt offen, dass die simulationsbasierten Betriebsschwingungsmoden z.T. deutlich stärker gedämpft sind als die gemessenen und weist damit den Einfluss der numerischen Dämpfung nach. Diese tritt besonders bei BDF-Solvern der Ordnung zwei auf [4], dieser Typ wird bei den AVL-Modellen verwendet.

Die Analyse der Schalleistung führt die obigen Erkenntnisse zusammen. Mit dem Vergleichsverfahren nach DIN EN ISO 3743-1 [99] werden für vier repräsentative Betriebspunkte Terzbandspektren mit ausreichender Reproduzierbarkeit ermittelt. Simulationsseitig kann gezeigt werden, dass die FEM, die IBEM und die WBT bei gleichen Randbedingungen sehr ähnliche Ergebnisse liefern ($\Delta L_W < 1$ dB). In der vibro-akustischen Formulierung erzeugt die IBEM jedoch Überhöhungen in einzelnen Terzbändern, dies kann umgangen werden, wenn die Berechnung aufgeteilt wird in eine FRA mit anschließender Akustikanalyse. Zudem kann der Rechenzeitvorteil der akustischen FEM deutlich herausgestellt werden, hauptsächlich begründet durch eine hervorragende Parallelisierbarkeit sowie die Möglichkeit, die Elementordnung an die Wellenlänge zu adaptieren. Die auf MKS-Ergebnissen basierenden Schalleistungsberechnungen resultieren tendenziell in zu niedrigen Gesamtpegeln in den relevanten Bändern, besonders bei der ersten ZEF der zweiten Stufe. Wie die Akustiksimulationen basierend auf gemessenen Lagerkräften zeigen, sind dafür die Unterschätzung der Kraftamplituden der ZEF der zweiten Stufe sowie die Strukturmodelle des Gehäuses verantwortlich. In der Berechnungskette mit den AVL-Tools kommen dazu ab ca. 2-3 kHz noch die Effekte der numerischen Dämpfung sowie der Ausdünnung der Frequenzlinien nach der Rücktransformation der Oberflächengeschwindigkeiten

hinzu. Trotzdem zeigt sich hier insbesondere in den Terzbändern zwischen den ersten ZEF sowie unterhalb der ZEF der zweiten Stufe ein deutlicher Vorteil der Berücksichtigung aller Flankentopologien gegenüber nur einer für das gesamte Zahnrad. Bemerkenswert ist zudem die Ergebnisqualität beim lautesten Betriebspunkt bei 3735 rpm. Für die mit der akustischen FEM berechneten Schallleistungspegel basierend auf den MKS-Ergebnissen mit dem PMO-Verzahnungsmodell (analytisch-numerisch) wird eine Abweichung des Gesamtpegels von 0,17 dB vom gemessenen Mittelwert erreicht. Auch die Terzbandverläufe stimmen für die relevanten Bänder sehr gut überein. Insgesamt wird gezeigt, dass die beste Ergebnisgüte zu erwarten ist, wenn:

- Flankentopologien (idealerweise alle) in den Verzahnungsmodellen berücksichtigt werden.
- Gemessene modale Dämpfungen verwendet werden.
- Die Oberflächengeschwindigkeiten für das IBEM- und das WBT-Modell mit einer FRA berechnet werden.
- Ein wesentlicher Teil der in der Schallanalyse zu berechnenden Frequenzen über die Peaks der FFT-Spektren der Lagerkräfte bestimmt wird.

Diese Erkenntnisse wurden in der hier vorgestellten Deutlichkeit bisher noch nicht in der Literatur dokumentiert. Insbesondere die neu entwickelte kompakte Lagerkraftmessung ermöglicht es, experimentelle Vergleichsdaten für ein realistisches Getriebe erstmalig für die gesamte Schallentstehung zu erfassen. Dadurch können zahlreiche Detailfragen, die bei der rechnerischen Analyse des akustischen Verhaltens von PKW-Getrieben auftreten, beantwortet und damit der Stand des Wissens signifikant erweitert werden.

Ausblick

Basierend auf den Erkenntnissen dieser Arbeit wird in einigen Punkten noch Verbesserungspotenzial gesehen. So liegen beispielsweise die Flankentopologien zu frühen Entwicklungszeitpunkten noch nicht vor, jedoch sind die Verzahnungsqualität und die Toleranzfelder meist bekannt. Diese könnten genutzt werden, um „künstliche“ Flankentopologien, welche die Fertigungsabweichungen realistisch abbilden, zu erzeugen und damit beispielsweise die Robustheit einer akustisch optimierten Verzahnungsauslegung zu überprüfen. Da jede Abweichung von der idealen Flankentopologie dazu führt, dass der Drehwegfehler steigt, sind selbst

mit künstlich generierten Flankentopologien realistischere Ergebnisse zu erwarten als mit glatten Flanken.

Doch auch beim Strukturmodell der Gehäusebaugruppe sind Verbesserungen denkbar. Wie in dieser Arbeit aufgezeigt wird, ist die Modellqualität auf Einzelteilebene sehr gut. Sie nimmt bei der linearen Beschreibung ab, je mehr Teile verschraubt werden. Ein wesentlicher Grund dafür dürfte die zunehmende Nichtlinearität sein. Die MKS hingegen kann Nichtlinearitäten prinzipiell sehr gut abbilden. Daher wäre es zweckmäßig, zu überprüfen, ob sich durch die nichtlineare Abbildung von Schraubverbindungen zwischen flexiblen Einzelteilen des Gehäuses im MKS-Modell eine Verbesserung erzielen lässt. Für einen sinnvollen Einsatz müssten dazu jedoch die Kontakte zwischen modal reduzierten Körpern in der MKS recheneffizienter abgebildet werden. Weiterhin ist zu prüfen, ob sich Fertigungs- und Montagetoleranzen des Gehäuses, die zu Fluchtungsfehlern führen, in den MKS-Modellen gut abbilden lassen. Für die Validierung wäre hierfür jedoch ein Prüfstand mit genau mess- und einstellbaren Fehlstellungen notwendig. Ein weiterer Optimierungspunkt ist die Verknüpfung zwischen der MKS und der Akustikanalyse. Da letztere bisher im Frequenzbereich erfolgt und damit stationäre Bedingungen voraussetzt, werden instationäre Vorgänge wie z.B. Hochläufe mittels Interpolation zwischen Ergebnissen bei konstanten Bedingungen abgebildet. Zudem kann die Akustikanalyse bisher erst im Anschluss an die MKS erfolgen. Daher würde die Entwicklung einer effizienten zeitbasierten Akustiksimulation, die parallel zur MKS läuft, die Möglichkeiten bei der akustischen Analyse nicht nur von Getrieben erheblich erweitern. Zu beachten wäre dabei jedoch der Effekt der numerischen Dämpfung, da diese, abhängig von der Charakteristik des eingesetzten Solvers, in den rücktransformierten Oberflächengeschwindigkeiten enthalten ist. Die ersten von Schneider [140] durchgeführten Untersuchungen bezüglich einer zeitabhängigen Formulierung der BEM sind in diesem Zusammenhang sehr vielversprechend.

Im Anbetracht der derzeit ablaufenden Entwicklungen im Bereich der Mobilität steht letztlich auch die Frage der Übertragbarkeit der Ergebnisse im Raum. Insbesondere die E-Mobilität führt im Getriebebereich zu einigen Veränderungen und stellt aufgrund des fehlenden Maskierungseffekts des Verbrennungsmotors hohe Anforderungen an das akustische Verhalten. So werden meist nur ein bis zwei Gänge benötigt bei gleichzeitig sehr hohen Eingangsdrehzahlen, die deutlich über 10000 rpm liegen

können. Dadurch erhöhen sich die ZEF deutlich und somit auch der zu betrachtende Frequenzbereich. Grundsätzlich lässt sich dies aber auch mit den in dieser Arbeit verwendeten Modellierungsansätzen mit gewissen Anpassungen darstellen. So wäre es zu empfehlen, die Massenkräfte der Wälzkörper in den Lagermodellen mit zu berücksichtigen. Die Vernetzung der FE-Modelle müsste aufgrund des größeren Frequenzbereichs feiner werden, insbesondere an der abstrahlenden Oberfläche. Da die Gehäusebauformen tendenziell deutlich kompakter werden als z.B. diejenigen manueller Schaltgetriebe, dürfte sich jedoch die Knotenzahl an der Oberfläche nicht drastisch erhöhen. Für die akustische Analyse in einem großen Frequenzbereich erscheint, basierend auf den Erkenntnissen dieser Arbeit, die FEM als am besten geeignet. Da die Getriebe in aller Regel direkt an die E-Motoren angeflanscht werden, sollte eine gemeinsame Modellierung in der MKS erfolgen. Dies ist mit den derzeit verfügbaren Tools sehr gut möglich. Aus Platzgründen werden für E-Antriebe oftmals Planetengetriebe verwendet. Hier ist zu beachten, dass diese nicht von allen Verzahnungsmodellen unterstützt werden, dies betrifft hier das analytisch-empirische Verzahnungsmodell in Simcenter 3D Motion. Oftmals werden die kompakten Getriebe mit gekühlt, sodass bei der modalen Reduktion ggf. die Auswirkung der Flüssigkeit auf das Schwingungsverhalten berücksichtigt werden muss. Dies ist mit den gängigen FE-Tools möglich. Die Validierung hingegen könnte aufgrund des höheren Frequenzbereichs aufwendiger werden, da sich mit dem Modalhammer sehr hohe Frequenzen kaum anregen lassen. EMAs mit Shaker-Anregung sind zwar aufwendiger, jedoch grundsätzlich gut durchführbar. Unter Berücksichtigung der genannten Aspekte können also auch andere Getriebetypen mit den in dieser Arbeit vorgestellten rechnerischen Methoden schwingungstechnisch und akustisch gut untersucht werden.

Insgesamt wird mit der in dieser Arbeit durchgeführten Validierung der Schalleistungsberechnung bei PKW-Getrieben unter Einbezug der Körperschallanregung im Betrieb der Wissensstand deutlich erweitert. Sowohl auf experimenteller als auch auf rechnerischer Seite können entscheidende Fortschritte bei der akustischen Analyse von Zahnradgetrieben erzielt werden.

9 Anhang

4. A Anhang zu Kapitel 4

4.1.1 Aufbau des Prüfstandes

Relevante Kenndaten der elektrischen Antriebe.

Polpaarzahl	2	Bemessungsmoment	121 Nm
Nenn Drehzahl	4800 rpm	Nennleistung	61 kW
Maximale Drehzahl	5400 rpm	Umrichter	SEW MDX 60A

4.1.2 Das Prüfgetriebe und dessen Komponenten

Geometrische Kenndaten der Zahnräder.

	Stirnradstufe 1	Stirnradstufe 2
Zähnezahl Ritzel / Rad	28 / 43	33 / 38
Übersetzung	-1.5357	-1.1515
Schrägung Ritzel / Rad	links / rechts	rechts / links
Profilverschiebung Ritzel / Rad	-0,0054 / 0,2314	0 / 0,2259
Breite Ritzel / Rad	22 mm / 20 mm	
Modul	2,5 mm	
Schrägungswinkel	20 °	
Bezugsprofil	ISO 53	
Verzahnungsqualität	7 d 26	
Toleranzfeld	DIN 3967	
Achsabstand	95 js7	

Im Prüfgetriebe verbaute Wälzlager.

Festlager Wellen (in LKMEs)	FAG Spindellagerpaar B71907-E-T-P4S-DUM
Loslager Zwischenwelle	FAG Zylinderrollenlager N204-E-XL-TVP2
Loslager Welle-in-Welle-Lagerung	FAG Nadellager K28X35X16

5. A Anhang zu Kapitel 5

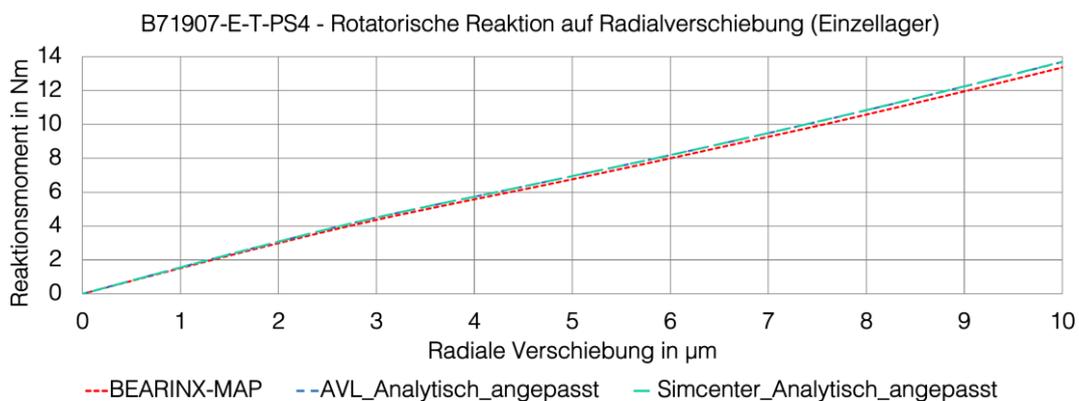
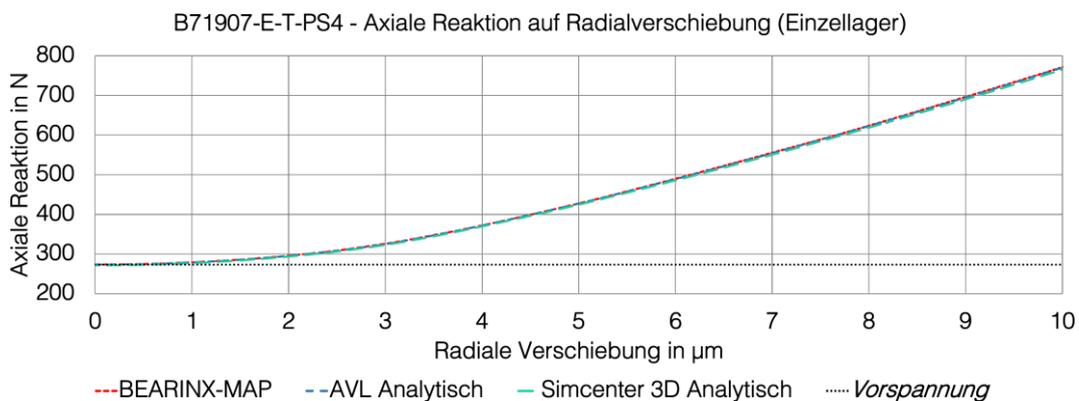
5.1.1 Ermittlung der Lagergeometrie

Eingangsgrößen für die Abschätzung der Lagerinnengeometrie B71907.

Bezeichnung nach DIN ISO 76 [101]	Werte für B71907-E-T-P4S
Statische radiale Tragzahl C_{0r}	6500 N (Katalog)
Berührungswinkel α	25° (Katalog)
Wälzkörperanzahl Z	20 (gezählt)
Wälzkörperdurchmesser D_W	5.55 mm (gemessen)
Teilkreisdurchmesser D_{PW}	47 mm (gemessen)

5.1.2 Statisches Verformungsverhalten der Wälzlagermodelle

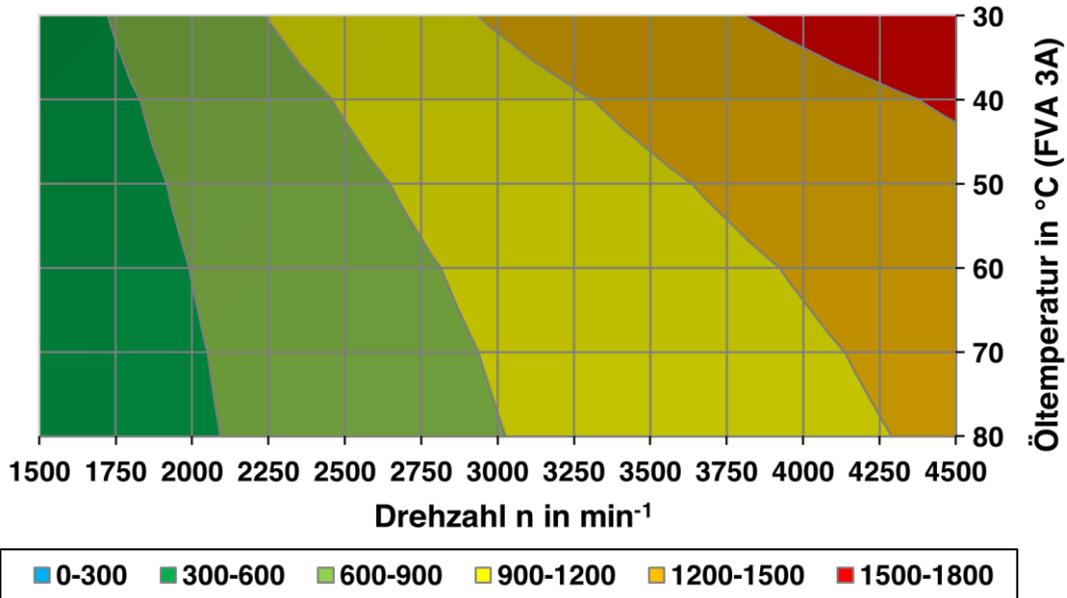
Gekoppeltes Verformungsverhalten des B71907-E-T-P4S Einzellagers bei radialer Belastung.



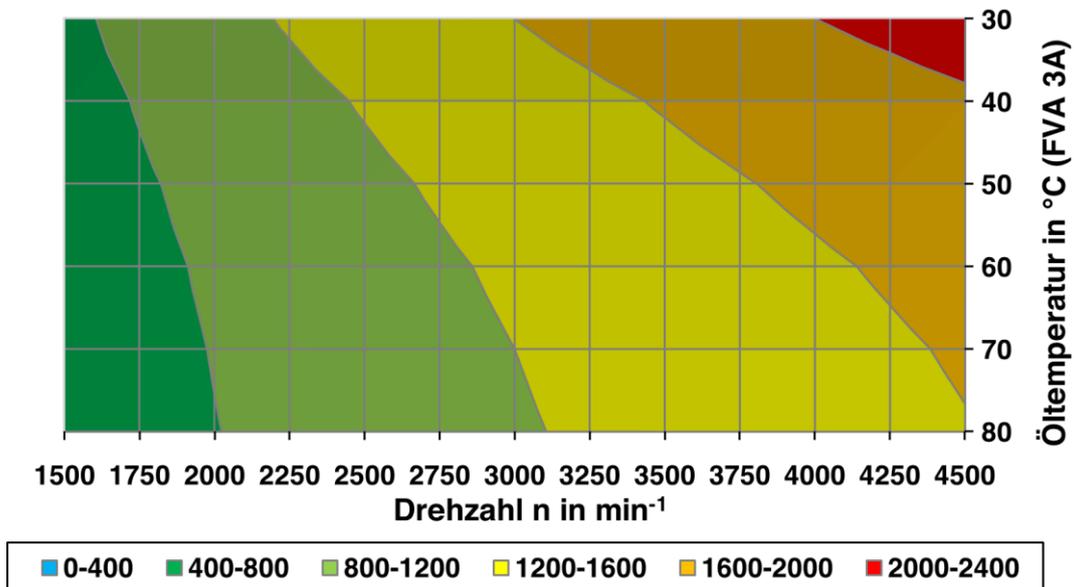
5.2.3 Annahmen zur Verzahnungsdämpfung

Drehzahlabhängige Kennfelder der viskosen Verzahnungsdämpfung, berechnet nach Gerber [48].

Viskose Dämpfung in kg/s als Funktion von n und T - Stufe 1

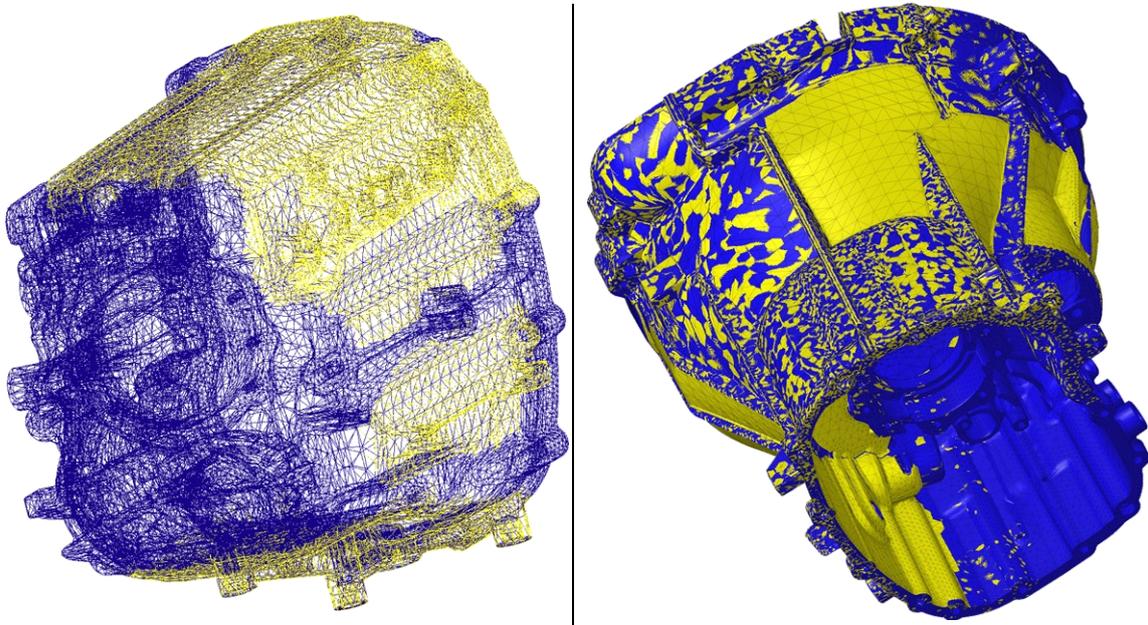


Viskose Dämpfung in kg/s als Funktion von n und T - Stufe 2



5.3.2 Rechnerische Analyse der Einzelteile

FE-Netze des Getriebedeckels (links) und der Getriebeglocke (rechts) gemorph mit Hilfe von 3D-Scans (gelb) / CAD-basiert (blau).



5.3.3 Rechnerische Analysen auf Baugruppenebene

Berechnung der Schraubenvorspannkraft gemäß [174].

$$F_{\text{Vorsp}} = M_{\text{Anzieh}} \cdot \left[\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi + \tan^{-1}(1,155 \cdot \mu_G)) + \mu_K \cdot \frac{d_w + d_h}{4} \right]^{-1}$$

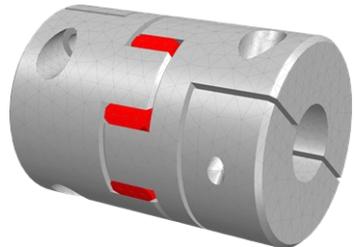
- Anziehungsmoment $M_{\text{Anzieh}} = 23 \text{ Nm}$
- Gewindeflankendurchmesser $d_2 = 7,188 \text{ mm}$
- Gewindesteigungswinkel $\varphi = 3,17^\circ$
- geschätzter Gewindereibwert $\mu_G = 0,1$
- geschätzter Reibwert der Kopfunterlage $\mu_K = 0,12$
- Auflage- und Lochdurchmesser $d_w = 16,7 \text{ mm} / d_h = 9,8 \text{ mm}$

Damit ergibt sich eine Schraubenvorspannkraft von $F_{\text{Vorsp}} = 16,28 \text{ kN}$.

5.5 Modellierung des Antriebsstrangs in der Mehrkörpersimulation

Diagonalwerte der Steifigkeits- und Dämpfungsmatrizen KTR Rotex GS 38 AL H Kupplungen (Steifigkeiten bestimmt mit FE-Analysen).

- Mit Zahnkranz Elastomer der Härte 98 ShA

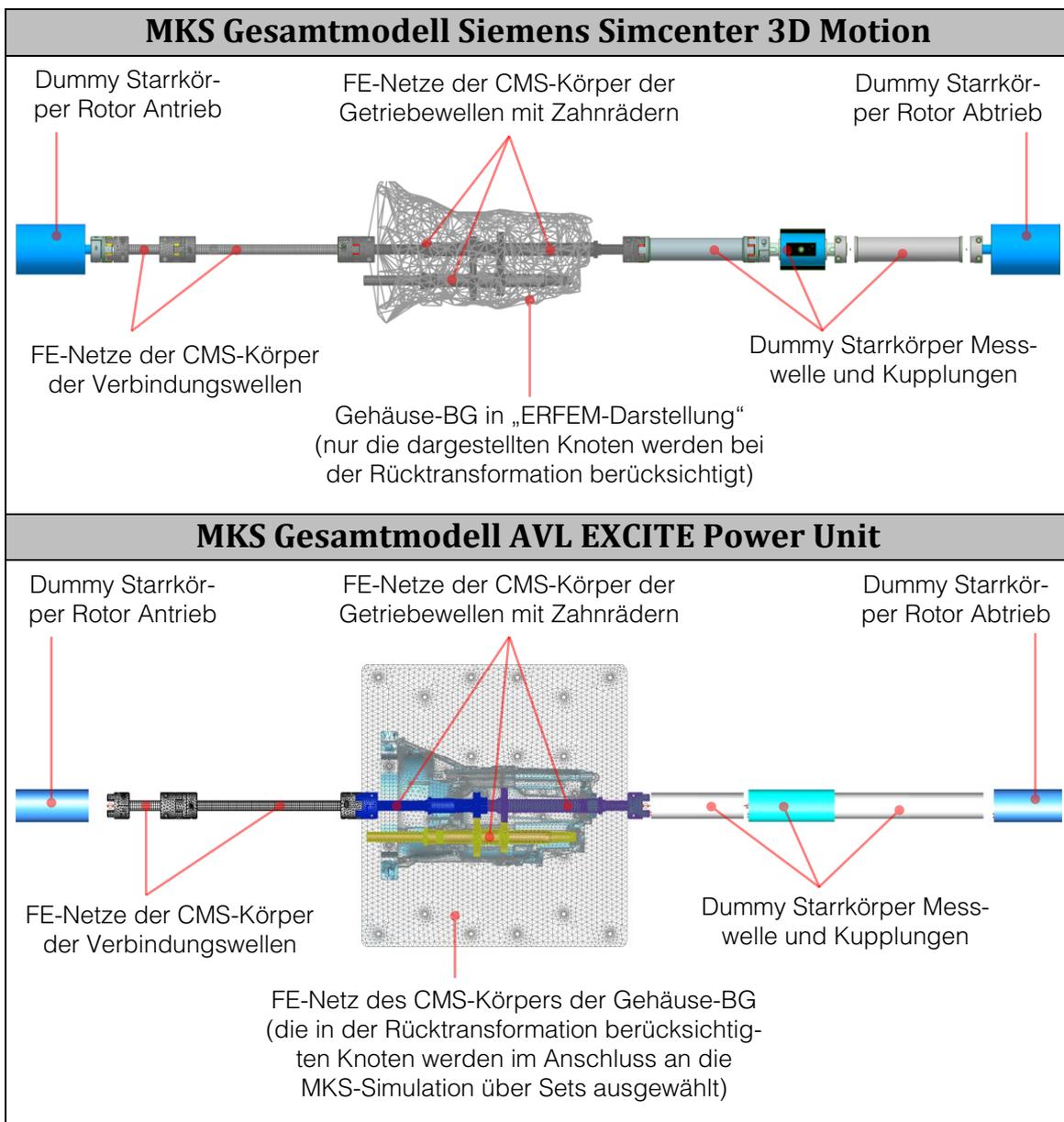
c_{XY} in N/mm	20951,0	d_{XY} in Ns/m	10	
c_Z in N/mm	1497,5	d_Z in Ns/m	10	
$c_{R_{XY}}$ in Nm/rad	34737,8	$d_{R_{XY}}$ in Nms/rad	5	
c_{R_Z} in Nm/rad	35700,0	d_{R_Z} in Nms/rad	5	

- Mit Zahnkranz Elastomer der Härte 92 ShA

c_{XY} in N/mm	8895,8	d_{XY} in Ns/m	10	
c_Z in N/mm	525,3	d_Z in Ns/m	10	
$c_{R_{XY}}$ in Nm/rad	14816,9	$d_{R_{XY}}$ in Nms/rad	5	
c_{R_Z} in Nm/rad	15480,0	d_{R_Z} in Nms/rad	5	

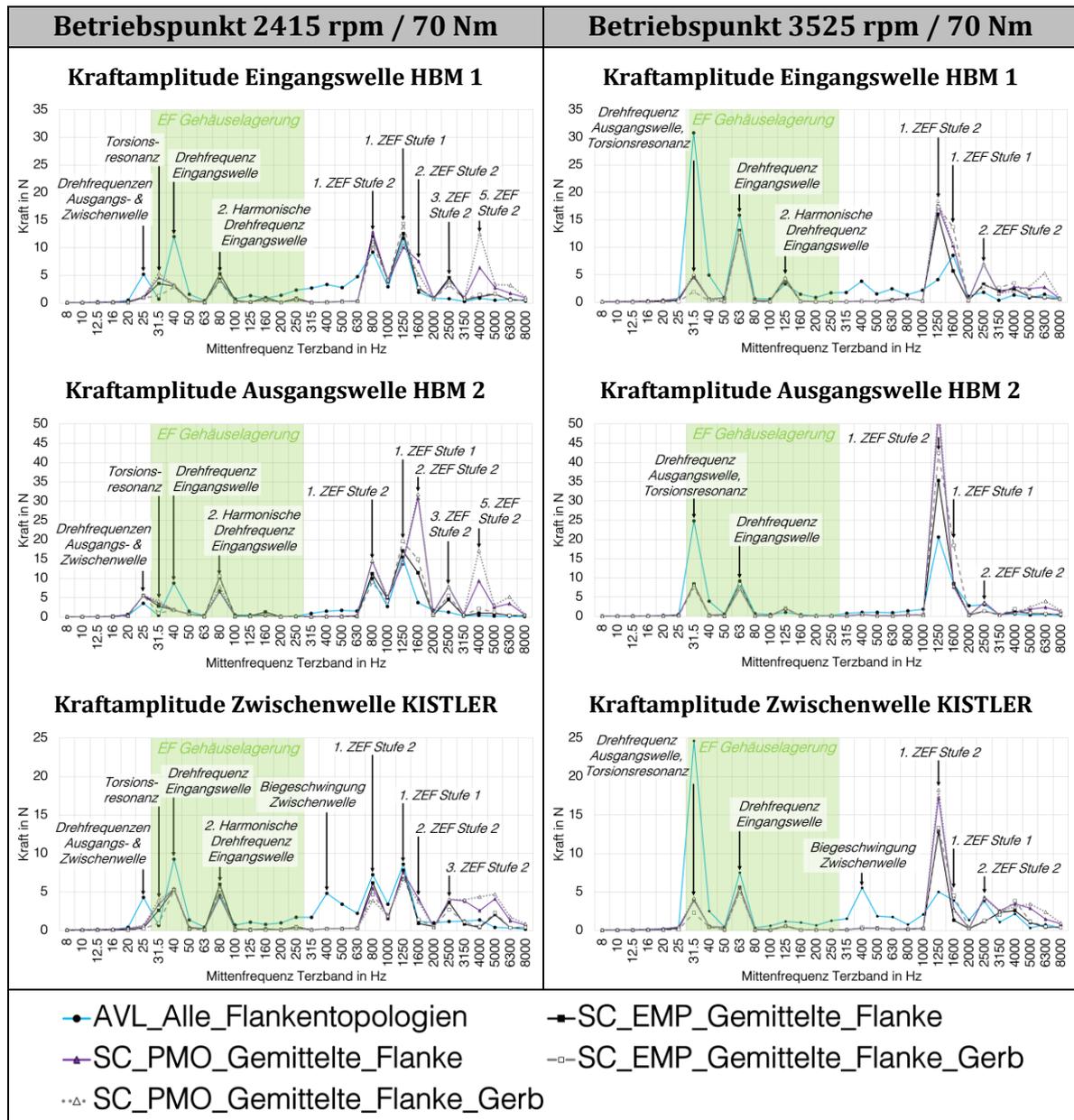
5.6 Strukturdynamische Analyse des Prüfgetriebes in der Mehrkörpersimulation

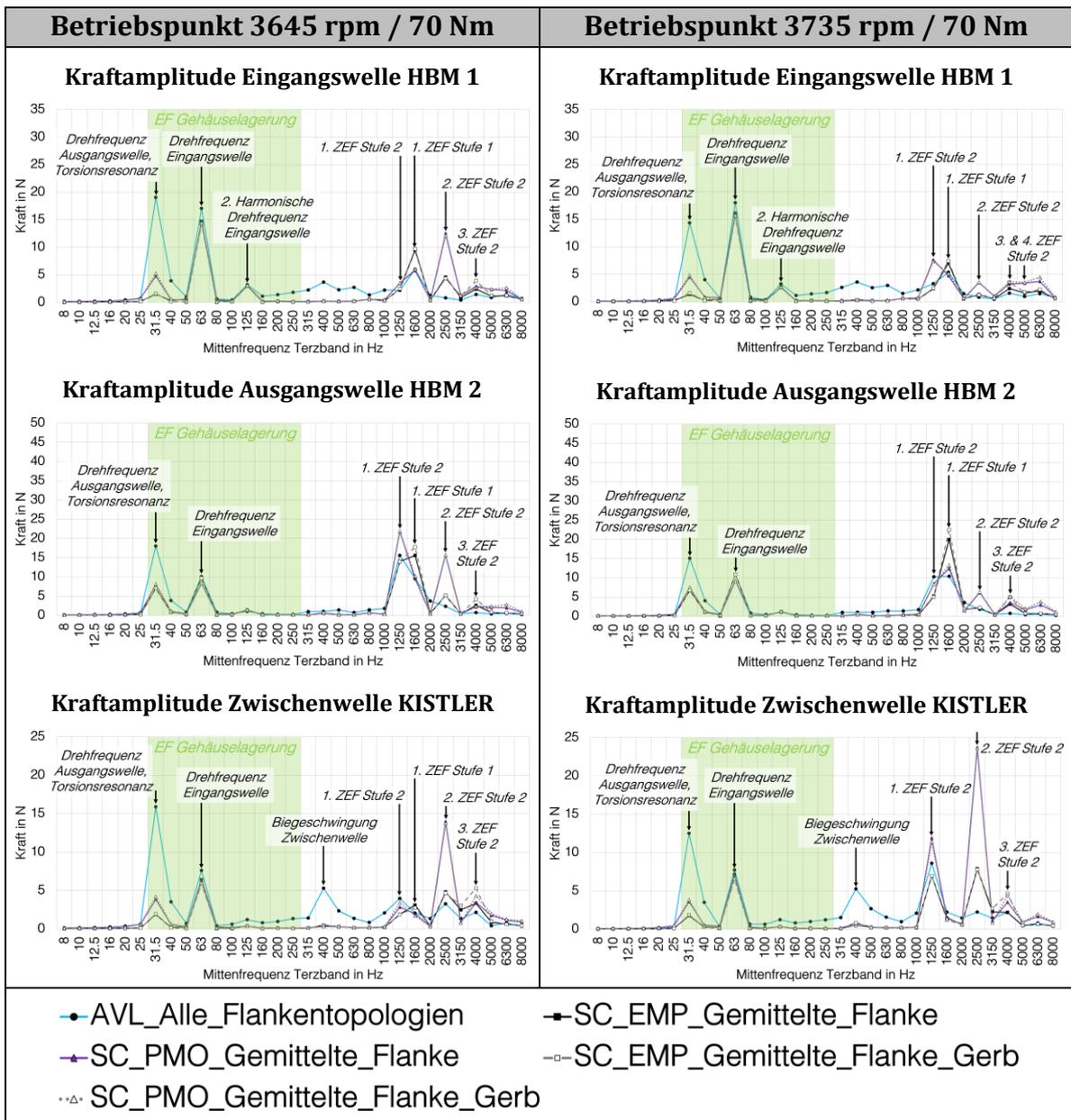
Abbildungen der MKS-Gesamtmodelle. Die Körper haben nur repräsentativen Charakter, z.B. werden keine FE-Modelle verwendet, sondern nur die mit der CMS-Methode erzeugten Körper. Die Starrkörper werden zur Abbildung der Trägheitseigenschaften verwendet, die elastischen Eigenschaften der Kupplungen und der Messwelle werden mit 6-dimensionalen Federn abgebildet. Die im Kapitel 5 beschriebenen Lager- und Verzahnungsmodelle haben abstrakten Charakter und sind nicht dargestellt.



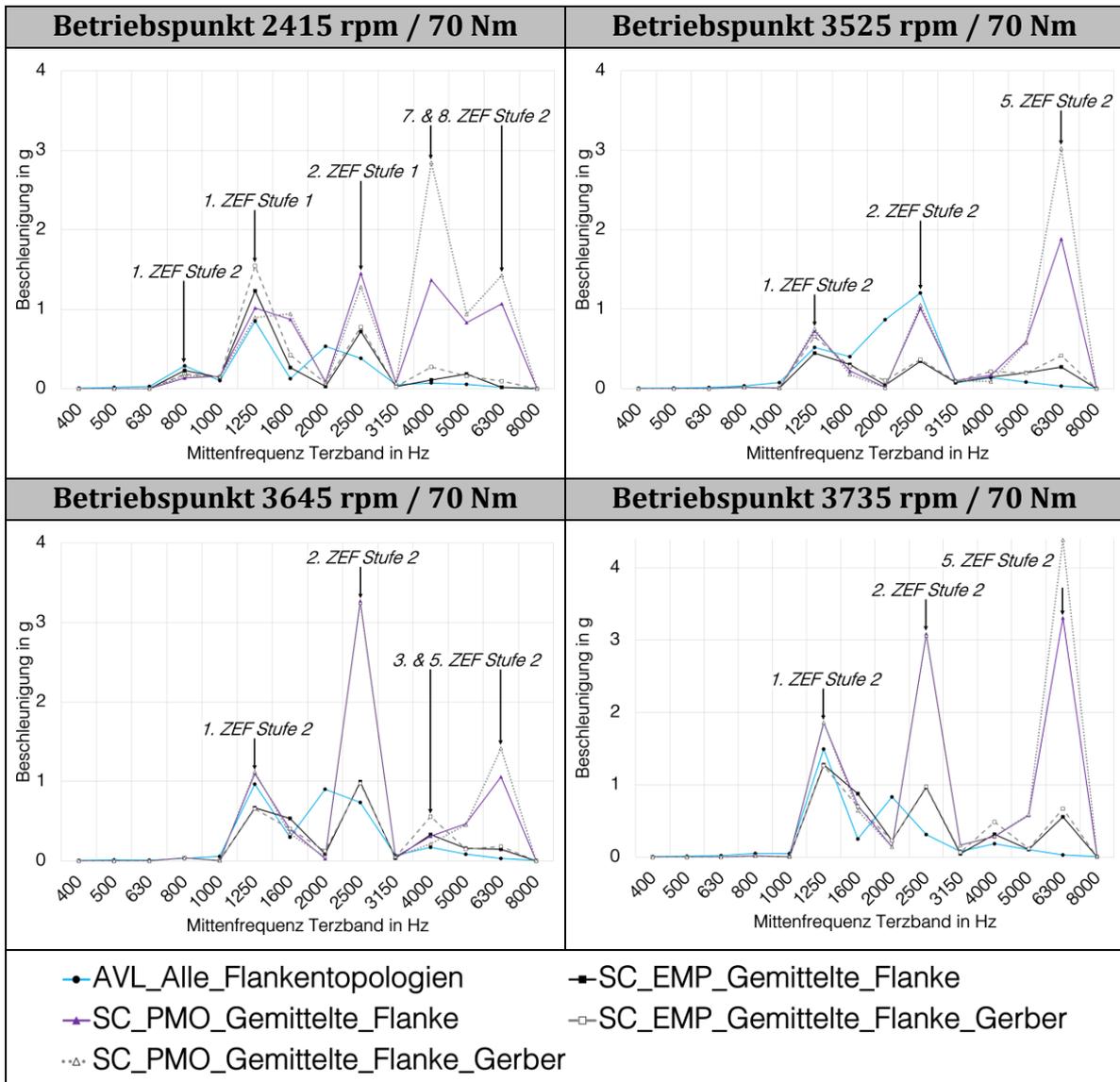
5.6.1 Konstante Betriebspunkte

Vergleich der berechneten Terzbandspektren der resultierenden Lagerkräfte für unterschiedliche Verzahnungsdämpfungen in Simcenter. Die Ergebnisse des AVL EXCITE Power Unit Modells werden als Referenz ebenfalls dargestellt.



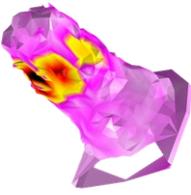
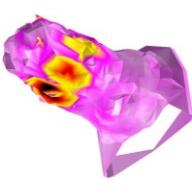
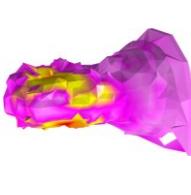
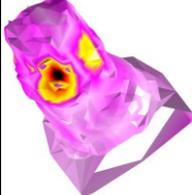
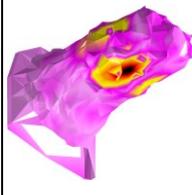
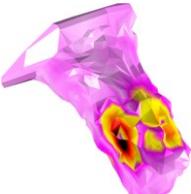
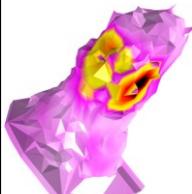
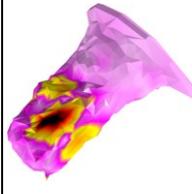
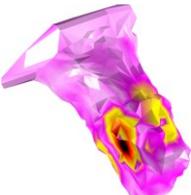
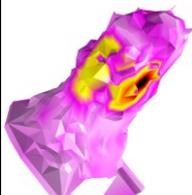
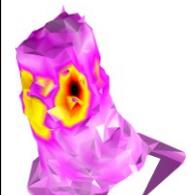
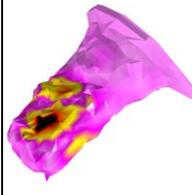


Vergleich der Terzbandspektren der gemittelten Summenfunktionen berechnet aus den Oberflächenbeschleunigungen an ausgewählten Auswertepunkten des Getriebegehäuses (vgl. Abb. 5-19) für unterschiedliche Verzahnungsdämpfungen.



5.6.2 Hochlauf bei konstantem Lastmoment

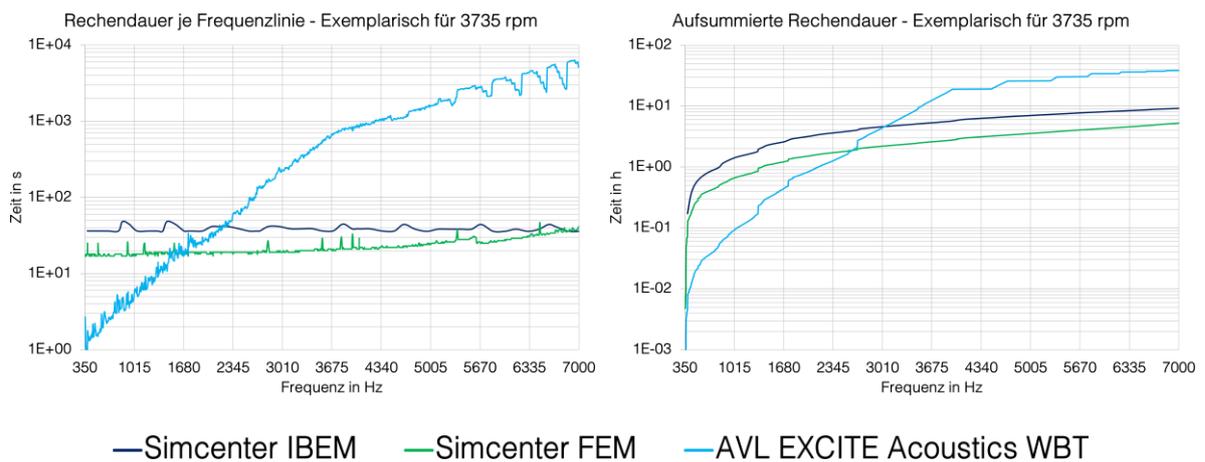
Abgleich der simulationsbasierten OBMA-Eigenformen für SC EMP Gemittelte Flanke vs. AVL Alle Flankentopologien (nur MAC > 60 %).

MAC: 64,1 % / Δf: 1,22 %	MAC: 63,1 % / Δf: 2,39 %	MAC: 70,9 % / Δf: 4,58 %	MAC: 70,6 % / Δf: 1,82 %	MAC: 61,1 % / Δf: 4,89 %	MAC: 69,1 % / Δf: 5,71 %
AVL Alle Flankent. 356,3 Hz D: 5,8 %	AVL Alle Flankent. 418,7 Hz D: 8,5 %	AVL Alle Flankent. 461,8 Hz D: 8,3 %	AVL Alle Flankent. 578,3 Hz D: 4,2 %	AVL Alle Flankent. 744,1 Hz D: 2,5 %	AVL Alle Flankent. 771,5 Hz D: 3,0 %
					
SC EMP Gemittelt 360,8 Hz D: 6,9 %	SC EMP Gemittelt 428,8 Hz D: 1,7 %	SC EMP Gemittelt 483,5 Hz D: 3,8 %	SC EMP Gemittelt 588,9 Hz D: 2,5 %	SC EMP Gemittelt 781,4 Hz D: 1,2 %	SC EMP Gemittelt 728,6 Hz D: 1,6 %
					
MAC: 67,6 % / Δf: 1,56 %	MAC: 74,8 % / Δf: 1,43 %	MAC: 74,1 % / Δf: 3,32 %	MAC: 64,3 % / Δf: 1,55 %	MAC: 60,5 % / Δf: 1,38 %	MAC: 78,8 % / Δf: 1,46 %
AVL Alle Flankent. 814,2 Hz D: 4,2 %	AVL Alle Flankent. 854,7 Hz D: 3,3 %	AVL Alle Flankent. 888,6 Hz D: 3,9 %	AVL Alle Flankent. 1002,0 Hz D: 2,7 %	AVL Alle Flankent. 1039,5 Hz D: 2,0 %	AVL Alle Flankent. 1342,8 Hz D: 3,1 %
					
SC EMP Gemittelt 801,6 Hz D: 0,9 %	SC EMP Gemittelt 867,0 Hz D: 4,7 %	SC EMP Gemittelt 859,5 Hz D: 1,2 %	SC EMP Gemittelt 1017,6 Hz D: 2,2 %	SC EMP Gemittelt 1053,9 Hz D: 3,3 %	SC EMP Gemittelt 1362,6 Hz D: 2,1 %
					

MAC: 66,0 % / Δf: 0,06 %	MAC: 66,9 % / Δf: 0,93 %	MAC: 94,6 % / Δf: 0,76 %	MAC: 60,0 % / Δf: 1,70 %	MAC: 62,0 % / Δf: 1,51 %	MAC: 62,0 % / Δf: 2,16 %
AVL Alle Flankent. 1819,7 Hz D: 1,7 %	AVL Alle Flankent. 1838,6 Hz D: 1,0 %	AVL Alle Flankent. 1846,3 Hz D: 0,4 %	AVL Alle Flankent. 2343,2 Hz D: 1,8 %	AVL Alle Flankent. 2428,5 Hz D: 2,9 %	AVL Alle Flankent. 2643,5 Hz D: 1,3 %
SC EMP Gemittelt 1818,7 Hz D: 2,0 %	SC EMP Gemittelt 1855,8 Hz D: 1,3 %	SC EMP Gemittelt 1860,5 Hz D: 0,6 %	SC EMP Gemittelt 2383,4 Hz D: 1,1 %	SC EMP Gemittelt 2465,6 Hz D: 2,0 %	SC EMP Gemittelt 2701,1 Hz D: 1,0 %

5.7.1 Modelle für die Schallabstrahlungsberechnung

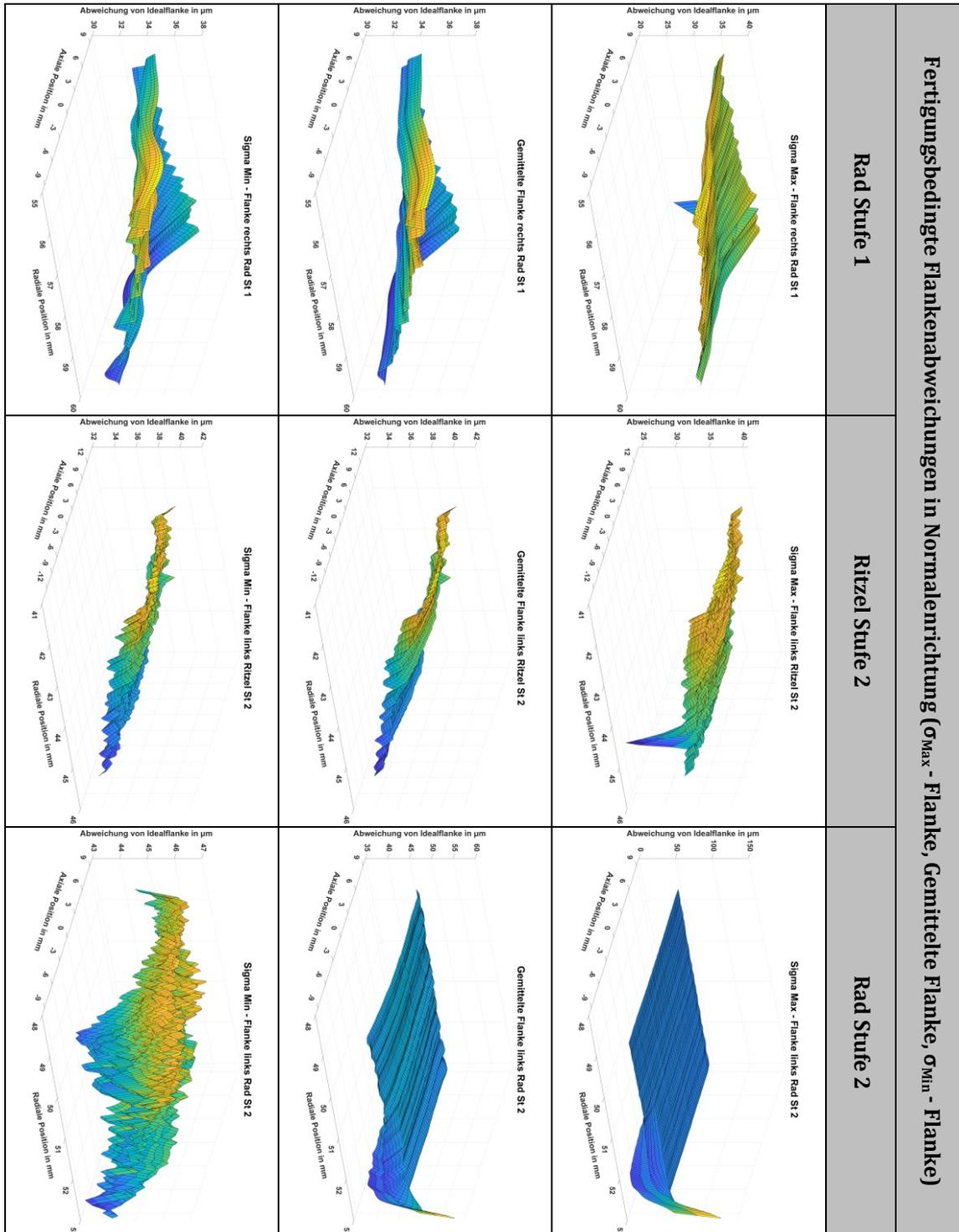
Exemplarischer Vergleich der Rechenzeiten (je Frequenzlinie und aufsummiert) für die drei Akustikmodelle. Es wurde gleiche Anzahl an Frequenzen mit identischen Oberflächengeschwindigkeiten gerechnet.



6. A Anhang zu Kapitel 6

6.1.2 Verzahnungsmessung

Zahnflankentopologien der im Eingriff befindlichen Flankenseiten.



6.2.1 Experimentelle Modalanalysen der Einzelteile

Mit einer EMA ermittelte modale Daten der **Eingangswelle**.

#	Eigenfrequenz in Hz	Modale Dämpfung in %	Art der Schwingung
1	959,0	0,008	Biegung
2	959,5	0,008	Biegung
3	2684,8	0,009	Biegung
4	2685,6	0,010	Biegung
5	3234,4	0,010	Torsion
6	5168,4	0,024	Biegung
7	5170,2	0,020	Biegung
8	6090,7	0,031	Axial
9	7775,1	0,201	Torsion
10	8085,3	0,065	Biegung
11	8094,0	0,196	Biegung
12	11326,4	0,062	Biegung
13	11332,3	0,050	Biegung
14	12502,3	0,014	Axial

Mit einer EMA ermittelte modale Daten der **Ausgangswelle**.

#	Eigenfrequenz in Hz	Modale Dämpfung in %	Art der Schwingung
1	782,8	0,009	Biegung
2	782,9	0,012	Biegung
3	1927,8	0,014	Biegung
4	1928,1	0,009	Biegung
5	2857,0	0,013	Torsion
6	3519,8	0,020	Biegung
7	3520,2	0,036	Biegung
8	5100,3	0,030	Axial
9	5470,8	0,064	Biegung
10	5472,3	0,069	Biegung
11	5965,3	0,075	Torsion
12	7996,8	0,030	Biegung
13	8006,1	0,035	Biegung
14	8655,2	0,513	Zahnrad
15	8778,5	0,333	Zahnrad
16	9599,7	0,075	Axial
17	10090,8	0,147	Torsion
18	10334,8	0,268	Zahnrad
19	10342,9	0,019	Zahnrad
20	11007,0	0,076	Biegung
21	11034,9	0,148	Biegung

Mit einer EMA ermittelte modale Daten der **Zwischenwelle**.

#	Eigenfrequenz in Hz	Modale Dämpfung in %	Art der Schwingung
1	460,2	0,021	Biegung
2	460,3	0,014	Biegung
3	1126,2	0,023	Biegung
4	1126,4	0,019	Biegung
5	1993,3	0,014	Biegung
6	1993,3	0,019	Biegung
7	2960,2	0,023	Torsion
8	3213,3	0,048	Biegung
9	3215,3	0,048	Biegung
10	3423,7	0,026	Torsion
11	4242,8	0,088	Biegung
12	4242,8	0,078	Biegung
13	4644,3	0,029	Axial
14	4969,6	0,083	Biegung
15	4983,3	0,068	Biegung
16	5769,0	0,271	Torsion
17	6157,5	0,086	Axial
18	6831,9	0,209	Biegung
19	6841,5	0,226	Biegung
20	7309,3	0,154	Torsion
21	7485,4	0,187	Biegung
22	7488,2	0,142	Biegung
23	7873,6	0,058	Zahnrad groß (St 1)
24	7890,9	0,063	Zahnrad groß (St 1)
25	9173,1	0,084	Axial
26	10041,2	0,065	Biegung
27	10054,0	0,107	Biegung
28	10347,5	0,151	Biegung
29	10348,4	0,072	Biegung
30	10880,9	0,048	Axial

Mit einer EMA ermittelte modale Daten des **Getriebedeckels** (hier nur die ersten 50 Moden).

#	Eigenfr. in Hz	Mod. Dämpfung in %	#	Eigenfr. in Hz	Mod. Dämpfung in %
1	326,8	0,011	26	3448,6	0,121
2	379,6	0,169	27	3523,4	0,078
3	768,3	0,023	28	3686,5	0,143
4	914,0	0,027	29	3768,2	0,064

5	1298,7	0,111	30	3847,4	0,093
6	1416,1	0,120	31	3891,6	0,084
7	1555,3	0,128	32	3943,1	0,077
8	1711,1	0,127	33	4026,0	0,108
9	1877,6	0,141	34	4065,2	0,138
10	2007,5	0,137	35	4119,7	0,099
11	2158,3	0,115	36	4259,2	0,123
12	2232,6	0,117	37	4282,4	0,089
13	2290,7	0,113	38	4368,2	0,102
14	2419,0	0,068	39	4398,8	0,069
15	2466,3	0,109	40	4579,0	0,088
16	2650,1	0,152	41	4605,3	0,087
17	2772,0	0,140	42	4621,0	0,095
18	2825,2	0,137	43	4640,4	0,105
19	2946,2	0,203	44	4764,4	0,108
20	2987,6	0,117	45	4822,4	0,131
21	3075,3	0,186	46	4884,0	0,128
22	3155,5	0,120	47	4968,5	0,097
23	3222,2	0,148	48	5022,1	0,073
24	3252,4	0,073	49	5111,1	0,139
25	3331,2	0,053	50	5145,6	0,100

Mit einer EMA ermittelte modale Daten der **Getriebeglocke** (hier nur die ersten 50 Moden).

#	Eigenfr. in Hz	Mod. Dämpfung in %	#	Eigenfr. in Hz	Mod. Dämpfung in %
1	384,8	0,019	26	3093,2	0,121
2	443,4	0,015	27	3135,5	0,105
3	886,3	0,030	28	3150,3	0,078
4	920,1	0,050	29	3210,7	0,098
5	964,9	0,044	30	3263,0	0,083
6	1158,6	0,105	31	3331,5	0,098
7	1290,7	0,075	32	3353,6	0,080
8	1457,7	0,252	33	3393,8	0,111
9	1556,6	0,077	34	3443,5	0,110
10	1570,4	0,077	35	3475,8	0,086
11	1649,6	0,071	36	3543,2	0,076
12	1790,6	0,066	37	3563,2	0,093
13	2002,0	0,114	38	3677,2	0,075
14	2046,6	0,117	39	3694,7	0,066
15	2188,1	0,105	40	3753,4	0,086
16	2256,8	0,094	41	3787,7	0,111
17	2280,7	0,085	42	3836,0	0,105
18	2389,9	0,224	43	3864,5	0,107

19	2482,2	0,102	44	3919,2	0,078
20	2532,4	0,122	45	3959,2	0,144
21	2606,1	0,087	46	3985,1	0,105
22	2699,8	0,110	47	4043,8	0,097
23	2745,3	0,126	48	4114,3	0,050
24	2958,2	0,089	49	4161,4	0,083
25	2978,7	0,071	50	4218,7	0,156

6.2.2 Experimentelle Modalanalysen der Gehäusebaugruppe und -unterbaugruppen

Mit einer EMA ermittelte modale Daten der **Baugruppe Getriebedeckel und -glocke** (hier nur die ersten 50 Moden).

#	Eigenfr. in Hz	Mod. Dämpfung in %	#	Eigenfr. in Hz	Mod. Dämpfung in %
1	579,5	0,028	26	2368,3	0,166
2	645,3	0,029	27	2372,6	0,189
3	797,4	0,110	28	2417,0	0,119
4	906,5	0,053	29	2463,0	0,113
5	958,2	0,046	30	2523,8	0,134
6	994,5	0,082	31	2555,7	0,158
7	1130,8	0,167	32	2635,9	0,095
8	1222,4	0,102	33	2652,1	0,091
9	1295,6	0,103	34	2698,2	0,095
10	1411,5	0,116	35	2705,6	0,161
11	1469,3	0,148	36	2796,2	0,112
12	1547,3	0,083	37	2844,2	0,155
13	1567,1	0,069	38	2916,8	0,108
14	1602,0	0,084	39	2930,1	0,084
15	1649,9	0,052	40	2961,3	0,161
16	1669,4	0,095	41	3026,1	0,140
17	1833,7	0,128	42	3041,7	0,124
18	1963,5	0,166	43	3099,2	0,110
19	1985,9	0,204	44	3143,1	0,094
20	2012,9	0,131	45	3163,9	0,108
21	2097,4	0,111	46	3189,0	0,082
22	2138,6	0,173	47	3252,8	0,090
23	2146,2	0,089	48	3317,0	0,130
24	2292,9	0,086	49	3337,9	0,123
25	2303,4	0,137	50	3365,6	0,075

Mit einer EMA ermittelte modale Daten der **Baugruppe Getriebedeckel und -glocke befestigt auf Stahlflansch** (hier nur die ersten 50 Moden).

#	Eigenfr. in Hz	Mod. Dämpfung in %	#	Eigenfr. in Hz	Mod. Dämpfung in %
1	527,7	0,272	26	2252,1	0,473
2	649,3	0,418	27	2338,8	0,322
3	768,1	0,251	28	2368,3	0,411
4	891,4	0,302	29	2400,3	0,410
5	941,2	0,206	30	2521,1	0,344
6	1017,5	0,449	31	2568,0	0,230
7	1079,4	0,200	32	2584,0	0,360
8	1100,0	0,276	33	2656,1	0,392
9	1142,0	0,245	34	2676,4	0,286
10	1199,3	0,356	35	2692,5	0,231
11	1227,1	0,317	36	2742,7	0,338
12	1304,0	0,607	37	2757,9	0,273
13	1346,7	0,307	38	2795,8	0,266
14	1382,1	0,355	39	2859,8	0,375
15	1453,3	0,480	40	2923,3	0,359
16	1534,7	0,629	41	2989,3	0,433
17	1606,4	0,516	42	3011,4	0,282
18	1650,2	0,478	43	3037,4	0,493
19	1820,3	0,488	44	3053,2	0,437
20	1944,5	0,594	45	3104,0	0,199
21	1954,9	0,250	46	3125,9	0,291
22	2016,4	0,308	47	3142,1	0,342
23	2066,7	0,372	48	3207,6	0,542
24	2120,6	0,236	49	3280,9	0,223
25	2148,5	0,334	50	3287,4	0,324

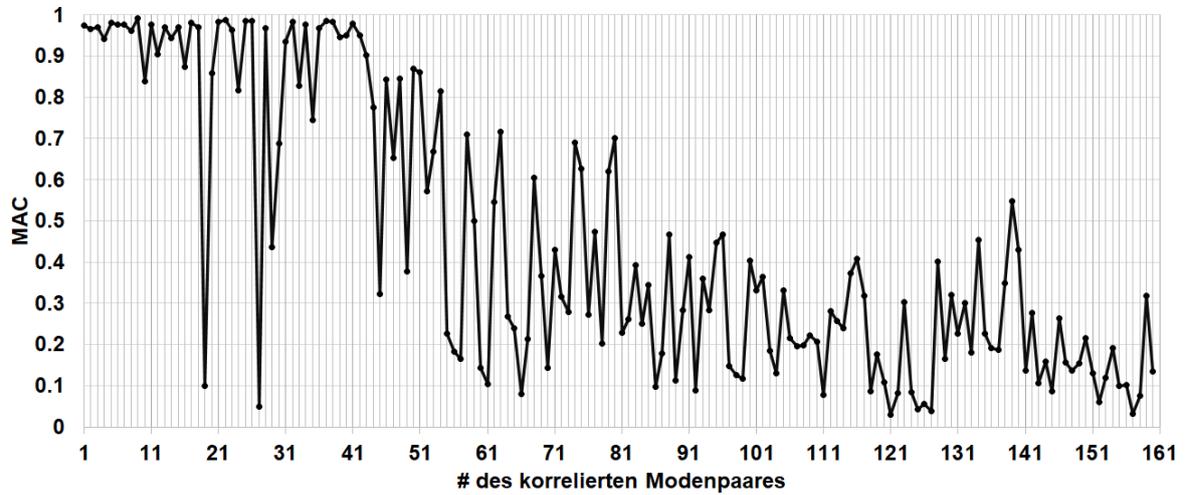
Mit einer EMA ermittelte modale Daten der **Gesamtbaugruppe mit / ohne Dichtung** (hier nur die ersten 50 Moden).

#	Mit Dichtung		Ohne Dichtung	
	Eigenfrequenz in Hz	Modale Dämpfung in %	Eigenfrequenz in Hz	Modale Dämpfung in %
1	34,2	0,337	33,6	0,323
2	37,9	0,288	36,8	0,280
3	40,7	0,253	39,2	0,244
4	118,1	0,518	110,9	0,510
5	199,1	1,326	195,4	1,396
6	232,0	1,482	233,3	1,185
7	556,6	1,030	552,7	0,833
8	628,2	0,434	621,6	0,153
9	770,4	0,424	770,4	0,466

9 Anhang

10	853,4	0,753	849,6	0,564
11	942,5	0,568	938,0	0,458
12	955,3	0,766	949,0	0,563
13	1012,9	0,961	1006,8	0,773
14	1050,0	0,667	1045,0	0,537
15	1108,6	0,439	1105,4	0,306
16	1138,0	0,668	1125,3	0,396
17	1155,9	0,357	1155,5	0,257
18	1188,1	0,513	1184,5	0,476
19	1301,8	0,673	1282,1	0,187
20	1322,0	0,340	1316,4	0,281
21	1352,4	0,591	1348,5	0,650
22	1460,1	0,638	1458,1	0,755
23	1515,3	0,633	1517,8	0,658
24	1537,5	1,245	1525,1	0,738
25	1634,1	0,494	1634,0	0,432
26	1815,0	0,796	1823,1	0,891
27	1876,7	0,732	1887,7	1,058
28	1920,3	0,393	1920,4	0,389
29	2004,9	0,377	1995,9	0,761
30	2013,2	0,316	2004,4	0,390
31	2023,0	0,451	2015,5	0,596
32	2091,1	0,406	2094,4	0,407
33	2124,7	0,318	2131,7	0,342
34	2146,5	0,569	2146,0	0,512
35	2256,4	0,615	2229,6	0,114
36	2289,7	0,440	2287,8	0,261
37	2309,2	0,670	2313,3	0,605
38	2369,3	0,431	2374,2	0,582
39	2405,9	0,521	2410,5	0,415
40	2426,4	0,410	2425,2	0,380
41	2485,9	0,503	2493,1	0,337
42	2566,3	0,402	2575,0	0,295
43	2573,6	0,317	2583,5	0,509
44	2586,8	0,592	2664,0	0,345
45	2673,5	0,370	2676,4	0,176
46	2701,3	0,486	2690,1	0,367
47	2744,4	0,488	2728,0	0,426
48	2761,7	0,554	2780,5	0,419
49	2798,0	0,396	2880,3	0,469
50	2888,4	0,300	2903,0	0,340

MAC-Werte der korrelierten Modenpaare, gebildet aus den EMAs der Gesamtbaugruppe mit und ohne Dichtung.

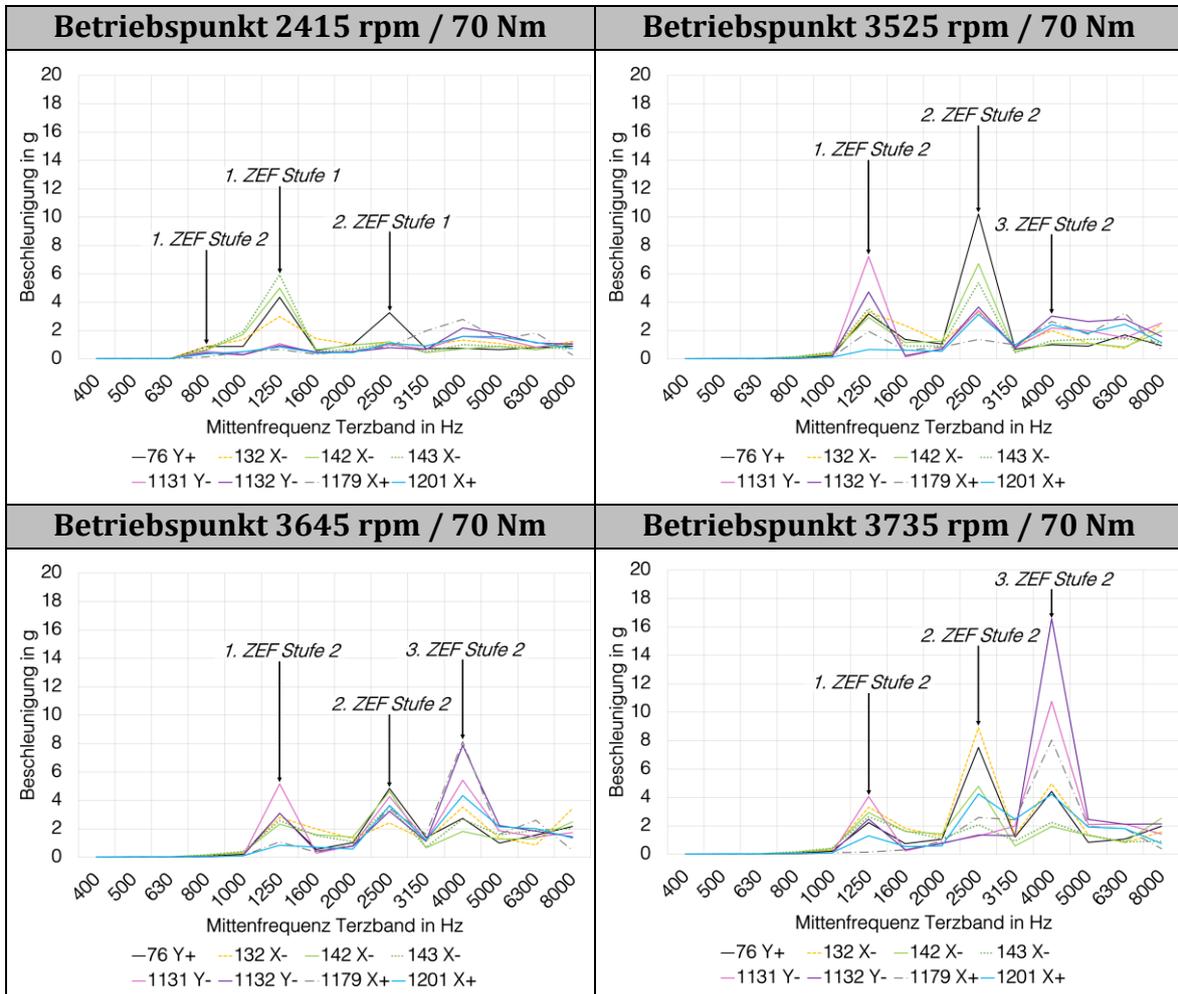


6.3.1 Untersuchungen mit konstanten Betriebsbedingungen

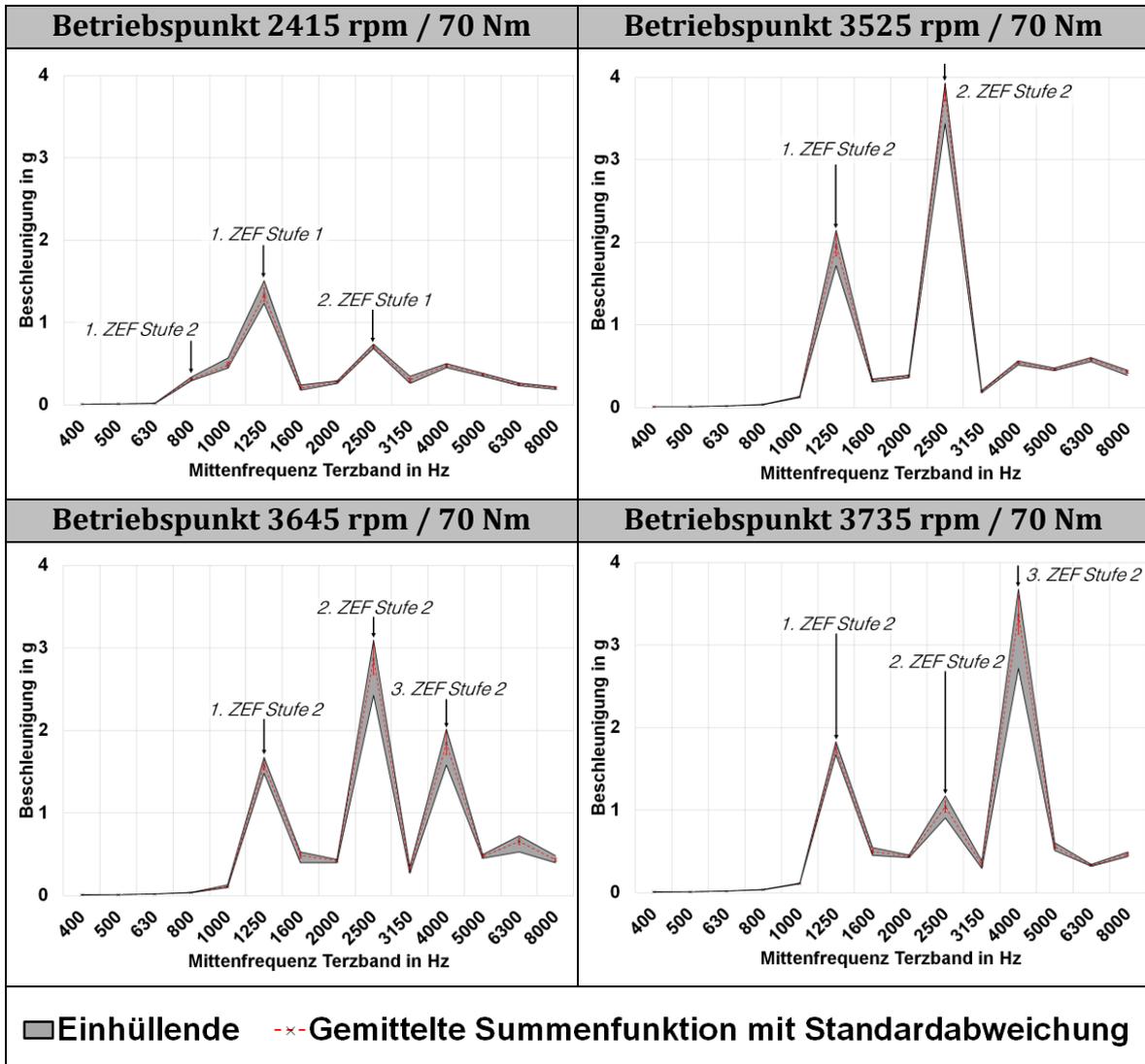
Gemessene Drehzahlen, Differenztemperaturen zwischen Getriebedeckel und -glocke sowie statische radiale Lagerkräfte am Lager der Eingangswelle im Ruhezustand (lastfrei, ruhende Antriebe).

#	$n_{\text{Eingang}} \text{ (rpm)}$	$\Delta T_{\text{GEHÄUSE}} \text{ (K)}$	$F_{X_{\text{Eingang}}} \text{ (N)}$ $n = 0 \text{ rpm}$	#	$n_{\text{Eingang}} \text{ (rpm)}$	$\Delta T_{\text{GEHÄUSE}} \text{ (K)}$	$F_{X_{\text{Eingang}}} \text{ (N)}$ $n = 0 \text{ rpm}$
1	2415	4	-10	41	2415	3	0
2	3644	5.4	-20	42	2415	4	-14
3	2415	6	-22	43	3644	4	-10
4	3644	6	-20	44	3731	5	-15
5	3644	6	-10	45	2414	4	-12
6	3522	6	-15	46	3521	4	0
7	3522	6	-22	47	3731	4	4
8	3731	5.4	-12	48	3644	4	-15
9	3731	5	-40	49	3521	4	-15
10	3643	6	-18	50	2415	5	-3
11	2415	5	-13	51	3645	5	-19
12	3731	6	-12	52	3521	4	-13
13	2415	6	-24	53	3521	5	-20
14	3522	6	-16	54	3643	3	11
15	3731	6	-22	55	3643	3	-2
16	3731	5	-18	56	3730	4	-7
17	3731	6	-25	57	3730	4	-3
18	2415	6	-22	58	3520	5	-12
19	3643	5	-10	59	2415	5	-6
20	2414	6	-25	60	3731	5	-10
21	3643	5	-12	61	2415	3	2
22	3522	5	-8	62	3644	4	8
23	3731	5	0	63	2415	4	0
24	3731	5	5	64	2416	4	-12
25	3522	5	-13	65	3646	4	-12
26	3522	6	-5	66	3522	3	-2
27	2415	6	-13	67	3522	5	7
28	3732	6	-10	68	2416	3	-4
29	3643	6	-20	69	3733	4	-7
30	3643	5	-15	70	2417	5	-22
31	3644	6	-25	71	3646	4	-3
32	3730	5	-15	72	3522	5	0
33	2415	3	-2.5	73	3647	3	1
34	2418	4	20	74	3523	4	-3
35	2420	4	0	75	3734	4	-8
36	3521	2	-1	76	3522	3	13
37	3643	3	-9	77	3734	3	6
38	3730	3	-7	78	3647	4	-11
39	3521	4	-10	79	3523	4	-2
40	3521	3	-10	80	3734	4	0

Terzbandspektren der Oberflächenbeschleunigungen an ausgewählten Messpunkten des Getriebegehäuses (vgl. Abb. 5-19).

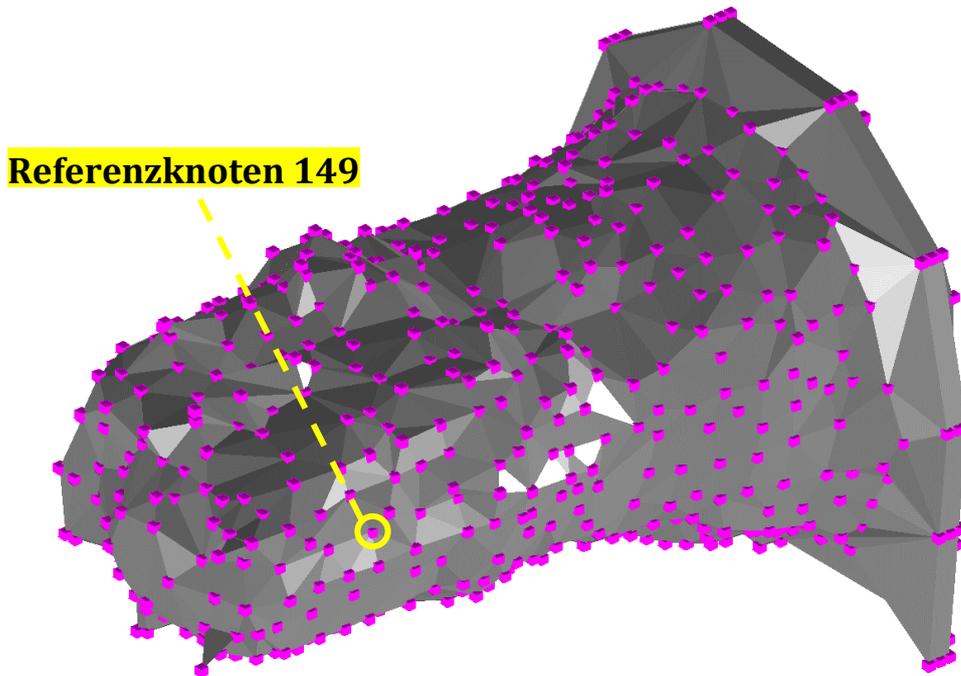


Terzbandspektren der gemittelten Summenfunktionen, ermittelt aus den Oberflächenbeschleunigungen an ausgewählten Messpunkten des Getriebegehäuses (vgl. Abb. 5-19).



6.3.2 Betriebsmodalanalyse (OMA)

Messpunkte für die sequenzielle Messung (Hochläufe) der Oberflächenbeschleunigungen für die OMA und OBMA.



Die mit einer **OMA** identifizierten modalen Daten aus den Auto- und Kreuzleistungsspektren der in den Hochläufen aufgezeichneten Oberflächenbeschleunigungen (hier nur die ersten 60 Moden).

#	Eigenfr. in Hz	Mod. Dämpfung in %	#	Eigenfr. in Hz	Mod. Dämpfung in %
1	28,8	2,381	31	1595,1	0,965
2	37,8	0,586	32	1625,5	1,012
3	66,0	0,627	33	1648,8	0,697
4	115,7	1,023	34	1923,8	0,706
5	223,5	1,097	35	1960,7	0,069
6	250,8	2,725	36	2014,0	0,983
7	286,8	2,066	37	2065,0	0,704
8	303,4	5,269	38	2118,5	0,389
9	385,9	1,761	39	2158,1	0,358
10	470,2	2,528	40	2235,2	0,752
11	507,6	2,209	41	2290,0	0,626
12	541,8	2,696	42	2317,0	0,470
13	592,5	2,418	43	2422,9	0,921
14	705,1	0,699	44	2444,1	0,401

15	772,8	1,875	45	2502,1	0,561
16	817,0	1,276	46	2530,2	0,461
17	854,4	1,407	47	2565,3	0,372
18	888,6	0,293	48	2650,6	0,606
19	953,7	2,248	49	2684,1	0,231
20	989,3	1,350	50	2703,2	0,421
21	1053,1	1,437	51	2775,2	0,473
22	1134,7	0,754	52	2808,7	0,409
23	1161,0	1,114	53	2859,7	0,612
24	1247,3	0,437	54	2934,0	0,395
25	1273,6	1,379	55	2992,7	0,522
26	1330,9	1,059	56	3045,2	0,364
27	1353,9	1,054	57	3087,2	0,538
28	1417,7	0,831	58	3111,5	0,416
29	1491,4	1,253	59	3139,1	0,634
30	1562,4	0,877	60	3235,2	0,630

Globale Korrelation zweier komplexer Leistungsspektren S und M über die Orte oder Ordnungen j und Spektrallinien i :

$$\text{Corr} = \frac{|\sum_j \sum_i (S_{ji} \cdot M_{ji}^*)|^2}{(\sum_j \sum_i (S_{ji} \cdot S_{ji}^*)) (\sum_j \sum_i (M_{ji} \cdot M_{ji}^*))}$$

6.3.3 Ordnungsbasierte Auswertungen

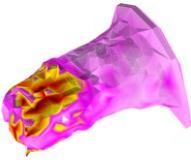
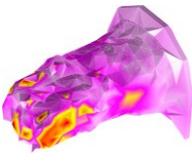
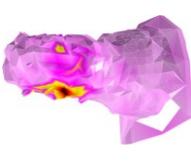
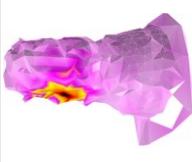
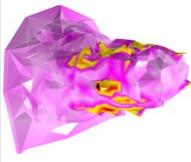
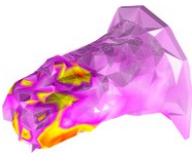
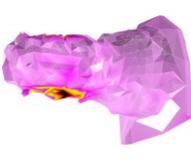
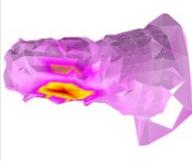
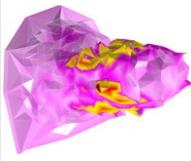
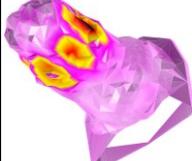
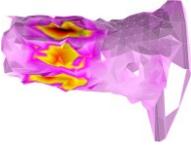
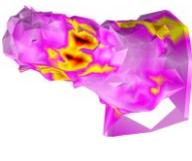
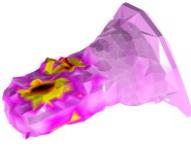
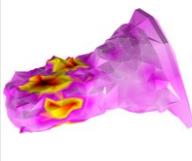
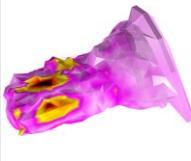
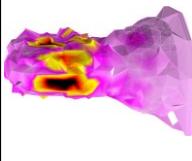
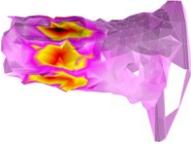
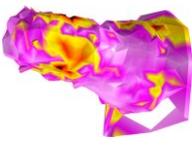
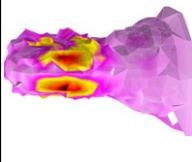
Die mit einer **OBMA** identifizierten modalen Daten aus den Ordnungen (bezogen auf die Drehzahl der Ausgangswelle) 38; 49,51; 76; 99,02; 114 und 148,54 der in den Hochläufen aufgezeichneten Oberflächenbeschleunigungen. Eigenfrequenz in Hz / modale Dämpfung in %.

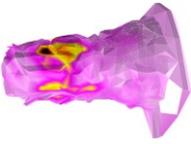
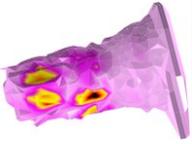
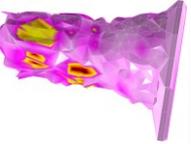
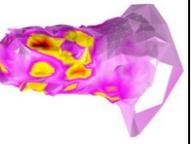
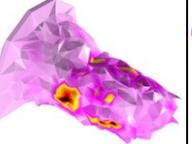
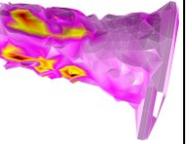
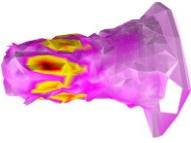
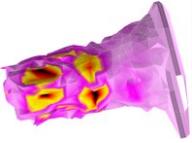
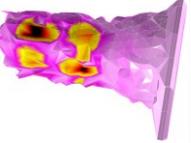
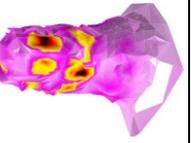
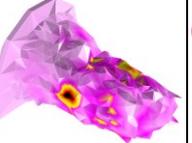
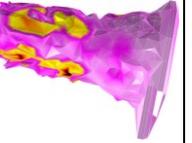
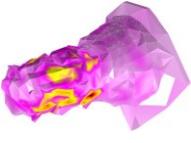
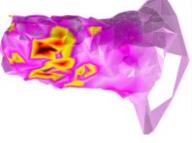
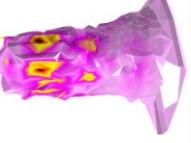
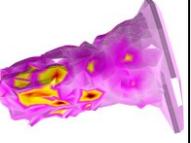
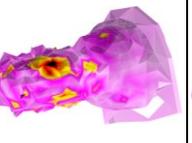
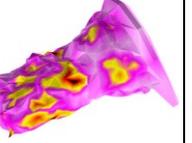
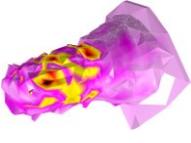
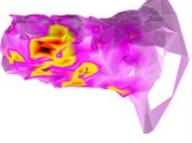
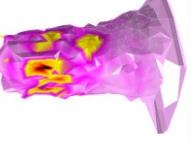
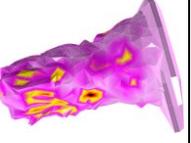
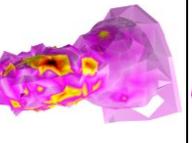
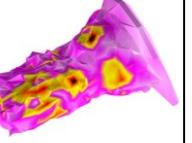
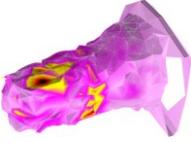
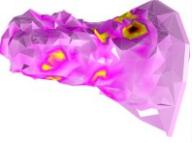
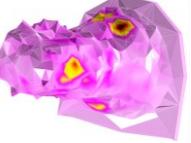
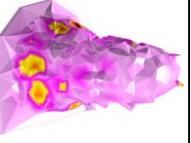
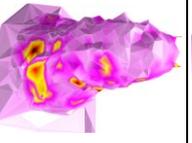
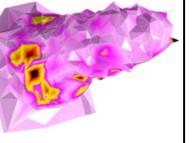
Ordn. 38	Ordn. 49,51	Ordn. 76	Ordn. 99,02	Ordn. 114	Ordn. 148,54
143,9 / 9,1	259,0 / 8,5	201,0 / 11,9	503,6 / 5,3	420,0 / 10	...
169,3 / 2,7	312,2 / 0,9	387,7 / 1,8	620,0 / 2,9	592,3 / 4,2	3180,0 / 0,02
188,3 / 10,4	373,2 / 1,3	549,2 / 6,7	804,7 / 4,5	676,5 / 5,1	3205,5 / 0,08
270,7 / 3,9	432,9 / 4,3	628,8 / 1,2	881,2 / 0,3	855,4 / 1,7	3219,7 / 0,05
329,5 / 10,4	489,4 / 3,4	663,9 / 1,3	1374,8 / 0,2	1004,4 / 1,6	3252,6 / 0,001
409,6 / 5,7	527,5 / 5,3	743,6 / 2	1685,4 / 0,2	1174,9 / 0,5	3405,4 / 0,62
459,2 / 3,1	605,9 / 4,3	804,2 / 1,3	1832,4 / 1,2	1357,6 / 0,6	3451,3 / 0,07
478,8 / 5	724,5 / 3,6	878,6 / 2,1	1977,1 / 0,4	1459,6 / 0,9	3569,3 / 0,01
505,7 / 2,7	815,8 / 0,9	982,3 / 1,9	2484,9 / 0,5	1548,7 / 1,1	3676,7 / 0,01
579,5 / 6,7	889,8 / 2,2	1092,4 / 3,9	2729,0 / 0,8	1644,5 / 2,4	3740,1 / 0,05

9 Anhang

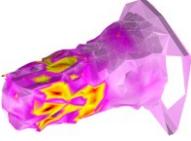
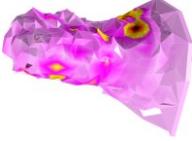
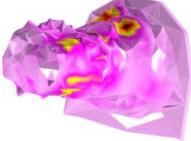
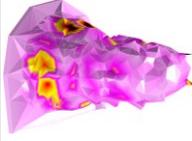
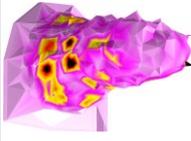
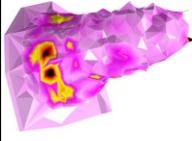
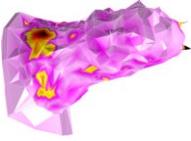
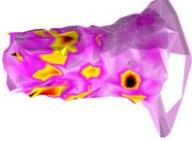
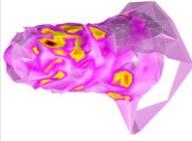
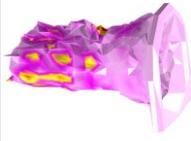
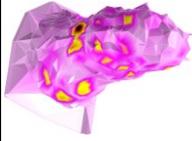
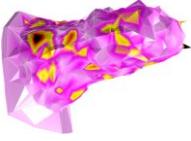
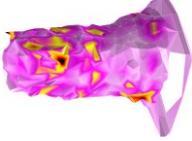
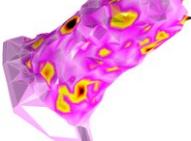
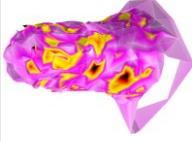
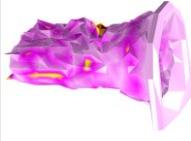
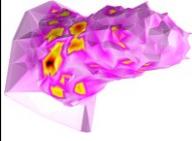
602,8 / 2,3	969,7 / 2,6	1180,9 / 1,3	2980,8 / 0,6	1798,8 / 1,3	3762,1 / 0,27
686,7 / 3,2	1013,6 / 1,1	1267,8 / 1,7	3126,4 / 1,1	1834,1 / 1,3	3791,7 / 0,1
739,5 / 3	1089,3 / 2,4	1379,2 / 1,6	3248,8 / 0,9	1952,0 / 0,9	3883,4 / 0,1
801,9 / 0,9	1109,6 / 2	1459,4 / 2	3451,3 / 0,3	2003,8 / 0,6	3957,9 / 0,003
843,8 / 2,9	1144,1 / 0,8	1530,7 / 1,1	3539,7 / 0,2	2045,5 / 1,9	4062,3 / 0,01
906,1 / 0,4	1173,5 / 0,6	1629,7 / 2,3	3655,2 / 0,4	2167,9 / 0,6	4104,1 / 0,01
939 / 1,6	1249,5 / 0,3	1721 / 0,3		2255,6 / 0,7	4187,3 / 0,01
994,7 / 1,3	1294,3 / 0,6	1906,5 / 1		2372,0 / 1,2	4255,6 / 0,03
1058,6 / 2,8	1343,8 / 0,6	1959,5 / 1,2		2546,2 / 1,4	4293,3 / 0,07
1135,8 / 2,2	1507,7 / 0,7	2025 / 1,8		2626,9 / 0,8	4365,0 / 0,14
1170 / 1,2	1568,6 / 1,5	2133,3 / 1		2724,0 / 0,7	4390,6 / 0,04
1228 / 1	1647,5 / 0,3	2279,2 / 0,8		2910,8 / 0,8	4453,5 / 0,02
1284,5 / 0,7	1732,1 / 0,6	2332,2 / 1		3054,7 / 0,9	4603,8 / 0,06
1337,8 / 1,7		2424,2 / 1,1		3233,4 / 0,1	4726,3 / 0,04
1361,8 / 1,6		2518,8 / 1,2		3300,4 / 0,8	4759,0 / 0,03
1448,3 / 0,5		2594 / 0,4		3429,3 / 0,2	4791,3 / 0,02
		2672,8 / 0,8		3451,4 / 0,4	4928,3 / 0,03
		2808,8 / 0,8		3515,4 / 0,3	5137,1 / 0,03
				3745,4 / 0,6	5165,0 / 0,36
				3829,4 / 0,4	5305,8 / 0,02
				3938,6 / 0,6	5354,4 / 0,04
				3984,7 / 0,4	5416,1 / 0,26
				4082,3 / 0,4	5484,2 / 0,02
				4158,1 / 0,6	5518,4 / 0,03
				4263,4 / 0,3	5558,0 / 0,01

Tabellarische Darstellung der korrelierten Moden aus der **OMA** und der **OBMA** mit guter visueller Übereinstimmung und akzeptablen MAC-Werten. Die prozentualen Frequenzabweichungen beziehen sich auf den Mittelwert der verglichenen Frequenzen.

MAC: 29,7 % / Δf: 0,38 %	MAC: 43,8 % / Δf: 2,25 %	MAC: 48,6 % / Δf: 1,25 %	MAC: 41,9 % / Δf: 0,14 %	MAC: 80 % / Δf: 1,99 %	MAC: 83,3 % / Δf: 0,51 %
OMA 507,6 Hz	OMA 592,5 Hz	OMA 854,4 Hz	OMA 888,6 Hz	OMA 989,3 Hz	OMA 1053,1 Hz
					
OBMA 038 505,7 Hz	OBMA 049,51 605,9 Hz	OBMA 038 843,8 Hz	OBMA 049,51 889,8 Hz	OBMA 049,51 969,7 Hz	OBMA 038 1058,6 Hz
					
MAC: 82,4 % / Δf: 0,1 %	MAC: 48 % / Δf: 0,77 %	MAC: 77 % / Δf: 0,85 %	MAC: 56,1 % / Δf: 0,97 %	MAC: 40,2 % / Δf: 0,58 %	MAC: 64,7 % / Δf: 0,39 %
OMA 1134,7 Hz	OMA 1161,0 Hz	OMA 1273,6 Hz	OMA 1330,9 Hz	OMA 1353,9 Hz	OMA 1562,4 Hz
					
OBMA 038 1135,8 Hz	OBMA 038 1170,0 Hz	OBMA 038 1284,5 Hz	OBMA 049,51 1343,8 Hz	OBMA 038 1361,8 Hz	OBMA 049,51 1568,6 Hz
					

MAC: 40,3 % / Δf: 1,17 %	MAC: 35,3 % / Δf: 2,74 %	MAC: 71 % / Δf: 2,8 %	MAC: 67,4 % / Δf: 0,55 %	MAC: 46,4 % / Δf: 0,7 %	MAC: 38,3 % / Δf: 0,47 %
OMA 1648,8 Hz	OMA 1923,8 Hz	OMA 1960,7 Hz	OMA 2014,0 Hz	OMA 2118,5 Hz	OMA 2290,0 Hz
					
OBMA 076 1629,7 Hz	OBMA 099,02 1977,1 Hz	OBMA 076 1906,5 Hz	OBMA 076 2025,0 Hz	OBMA 076 2133,3 Hz	OBMA 076 2279,2 Hz
					
MAC: 26,7 % / Δf: 2,35 %	MAC: 79,3 % / Δf: 0,05 %	MAC: 82,2 % / Δf: 0,67 %	MAC: 64 % / Δf: 1,11 %	MAC: 76,9 % / Δf: 0,84 %	MAC: 29,4 % / Δf: 1,2 %
OMA 2317,0 Hz	OMA 2422,8 Hz	OMA 2502,1 Hz	OMA 2565,3 Hz	OMA 2650,6 Hz	OMA 2775,2 Hz
					
OBMA 0114 2372,0 Hz	OBMA 076 2424,2 Hz	OBMA 076 2518,8 Hz	OBMA 076 2594,0 Hz	OBMA 076 2672,8 Hz	OBMA 076 2808,8 Hz
					
MAC: 33,1 % / Δf: 0,4 %	MAC: 64,7 % / Δf: 1,26 %	MAC: 28 % / Δf: 0,42 %	MAC: 54,8 % / Δf: 0,33 %	MAC: 25,2 % / Δf: 2,19 %	MAC: 62,3 % / Δf: 0,14 %
OMA 2992,7 Hz	OMA 3087,2 Hz	OMA 3235,2 Hz	OMA 3462,6 Hz	OMA 3597,2 Hz	OMA 3650,2 Hz
					

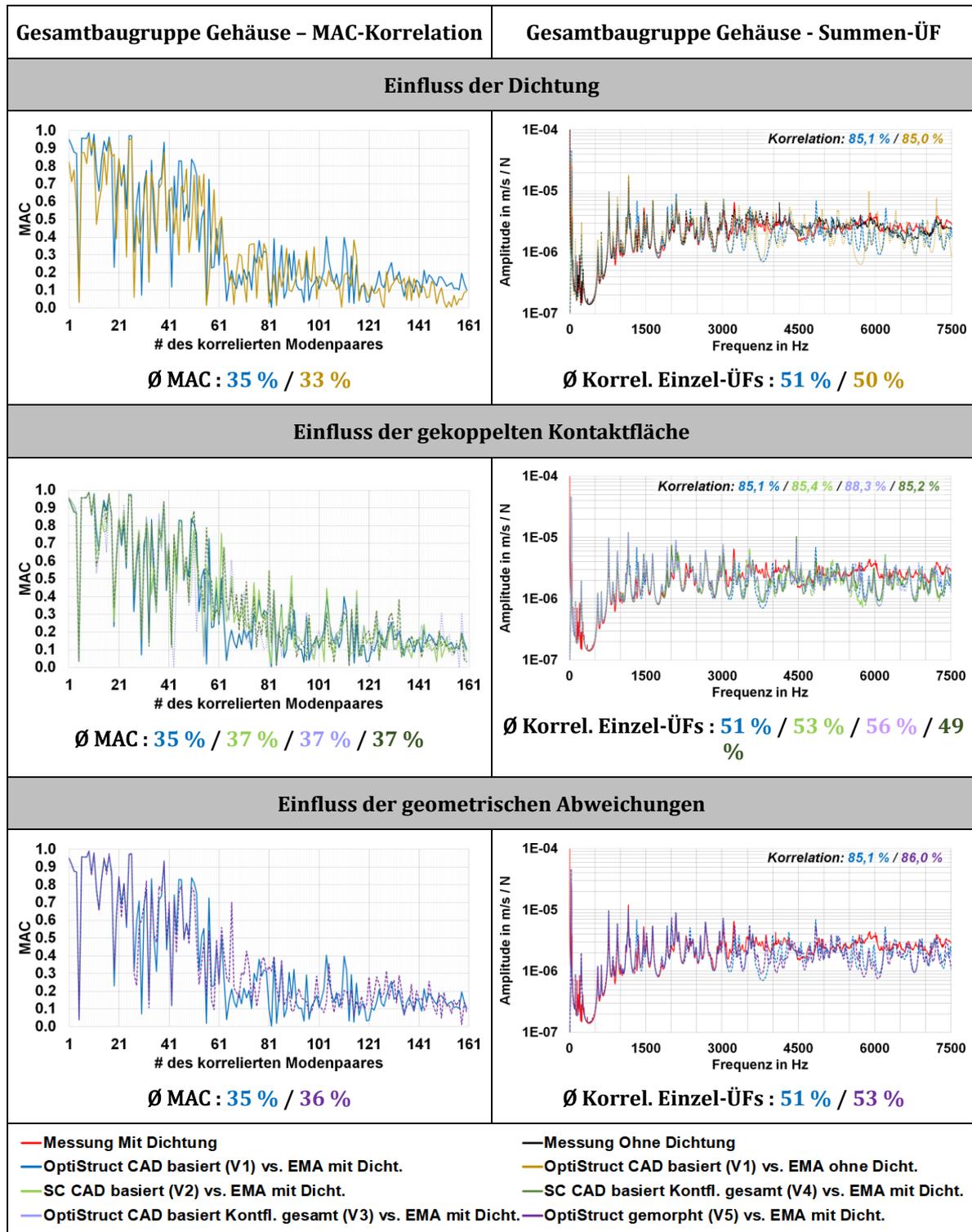
9 Anhang

OBMA 099,02 2980,8 Hz	OBMA 099,02 3126,4 Hz	OBMA 099,02 3248,8 Hz	OBMA 099,02 3451,3 Hz	OBMA 0148,54 3676,7 Hz	OBMA 099,02 3655,2 Hz
					
MAC: 50,9 % / Δf: 2,98 %	MAC: 64,2 % / Δf: 0,19 %	MAC: 50,7 % / Δf: 0,14 %	MAC: 39,6 % / Δf: 1,25 %	MAC: 39,9 % / Δf: 0,09 %	MAC: 41,4 % / Δf: 0,88 %
OMA 3906,4 Hz	OMA 3946,2 Hz	OMA 3990,3 Hz	OMA 4011,8 Hz	OMA 4100,4 Hz	OMA 4226,1 Hz
					
OBMA 0148,54 3791,7 Hz	OBMA 0114 3938,6 Hz	OBMA 0114 3984,7 Hz	OBMA 0148,54 4062,3 Hz	OBMA 0148,54 4104,1 Hz	OBMA 0114 4263,4 Hz
					

7. A Anhang zu Kapitel 7

7.1.3 Montagezustände der Gehäusebaugruppe

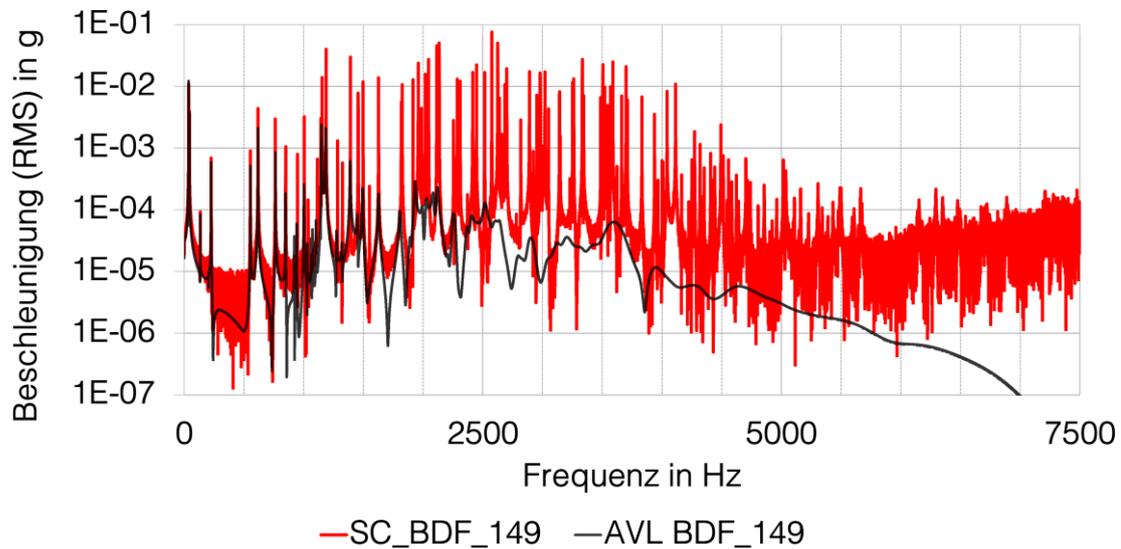
Einflüsse auf die Eigenformen und Summen-ÜFs – Gehäuse Gesamt-BG.



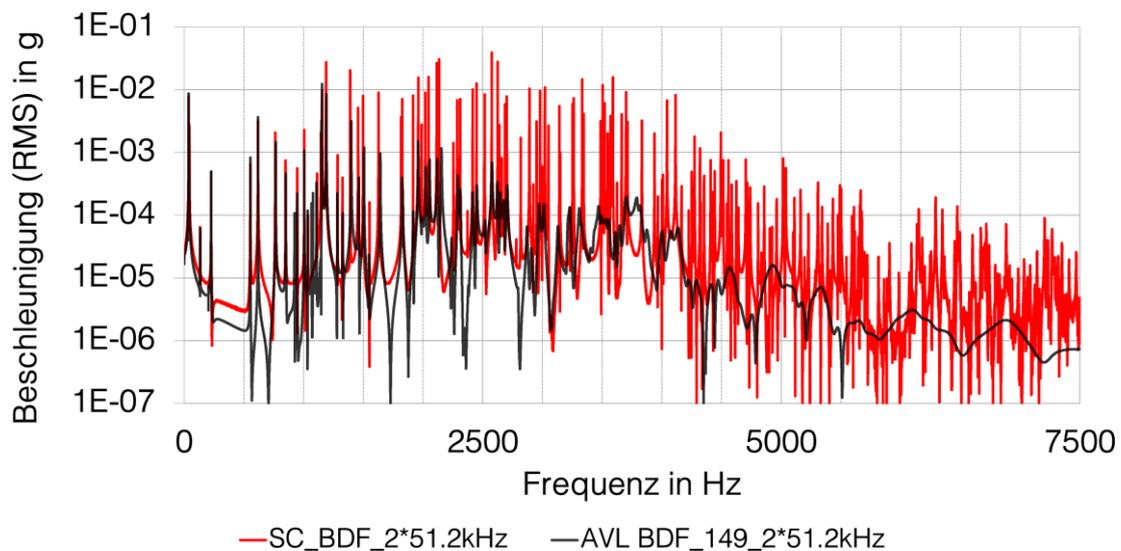
7.3 Vergleich der Schwingungsmoden im Betriebszustand

FFTs der Abklingkurven (über 4s) der Beschleunigung am Knoten 149 (siehe Abb. 6-7) nach Anregung durch Einheitssprung an den Lagerstellen, berechnet mit den BDF-Solvern in Simcenter 3D Motion und AVL EXCITE Power Unit für den ungedämpften Fall. Als minimale Abtastung werden 51,2 kHz (üblicherweise verwendet) und 102,4 kHz angegeben. Bei AVL ist die numerische Dämpfung abhängig von der Schrittweite.

Maximale Schrittweite (Vorgabe):	1,953125E-05 s (entspr. 51,2 kHz)
Tatsächliche Schrittweite AVL EXCITE:	1,953125E-05 s (entspr. 51,2 kHz)
Tatsächliche Schrittweite Simcenter 3D Motion:	Ø 0,10126E-04 s (entspr. 98,7 kHz) / Ordn. 4,89



Maximale Schrittweite (Vorgabe):	0,9765625E-05 s (entspr. 102,4 kHz)
Tatsächliche Schrittweite AVL EXCITE:	0,9765625E-05 s (entspr. 102,4 kHz)
Tatsächliche Schrittweite Simcenter 3D Motion:	0,9765423E-05 s (entspr. 102,4 kHz) / Ordn. 4,74



Literaturverzeichnis

- [1] Adhikari, S.: Damping modelling using generalized proportional damping, *Journal of Sound and Vibration*. 293 (2006) 156–170.
- [2] Adhikari, S.: *Structural Dynamic Analysis with Generalized Damping Models: Analysis*, John Wiley & Sons, Inc., 2013.
- [3] Adhikari, S.: *Structural Dynamic Analysis with Generalized Damping Models: Identification*, John Wiley & Sons, Inc., 2013.
- [4] Alberdi Celaya, E.; Anza, J.J.: BDF- α : A Multistep Method with Numerical Damping Control, *Universal Journal of Computational Mathematics*. 1 (2013) 96–108.
- [5] Altair Engineering Inc.: *OptiStruct Schwingungen und Akustik*, (2017).
- [6] Andersson, A.; Vedmar, L.: A dynamic model to determine vibrations in involute helical gears, *Journal of Sound and Vibration*. 260 (2003) 195–212.
- [7] Avitabile, P.: *Modal Testing: A Practitioner's Guide*, John Wiley & Sons Ltd / Society for Experimental Mechanics, 2018.
- [8] Babisch, W.: Quantifizierung des Einflusses von Lärm auf Lebensqualität und Gesundheit, *Umwelt und Mensch - Informationsdienst*. 01/2011 (2011) 28–36.
- [9] Backhaus, S.-G.: *Eine Messstrategie zur Bestimmung des dynamischen Übertragungsverhaltens von Wälzlagern*, Dissertation, Technische Universität Clausthal, 2007.
- [10] Bauchau, O.A.: *Flexible Multibody Dynamics*, Springer, Dordrecht, 2010.
- [11] Baumann, M.: *Parametrische Modellreduktion in elastischen Mehrkörpersystemen*, Dissertation, Universität Stuttgart, 2016.
- [12] Bériot, H.; Modave, A.: An automatic perfectly matched layer for acoustic finite element simulations in convex domains of general shape, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*. 122 (2020) 1239–1261.
- [13] Bihr, J.H.: *Untersuchung des Schwingungsverhaltens von mehrstufigen Stirnradgetrieben unter besonderer Berücksichtigung des*

-
- Welle-Lager-Systems, Dissertation, Technische Universität München, 2016.
- [14] Blockmans, B.: Model reduction of contact problems in flexible multibody dynamics - With emphasis on dynamic gear contact problems, Dissertation, KU Leuven, 2018.
- [15] Bonin, T.G.: Moderne Ordnungsreduktionsverfahren für die Simulation des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen, Dissertation, Technische Universität München, 2015.
- [16] Börner, J.: Modellreduktion für Antriebssysteme mit Zahnradgetrieben zur vereinfachten Berechnung der inneren dynamischen Zahnkräfte, Dissertation, Technische Universität Dresden, 1988.
- [17] Breuer, M.: Theoretische und experimentelle Bestimmung der Wälzlagersteifigkeit, Dissertation, Universität Hannover, 1994.
- [18] Brincker, R.; Ventura, C.E.: Introduction to Operational Modal Analysis, John Wiley & Sons, Ltd, Chichester, 2015.
- [19] Cai, Y.: Simulation on the rotational vibration of helical gears in consideration of the tooth separation phenomenon (a new stiffness function of helical involute tooth pair), Journal of Mechanical Design. 117 (1985) 460–469.
- [20] Canavin, J.R.; Likins, P.W.: Floating Reference Frames for Flexible Spacecraft, Journal of Spacecraft and Rockets. Volume 14 (1977) 724–732.
- [21] Cappellini, N.: System level simulation of drivetrains by advanced gear contact techniques, Dissertation, KU Leuven, 2019.
- [22] Cappellini, N.; Blockmans, B.; Fiszer, J.; Tamarozzi, T.; Cosco, F.; Desmet, W.: Reduced-Order Modelling of Multibody Contact Problems: a Novel Semi-analytical Method, Volume 6, Cleveland, Ohio, USA, 2017.
- [23] Cappellini, N.; Tamarozzi, T.; Blockmans, B.; Fiszer, J.; Cosco, F.; Desmet, W.: Semi-analytic contact technique in a non-linear parametric model order reduction method for gear simulations, Meccanica. (2017) 49–75.
- [24] Carbonelli, A.; Rigaud, E.; Perret-Liaudet, J.: Vibro-Acoustic Analysis of Geared Systems - Predicting and Controlling the Whining
-

-
- Noise, A. Fuchs, E. Nijman, H.H. Priebsch (Hrsg.), *Automotive NVH Technology*, Springer, Cham, 2016: S. 63–79.
- [25] Choy, F.K.; Ruan, Y.F.: *Analytical and Experimental Study of Vibrations in a Gear Transmission*, Sacramento, Kalifornien, 1991.
- [26] Craig, R.R.; Bampton, M.C.C.: *Coupling of Substructures for Dynamic Analyses*, *AIAA Journal*. Vol. 6 (1968) 1313–1319.
- [27] Desmet, W.: *A wave-based prediction technique for coupled vibro-acoustic analysis*, Dissertation, KU Leuven, 1998.
- [28] Devriendt, C.; De Troyer, T.; De Sitter, G.; Guillaume, P.: *Transmissibility-based operational modal analysis for flight flutter testing using exogenous inputs*, *Shock and Vibration*. (2012) 1071–1083.
- [29] Di Lorenzo, E.: *Operational Modal Analysis for rotating machines: challenges and solutions*, KU Leuven - University of Naples „Federico II“, Leuven, Belgium, 2017.
- [30] Di Lorenzo, E.; Manzato, S.: *Experimental characterization of wind turbine gear-box in operation*, *MARE-WINT: New materials and reliability in offshore wind turbine technology*. (2016) 147–166.
- [31] Dietz, L.; Windisch, M.: *Konstruktion und Auslegung eines zweistufigen Fahrzeugprüfgetriebes in Vorgelegebauweise*, Studienarbeit, Technische Hochschule Ulm, 2017.
- [32] Donders, S.; Tamarozzi, T.; Jiranek, P.; Park, D.; Vivet, M.: *Democratization of simulation in the design engineering of gear boxes*, Neundettelsau, 2017.
- [33] EN ISO 3740: *Akustik - Bestimmung der Schallleistungspegel von Geräuschquellen - Leitlinien zur Anwendung der Grundnormen*, (2001).
- [34] Eschmann, P.; Hasbargen, L.; Weigand, K.: *Die Wälzlagerpraxis: Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen*, Vereinigte Fachverlage, Mainz, 2002.
- [35] European Environment Agency, Hrsg.: *Healthy environment, healthy lives: how the environment influences health and well-being in Europe*, (2019).

-
- [36] Falkenberger, S.: Optimierung der Berechnung der Schallabstrahlung von Getriebegehäusen, Dissertation, Technische Universität Ilmenau, 2018.
- [37] Fietkau, P.: Transiente Kontaktberechnung bei Fahrzeuggetrieben, Dissertation, Universität Stuttgart, 2013.
- [38] Frencó GmbH, Hrsg.: Messbericht REANY® Service, (2019).
- [39] Fritz, F.: Modellierung von Wälzlagern als generische Maschinenelemente einer Mehrkörpersimulation, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2011.
- [40] Früh, P.: Dynamik von Zahnradgetrieben - Modellbildung, Simulation und experimentelle Analyse, Shaker, Aachen, Germany, 2008.
- [41] Fujiwara, H.; Kobayashi, T.; Kawase, T.; Yamauchi, K.: Optimized Logarithmic Roller Crowning Design of Cylindrical Roller Bearings and Its Experimental Demonstration, Tribology Transactions. 53 (2010) 909–916.
- [42] Functionbay RecurDyn Help: Invariant variables, Invariant Variables. (o. J.).
- [43] Functionbay RecurDyn Help: MetaModel, (o. J.).
- [44] Gacka, A.M.: Entwicklung einer Methode zur Abbildung der dynamischen Zahneingriffsverhältnisse von Stirn- und Kegelradsätzen, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2012.
- [45] Geiser, H.: Grundlagen zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens von Stirnrädern, Dissertation, Technische Universität München, 2002.
- [46] Genuit, K., Hrsg.: Sound-Engineering im Automobilbereich, Methoden zur Messung und Auswertung von Geräuschen und Schwingungen, Springer-Verlag, Berlin, Germany, 2011.
- [47] Géradin, M.; Cardona, A.: Flexible Multibody Dynamics - A Finite Element Approach, Wiley, Chichester, 2001.
- [48] Gerber, H.: Innere dynamische Zusatzkräfte bei Stirnradgetrieben - Modellbildung, innere Anregung und Dämpfung, Dissertation, Technische Universität München, 1984.

-
- [49] Geschwinder, C.; Ochse, G.; Kürschner, P.: Optimale FE-Reduktion (Vorstudie): Vorhaben Nr. 1029, moderne Modellreduktion elastischer Bauteile für die Simulation flexibler Mehrkörpersysteme; Abschlussbericht, FVV, Frankfurt a.M., 2011.
- [50] GOM GmbH: ATOS Triple Scan – Industrial Optical 3D Digitizer, (2020).
- [51] GOM GmbH: Berührungslose 3D-Messung reduziert die Entwicklungszyklen bei ZF Fonderie Lorraine, (2020).
- [52] Graf, B.: Validierung von Methoden zur Berechnung und Reduzierung der Schallabstrahlung von Getriebegehäusen, Dissertation, Technische Universität Ilmenau, 2007.
- [53] Graf, B.; Werner, D.: On The Vibration of Gearboxes and Generator Stator using Measured Modal Parameters only, Viana do Castelo, Portugal, 2019.
- [54] Gruber, F.: Model Order Reduction and Substructuring Methods in Structural Dynamics - Dynamic Substructuring Methods for Undamped and Arbitrarily Damped Systems, Dissertation, Technische Universität München, 2020.
- [55] Günther, J.; Wegerhoff, M.: Elastomerkupplungen unter hochdynamischer Belastung, VDI Verlag, Fulda, 2015: S. 1–13.
- [56] Guo, Y.; Eritenel, T.; Ericson, M.T.; Parker, R.G.: Vibro-acoustic propagation of gear dynamics in a gear-bearing-housing system, *Journal of Sound and Vibration*. 333 (2014) 5762–5785.
- [57] Guo, Y.; Parker, R.G.: Stiffness matrix calculation of rolling element bearings using a finite element /contact mechanics model, *Mechanism and Machine Theory*. 51 (2012) 32–45.
- [58] Guyan, R.J.: Reduction of Stiffness and Mass Matrices, *AIAA Journal*. Volume 3 (1965) 380.
- [59] Gwon, Y.; Park, D.; Rezayat, A.; Tamarozzi, T.: Influences of levels of detail for flexible multibody models on NVH prediction for gear transmissions, *Proceedings of ISMA 2020*, Leuven, 2020: S. 2037–2051.
- [60] Gygax, P.E.; Hanhart, P.: Dynamische Schnittkraftmessung - Dynamik von Kraftmessplattformen, Komponenten der dynamischen Messfehler und Modifikationsvorschlag, (1977).
-

-
- [61] Haas, R.: Akustisches Verhalten des Systems Asynchronmotor-Getriebe, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2000.
- [62] Hahn, T.; Giese, T.: Modelling of Rolling Bearings in MBS - Choose the Best Model for Your System Simulation with RECURDYN, München, 2017.
- [63] Heider, M.K.: Schwingungsverhalten von Zahnradgetrieben. Beurteilung und Optimierung des Schwingungsverhaltens von Stirnrad- und Planetengetrieben, Dissertation, Technische Universität München, 2012.
- [64] Heirman, G.; Toso, A.; Tamarozzi, T.; Cappellini, N.: Contact modeling between objects, 10423730, 2019.
- [65] Heiss, K.: Schallabstrahlungsberechnung mit modal reduzierten Modellen, Bachelorarbeit, Technische Hochschule Ulm, 2017.
- [66] Hellmann, M.; Brecher, C.; Brumm, M.; Hesse, J.: Prüfmethode zur Bestimmung der dynamischen Anregungspegel von Verzahnungen im Getriebe, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2014: S. 765–778.
- [67] Hepberger, A.; Diwoy, F.; Jalic, K.; Pribsch, H.-H.: Application of Wave Based Technique for a cavity considering forced excitation at boundaries and effects of absorption materials, Proceedings of ISMA 2004, Leuven, 2004: S. 1501–1512.
- [68] Herrin, D.W.; Wu, T.W.; Seybert, A.F.: Practical Issues regarding the use of the Finite and Boundary Element Methods for Acoustics, Building Acoustics. Volume 10 (2003) 257–279.
- [69] Holzwarth, P.: Modellordnungsreduktion für substrukturierte mechanische Systeme, Dissertation, Universität Stuttgart, 2017.
- [70] Ihlenburg, F.: Finite Element Analysis of Acoustic Scattering, SpringerVerlag, New York, 1998.
- [71] Jähne, B.: Digitale Bildverarbeitung, Springer-Verlag, Berlin, 2005.
- [72] Janssens, K.; Kollar, Z.; Peeters, B.; Pauwels, S.; Van der Auweraer, H.: Order-based resonance identification using operational PolyMAX, Proceedings of 24th International Modal Analysis Conference, Saint Louis, 2006: S. 566–576.

-
- [73] Kang, M.R.; Kahraman, A.: Measurement of vibratory motions of gears supported by compliant shafts, *Mechanical Systems and Signal Processing*. 29 (2012) 391–403.
- [74] Kirsch, V.; Wegerhoff, M.; Jacobs, G.: Prognosemethodik für die Schallleistung von Getrieben während der Konstruktionsphase, *Forschungsreport / Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Würzburg*, 2015: S. 418–435.
- [75] Klein, A.: Interaktion der Antriebsstrang- und Gehäusedynamik bei Industriegetrieben, *Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen*, 2007.
- [76] Klein, U.: Schwingungsdiagnostische Beurteilung von Maschinen und Anlagen, 3., *Stahleisen GmbH, Düsseldorf*, 2013.
- [77] Kollmann, F.G.: *Maschinenakustik - Grundlagen, Meßtechnik, Berechnung, Beeinflussung*, Springer-Verlag, Berlin, 1993.
- [78] Kollmann, F.G.; Schösser, T.F.; Angert, R.: *Praktische Maschinenakustik*, Springer-Verlag, Berlin, 2006.
- [79] Korta, J.; Palermo, A.; Mundo, D.; Shadi, S.: Combining finite element and multibody modeling techniques for time-efficient simulation of nonlinear gear dynamics, *Barcelona*, 2015: S. 94–99.
- [80] Krämer, E.: *Dynamics of Rotors and Foundations*, Springer-Verlag, Berlin, Germany, 1993.
- [81] Kubur, M.; Kahraman, A.; Zini, D.M.; Kienzle, K.: Dynamic Analysis of a Multi-Shaft Helical Gear Transmission by Finite Elements: Model and Experiment, *Journal of Vibration and Acoustics*. Vol. 126 (2004).
- [82] Küçükay, F.: *Dynamik der Zahnradgetriebe - Modelle, Verfahren, Verhalten*, Springer-Verlag, Berlin, 1987.
- [83] Kunert, K.: Spannungsverteilung im Halbraum bei elliptischer Flächenpressungsverteilung über einer rechteckigen Druckfläche, *Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens A* volume. 27 (1961) S. 165-174.
- [84] Lehner, M.: *Modellreduktion in elastischen Mehrkörpersystemen*, Dissertation, Universität Stuttgart, 2007.

-
- [85] Link, M.: Finite Elemente in der Statik und Dynamik, 4. Aufl., Springer Vieweg, Wiesbaden, 2014.
- [86] Linke, H.: Stirnradverzahnung - Berechnung, Werkstoffe, Fertigung, 2. Aufl., Hanser, München, 2010.
- [87] Maia, N.M.M.; Silva, J.M.M.: Theoretical and Experimental Modal Analysis, Research Studies Press, Baldock, 1998.
- [88] Mitrov, A.: Modifizieren von Strukturmodellen in HyperMesh, Masterprojektarbeit, Technische Hochschule Ulm, 2020.
- [89] Moritz, K.: Luftschall- und körperschallbasierte psychoakustische Analyse von Getriebegeräuschen, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2017.
- [90] Möser, M.: Technische Akustik, 7.Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 2007.
- [91] Müller, G.: Taschenbuch der Technischen Akustik, 3. Auflage, Springer Vieweg, Berlin, 2004.
- [92] Müller, G.; Möser, M.: Numerische Methoden der Technischen Akustik, Springer Vieweg, Berlin, 2017.
- [93] Müller, R.: Schwingungs- und Geräuschanregung bei Stirnradgetrieben, Dissertation, Technische Universität München, 1990.
- [94] N., N.: DIN 3990-1: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern; Einführung und allgemeine Einflußfaktoren, (1987).
- [95] N., N.: DIN ISO 281: Wälzlager – Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer, (2010).
- [96] N., N.: DIN SPEC 1281-1: Wälzlager – Erläuternde Anmerkungen zur ISO 281 – Teil 1: Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer, (2010).
- [97] N., N.: DIN 26281: Wälzlager - Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer - Berechnung der modifizierten nominellen Referenz-Lebensdauer für Wälzlager (ISO/TS 16281:2008 + Cor. 1:2009), (2010).
- [98] N., N.: ISO 3743-1:2010-10: Acoustics - Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure, (2010).

-
- [99] N., N.: DIN EN ISO 3743-1: Akustik - Bestimmung der Schalleistungs- und Schallenergiepegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen, (2011).
- [100] N., N.: DIN 5402-3: Wälzlager – Wälzlagerteile – Teil 3: Nadelrollen, (2012).
- [101] N., N.: Theory - AVL Excite Powerunit v2014, (2014).
- [102] N., N.: DIN 5402-1: Wälzlager – Wälzlagerteile – Teil 1: Zylinderrollen, (2014).
- [103] N., N.: Montagehandbuch - Montage von Rotativlagern, Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach / Schweinfurt, 2017.
- [104] N., N.: ISO 6336-1: Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors, (2019).
- [105] N., N.: DIN ISO 76: Wälzlager - Statische Tragzahlen, (2019).
- [106] N., N.: Simcenter 3D Motion Gear Element User Guide, (2020).
- [107] N., N.: EXCITE™ Acoustics User Manual, (2020).
- [108] N., N.: Simcenter 3D Motion Transmission Builder User Guide, (2020).
- [109] N., N.; Siemens: Simcenter 3D Motion Product Documentation, (2020).
- [110] Neher, J.: Rechnerische und experimentelle Untersuchungen der Schallabstrahlung bei Fahrzeuggetrieben, Dissertation, Technische Universität Ilmenau, 2012.
- [111] Neupert, B.: Berechnung der Zahnkräfte, Pressungen und Spannungen von Stirn- und Kegelradgetrieben, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 1983.
- [112] Offner, G.: Modelling of condensed flexible bodies considering non-linear inertia effects resulting from gross motions, Institution of Mechanical Engineers. Part K: Journal of Multi-body Dynamics (2011) 204–219.
- [113] Offner, G.; Eizenberger, T.; Pribsch, H.H.: Separation of reference motions and elastic deformations in an elastic multi-body system, Institution of Mechanical Engineers. Part K: Journal of Multi-body Dynamics (2001) 93–102.
-

-
- [114] Özgüven, N.H.; Houser, D.R.: Mathematical models used in gear dynamics - a review, *Journal of Sound and Vibration*. 121 (1988) 383–411.
- [115] Palermo, A.; Mundo, D.; Hadjit, R.; Desmet, W.: Multibody element for spur and helical gear meshing based on detailed three-dimensional contact calculations, *Mechanism and Machine Theory*. 62 (2013) 13–30.
- [116] Peeken, H.; Troeder, C.; Laschet, A.: Rechnergestützte Simulation des dynamischen Betriebsverhaltens von Antriebssystemen, VDI-Berichte Nr. 492, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1983: S. 159–167.
- [117] Peeters, B.; Van der Auweraer, H.; Guillaume, P.; Leuridan, J.: The PolyMAX frequency-domain method: a new standard for modal parameter estimation?, *Shock and Vibration*. (2004) 395–409.
- [118] Petersen, D.: Auswirkung der Lastverteilung auf die Zahnfußstragfähigkeit von hoch überdeckenden Stirnradpaarungen, Dissertation, Technische Hochschule Braunschweig, 1989.
- [119] Petzold, L.R.: A description of DASSL: A differential / algebraic system solver, (1982).
- [120] Pflüger, M.; Brandl, F.; Ulrich, B.; Feitzelmayer, K.: *Fahrzeugakustik*, Springer-Verlag, Wien, 2010.
- [121] Pluymers, B.: Wave Based Modelling Methods for Steady-state Vibro-acoustics, Dissertation, KU Leuven, 2006.
- [122] Pluymers, B.; van Hal, B.; Vandepitte, D.; Desmet, W.: Trefftz-Based Methods for Time-Harmonic Acoustics, *Archives of Computational Methods in Engineering*. Vol. 14 (2007) 343–381.
- [123] Probst, W.: *Lärminderung - Geräuschemissionwerte 2. Auswahl der Geräuschmeßverfahren anhand der Rahmennormen*, 2. Auflage, Wirtschaftsverlag NW Verlag für neue Wissenschaft GmbH, Bremerhaven, 1998.
- [124] Qu, Z.-Q.: *Model Order Reduction Techniques with Applications in Finite Element Analysis*, Springer-Verlag, London, United Kingdom, 2004.
- [125] Quiring, S.: *Getriebelagerkräfte infolge dynamischen Systemverhaltens*, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2002.
-

-
- [126] Rautert: Untersuchung der Körperschallübertragung und Schallabstrahlung von Getrieben, Abschlussbericht, Forschungsvorhaben Nr. 130 „Körperschall von Getrieben“ Heft 311, 1990.
- [127] Razpotnik, M.: The Dynamic Characterisation of Rolling-Element Bearings, Dissertation, University of Ljubljana, 2019.
- [128] Resch, T.: NVH Simulation und Optimierung, Neu-Ulm, 2016.
- [129] Resch, T.; Klarin, B.; Courtois, S.: Verzahnungsgeräusch unter Berücksichtigung der Interaktion von Motor und Getriebe – eine Untersuchung mittels MBD- und WBT-Simulation, 8. Magdeburger Symposium Tagungsband, Magdeburg, 2014: S. 161–179.
- [130] Reynders, E.: System identification and modal analysis in structural mechanics, Dissertation, KU Leuven, 2009.
- [131] Richter, H.P.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Körperschalleitung von Wälzlagern in Maschinen, Dissertation, Technischen Hochschule Darmstadt, 1989.
- [132] Rill, G.; Schaeffer, T.: Grundlagen und Methodik der Mehrkörpersimulation, 3. Aufl., Springer Vieweg, Wiesbaden, o. J.
- [133] Rixen, D., J.; Géradin, M.: Mechanical Vibrations: Theory and Application to Structural Dynamics, 3. Aufl., John Wiley & Sons, Ltd, Chichester, 2015.
- [134] Sainsot, P.; Velex, P.: Contribution of gear body to tooth deflections - a new bidimensional formula, Journal of Mechanical Design. 126 (2004) 748–752.
- [135] Sanzenbacher, S.: Reduzierung von Getriebegeräuschen durch Körperschallminderungsmaßnahmen, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Stuttgart, 2016.
- [136] Sattelberger, K.: Schwingungs- und Geräuschanregung bei ein- und mehrstufigen Stirnradgetrieben, Technische Universität München, 1997.
- [137] Schiehlen, W.; Eberhard, P.: Technische Dynamik, Springer Vieweg, Wiesbaden, 2017.
- [138] Schneider, S.: Konstruktion, Simulation und vibroakustische Evaluation eines Demonstrator-Getriebes, Master-Thesis, Technische Hochschule Ulm, 2020.

-
- [139] Schneider, S.: Aufbau einer flexiblen MKS- und vibro-akustischen Fahrzeuggetriebe-Simulation in Simcenter 3D, Master-Projektarbeit, Technische Hochschule Ulm, 2020.
- [140] Schneider, S.; Graf, B.; Giese, T.; Haralampiev, I.: Validation of the Time-Domain Boundary Element Method in Acoustics regarding Flexible Multibody Simulations and Acoustic Measurements, World Symposium on Mechanical-Materials Engineering & Science, Prag, 2021.
- [141] Schroeder, D.: Vektor- und Tensorpraxis, Harri Deutsch, Frankfurt a.M., 2009.
- [142] Schwer, L.E.: An overview of the PTC 60/V&V 10: Guide for verification and validation in computational solid mechanics: Transmitted by L. E. Schwer, Chair PTC 60V&V 10, Engineering With Computers. 23 (2007) 245–252.
- [143] Schwertassek, R.; Wallrapp, O.: Dynamik flexibler Mehrkörpersysteme - Methoden der Mechanik zum rechnergestützten Entwurf und zur Analyse mechatronischer Systeme, Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig, 1999.
- [144] Scurria, L.: Development of modeling techniques for rolling element bearings, Master-Thesis, Università di Pisa, 2016.
- [145] Scurria, L.; Cavalaglio Camargo Molano, J.; Jiranek, P.; Tamarozzi, T.; Fauconnier, D.: Rolling Element Bearings-Advanced Modeling for Multibody Simulations, Detroit, 2020.
- [146] Scurria, L.; Fiszer, J.; Tamarozzi, T.; Jiranek, P.; Desmet, W.: An advanced modeling technique for rolling element bearings in elasto-hydrodynamic field, Funchal, Madeira, Portugal, 2017.
- [147] Seifried, R.: Dynamics of Underactuated Multibody Systems Robert Seifried Modeling, Control and Optimal Design, Springer, Cham, 2014.
- [148] Sfar, Z.M.: Bestimmung von Verzahnungskorrekturen und Lagerkräften in Planetengetrieben für Lastkollektive, Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 2011.
- [149] Shabana, A.A.: Vibration of Discrete and Continuous Systems, 2. Aufl., Springer-Verlag, New York, 1997.

-
- [150] Shabana, A.A.: Flexible Multibody Dynamics: Review of Past and Recent Developments, *Multibody System Dynamics*. (1997) 189–222.
- [151] Shabana, A.A.: *Dynamics of Multibody Systems*, 3. Aufl., Cambridge University Press, New York, 2005.
- [152] Shweiki, S.: Analysis of static and dynamic meshing behaviour of lightweight gears, Dissertation, Università della Calabria, 2019.
- [153] Steffens, C.S.: Anregungsvorgänge und Körperschallflüsse im Gesamtsystem Motor-Getriebe, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2000.
- [154] Steffens, C.S.; Nussmann, N.; Pilath, C.: Virtuelle Produktentwicklung zur Verbesserung der Motor- und Getriebeakustik, Aachen, 2005: S. 277–291.
- [155] Tamarozzi, T.; Heirman, G.; Desmet, W.: An on-line time dependent parametric model order reduction scheme with focus on dynamic stress recovery, *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.* 268 (2014) 336–358.
- [156] Teutsch, R.: Kontaktmodelle und Strategien zur Simulation von Wälzlagern und Wälzführungen, Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2004.
- [157] Teutsch, R.; Sauer, B.: An alternative slicing technique to consider pressure concentrations in non-hertzian line contacts, *ASME Journal of Tribology*. 126 (2004) 436–442.
- [158] Thoma, F.: Lastübertragung im verformten System Lager-Welle-Zahnrad, Dissertation, Technische Universität München, 2012.
- [159] Tuma, J.: *Vehicle Gearbox Noise and Vibration: Measurement, Signal Analysis, Signal Processing and Noise Reduction Measures*, John Wiley & Sons, Ltd, Chichester, 2014.
- [160] Umezawa, K.; Suzuki, T.; Sato, T.: Vibration of power transmission helical gears (approximate equation of tooth stiffness), *Bulletin of JSME*. 29 (1986) 1605–1611.
- [161] Vansant, K.; Hallez, R.: *The Adaptive Order FEM approach for vibro-acoustic simulations: a report on a newly implemented technology with application examples demonstrating its superior performance to conventional FEM methods*, Melbourne, 2014.

-
- [162] Vedmar, L.: On the design of external involute helical gears, Dissertation, Lund Institute of Technology, 1981.
- [163] Vesselinov, V.; Weber, J.; Hahn, T.: Wälzlagerkennfelder für MKS-Programme, Aachen, 2007.
- [164] Waldbüßer, K.: Experimentelle Schwingungsanalyse an einem Prüfstandgetriebe, Master-Projektarbeit, Technische Hochschule Ulm, 2019.
- [165] Weber, C.; Banaschek, K.: Formänderung und Profilirücknahme bei gerad- und schrägverzahnten Rädern, Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig, Germany, 1953.
- [166] Weber, W.: Akustische Modellgesetze für die Schalleistung von Getriebebaureihen, Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt, 1987.
- [167] Weck, M.: Moderne Leistungsgetriebe, Springer-Verlag, Berlin, 1992.
- [168] Wegerhoff, M.: Methodik zur numerischen NVH Analyse eines elektrifizierten PKW Antriebsstrangs, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2017.
- [169] Weiler, W.: Handbuch der physikalisch-technischen Kraftmessung, Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft GmbH, Braunschweig, 1993.
- [170] Weißenberger, M.: Optimierung der Bewegungsdynamik von Werkzeugmaschinen im rechnergestützten Entwicklungsprozess, Dissertation, Technische Universität München, 2001.
- [171] Wender, B.; Kelkel, K.; Weber, W.: Berechnung der Schallabstrahlung von Getriebegehäusen durch Kopplung von Finite-Element- und Boundary-ElementMethoden, VDI Berichte, VDI Verlag, Würzburg, 1992: S. 447–465.
- [172] Werner, D.; Falkenberger, S.; Graf, B.; Wegerer, F.; Neher, J.; Wender, B.: Full model multibody approach for the sound calculation of gearboxes, Proceedings of ISMA 2018 International Conference on Noise and Vibration Engineering, Leuven, Belgium, 2018: S. 2533–2547.
- [173] Werner, D.; Scurria, L.; Di Lorenzo, E.; Graf, B.; Neher, J.; Wender, B.: Validation of multibody NVH gearbox calculations with order

-
- based modal analysis and measurement of operational bearing forces, Proceedings of ISMA 2020, Leuven, 2020: S. 3205–3220.
- [174] Wittel, H.; Janasch, D.; Voßiek, J.; Supra, C.: Roloff / Matek Maschinenelemente - Normung, Berechnung, Gestaltung, 24., Springer Vieweg, Berlin, 2019.
- [175] World Health Organization: Burden of disease from environmental noise - Quantification of healthy life years lost in Europe, WHO Regional Office for Europe, Copenhagen, 2011.
- [176] Xu, X.; Dong, P.; Liu, Y.; Zhang, H.: Progress in Automotive Transmission Technology, Automotive Innovation. (2018) 187–210.
- [177] Zaleski, O.: Verfahren zur Aufwandsreduzierung bei der Berechnung der Schallabstrahlung von Strukturen, Dissertation, Technische Universität Hamburg-Harburg, 2008.
- [178] Zeller, P.: Handbuch Fahrzeugakustik, Springer Vieweg, Wiesbaden, Germany, 2018.
- [179] Ziegler, P.P.: Dynamische Simulation von Zahnradkontakten mit elastischen Modellen, Dissertation, Universität Stuttgart, 2012.
- [180] Zundel, T.: Reduzierung der Geräuschabstrahlung von Getriebegehäusen durch Optimierung der Körperschallübertragung, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2014.
- [181] VDI 3830, Blatt 1: Werkstoff- und Bauteildämpfung - Einteilung und Übersicht, (2004).
- [182] Regulation (EU) No 540/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on the sound level of motor vehicles and of replacement silencing systems, and amending Directive 2007/46/EC and repealing Directive 70/157/EEC, (2014).