
Lehrstuhl für Angewandte Mechanik

**Rechnergestützte Optimierung des akustischen Verhaltens von
Steuerkettentrieben**

Alexander Christian Schmidt

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität
München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr. rer. nat. Heiner Bubb

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Heinz Ulbrich
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd Heißing

Die Dissertation wurde am 17.03.2006 bei der Technischen Universität München eingereicht
und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 05.12.2006 angenommen.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner dreijährigen Tätigkeit in der Motorberechnung der AUDI AG und wurde von Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Heinz Ulbrich vom Lehrstuhl für Angewandte Mechanik der Technischen Universität München betreut.

Den folgenden Personen möchte ich meinen Dank aussprechen:

- Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Heinz Ulbrich für die Übernahme der Betreuung und die wohlwollende Unterstützung dieser Arbeit
- Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd Heißing für das dieser Arbeit entgegengebrachte Interesse und die Übernahme des Zweitgutachtens
- Herrn Dr.-Ing. Peter Klumpp für die Betreuung dieser Arbeit seitens der AUDI AG
- Herrn Dr.-Ing. Thomas Heiduk für die Unterstützung und das Interesse an dieser Arbeit
- Den Herren Steffen Neeb, M.Sc., Dipl.-Ing. Kristian Maser, Dipl.-Ing. Eugen Krebs und Frau Dipl.-Ing. Alexandra Sartre für ihre Diplomarbeiten bzw. Praktika und ihren Einsatz, mit dem sie zu dieser Arbeit beigetragen haben
- Herrn Dipl.-Ing. Karsten Schön für die umfangreiche Hilfe bei der Vorbereitung und Durchführung der Prüfstandsversuche
- Herrn Dipl.-Ing. Peter Schlegelmilch für seine Beiträge in konstruktiven Fragen und Herrn Dr.-Ing. Malte Loeprecht in Fragen der FEM
- Den Herren Dr.-Ing. Andreas Hösl, Dipl.-Ing. Thomas Engelhardt und Dipl.-Ing. Markus Friedrich vom Lehrstuhl für Angewandte Mechanik für die Programmbetreuung von XKETSIM
- Allen Mitarbeitern und -innen der Motorentwicklung, die mich unterstützt haben
- Meinen Eltern für ihre langjährige Unterstützung

Die Abbildungen der Steuerkettentriebe in Abschnitt 4.1 wurden freundlicherweise von BMW, DaimlerChrysler und Porsche zur Verfügung gestellt.

Ingolstadt, im Dezember 2006

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
1.1	Simulation in der Kettentriebsentwicklung	1
1.1.1	Qualitätsmerkmale von Kettentrieben.....	2
1.2	Stand der Technik	4
1.2.1	Simulationstechnik	4
1.2.2	Dynamiksimulation	8
1.2.3	Akustiksimulation	10
1.3	Ziel der Arbeit.....	11
2	Modellbildung.....	15
2.1	Anregungen und Systemgrenzen	15
2.2	Modellierungselemente	17
2.2.1	Kette	17
2.2.2	Wellen und Kettenräder.....	18
2.2.3	Kettenführung	21
2.2.4	Spannelement.....	22
2.2.5	Kontakte.....	23
3	Grundlagen der Mehrkörpersysteme	27
3.1	Mehrkörpersimulation.....	27
3.2	Dynamik starrer Einzelkörper.....	28
3.3	Dynamik elastischer Körper	30
3.4	Kontaktdynamik	33
4	Dynamik Steuerkettentriebe V-Motoren.....	37
4.1	Aufbau der Steuerkettentriebe V-Motoren.....	37
4.2	Dynamikmessung	40
4.3	Aufbau des Berechnungsmodells.....	42
4.4	Abgleich mittels DOE.....	44

4.4.1	Abgleich des dynamischen Verhaltens.....	46
4.5	Schwingungsanalyse.....	49
4.5.1	Resonanzverhalten	49
4.5.2	Dynamische Kräfte.....	50
5	Akustikmessung.....	52
5.1	Geräuschentstehung	52
5.2	Schallwahrnehmung des Menschen.....	56
5.3	Messmethode	58
5.4	Prüfstands Aufbau.....	61
5.5	Ergebnisse.....	63
5.5.1	Einfluss der Ventilbetätigung.....	64
5.5.2	Einfluss der Sekundärtriebe	69
5.5.3	Einfluss der Ketteneigenschaften	71
5.5.4	Einfluss der Vorspannung des Spannelements	74
6	Kontaktkraftberechnung	77
6.1	Methode der finiten Elemente	79
6.1.1	Finite Elemente in nichtlinearen Problemen	80
6.1.2	Explizite Integration der Bewegungsgleichungen	83
6.2	Modellaufbau	84
6.3	Ergebnisvergleich	88
7	Abgleich Akustikmessung zu Akustikberechnung.....	95
7.1	Abgleich der Ergebnisgrößen	95
7.2	Auswertung der Berechnungsergebnisse.....	100
7.2.1	Berechnung der Campbelldiagramme	100
7.2.2	Berechnung der Ordnungsschnitte und Gesamtpegel	101
7.3	Vergleich Messung und Berechnung.....	103
7.3.1	Vergleich am Gesamtsteuertrieb	103
7.3.2	Vergleich am Primärtrieb.....	106
7.4	Ergebnisse.....	108

8	Rechnergestützte Akustikoptimierung	111
8.1	Identifikation akustisch relevanter Parameter	111
8.2	Rechnergestützte Optimierung	115
8.2.1	Einfluss der Spannercharakteristik	115
8.2.2	Einfluss der Zahnlückenform	118
8.2.3	Einfluss der Kettenführung	122
8.2.4	Einfluss der Teilung	128
8.2.5	Kombination der Einflüsse	130
8.3	Layoutvergleich	132
9	Zusammenfassung und Ausblick	137
10	Literaturverzeichnis	141

Nomenklatur

Allgemeine Schreibweise

Skalar	normale Schrift, große und kleine Buchstaben
Vektor	fette Schrift, kleine Buchstaben
Kraft, Moment	fette Schrift, große Buchstaben
Matrix	fette Schrift, große Buchstaben
Laplace-Transformierte	normale Schrift, große Buchstaben

Formelzeichen

a	Beschleunigung
\mathbf{a}	Teilungsvektor
A	Amplitude
A	Querschnittsfläche
\mathbf{A}	Amplitudenvektor
\mathbf{A}	Matrix zur Bestimmung der Kontaktkräfte
\mathbf{A}	Transformationsmatrix zwischen zwei Koordinatensystemen
\mathbf{b}	Vektor zur Bestimmung der Kontaktkräfte
\mathbf{B}	Verzerrungsverschiebungstransformationsmatrix
c	Schallgeschwindigkeit
c	Steifigkeit
\mathbf{C}	Steifigkeitsmatrix
d	Dämpfung
\mathbf{D}	Dämpfungsmatrix
e	Komponente eines infinitesimalen Verzerrungstensors
\mathbf{e}	Verzerrungsvektor
E	Elastizitätsmodul
f	Frequenz
f^B	Komponente der äußeren Körperkräfte

f^S	Komponente der äußeren Oberflächenkräfte
f^B	Volumenkraftvektor
f^s	Oberflächenkraftvektor
F	Ergebniswert
F	Kraft
\bar{F}	Mittelwert
\mathbf{F}	Kraftvektor
\mathbf{F}	Vektor der Knotenpunktkräfte
g	Abstand
\mathbf{g}	Kraftvektor der Drehanregung
G	Übertragungsfunktion
\mathbf{G}	gyroskopische Matrix
h	Interpolationsfunktion
\mathbf{h}	Kraftvektor der Bewegungsgleichungen
H	Bezugspunkt eines Körpers
\mathbf{H}	Matrix des linearelastischen Stoffgesetzes
\mathbf{H}	Volumenverschiebungsinterpolationsmatrix
\mathbf{H}^S	Oberflächenverschiebungsinterpolationsmatrix
\mathbf{I}	Trägheitstensor
$\bar{\mathbf{I}}$	Flächenträgheitstensor
\mathbf{j}	Beschleunigungsvektor
$\hat{\mathbf{j}}$	Geschwindigkeitsvektor
\mathbf{J}	JAKOBI-Matrix
\mathbf{K}	Steifigkeitsmatrix
l	Fensterlänge
L	Pegel

L	Schallleistungspegel
L_A	A-Bewertung
L_e	kleinste Elementkantenlänge
L_h	Körperschallmaß
$L_{\ddot{U}}$	Übertragungsmaß
L_{σ}	Abstrahlmaß
L	Drallvektor
m	Masse
M	Momentenvektor
M	Massenmatrix
\hat{M}	effektive Massenmatrix
n	Drehzahl
n	Normalenvektor
N	zweiter Gelenkpunkt eines Kettenglieds
N	Windungszahl
N	Matrix der nichtkonservativen Lagerkräfte
p	Impuls
p	Teilung
p	Impulsvektor
q	Vektor der generalisierten Koordinaten
Q	Ladungsverschiebung
r	Lagevektor
r	Vektor der äußeren Knotenpunktlasten
\hat{r}	Vektor der effektiven Lasten
R	Komponente der äußeren virtuellen Arbeit
R	Radius
s	Konturparameter

s	Weg
S	Oberfläche
t	Tangentialvektor
T	betrachteter Zeitpunkt
T	Periodendauer
T	Vektor der betrachteten Zeitpunkte
u	Komponente der Verschiebungen
u	translatorische Auslenkung in x-Richtung
u	Vektor der Biegeansatzfunktionen
u	Verschiebungsvektor
U_{ind}	Induktionsspannung
v	Geschwindigkeit
v	translatorische Auslenkung in y-Richtung
v	Geschwindigkeitsvektor
v	Vektor der Biegeansatzfunktionen
V	Verformungspotential
V	Volumen
w	Bindungsvektor
W	Bindungsmatrix
x	Faktor
x	Komponente der Koordinaten
x	Koordinate eines Körpers
x	Vektor der Faktoren
y	Koordinate eines Körpers
z	Zähnezahl
α	Gewichtungsfaktor
α	rotatorische Auslenkung um die x-Richtung

α	Winkel
β	Regressionskoeffizient
β	rotatorische Auslenkung um die y-Richtung
$\boldsymbol{\beta}$	Vektor der Regressionskoeffizienten
ΔMO	Ordnungsbreite
ΔT	Zeit zwischen den FFTen
$\boldsymbol{\varepsilon}$	vektorielle Verschiebung im Kettengelenk
γ	Relativauslenkung
κ	Krümmung
λ	Kontaktkraft
$\boldsymbol{\lambda}$	Vektor der Kontaktkräfte
$\boldsymbol{\Lambda}$	Stoßimpulsvektor
ν	Querkontraktionszahl
ρ	Dichte
φ	Verdrehung eines Körpers
$\boldsymbol{\Phi}$	Vektor der Torsionsansatzfunktionen
Φ	magnetischer Fluss
Φ	Winkel der Sollbewegung
τ	Komponente des Cauchyschen Spannungstensors
τ	Zeitkonstante
$\boldsymbol{\tau}$	Vektor der Cauchyschen Spannungen
ω	Winkelgeschwindigkeit
ω_0	Eigenfrequenz
$\boldsymbol{\omega}$	Winkelgeschwindigkeitsvektor
Ω	Winkelgeschwindigkeit der Sollbewegung
ξ	Faktor der Hauptanregung des Motors

Indizierung

a	alt
a	Beschleunigung
B	Lagerzapfen
D	Distanz
el	elastisch
F	Kettenführung
F	Kraft
G	Kettenglied
H	Bezugspunkt eines Körpers
I	Inertialsystem
K	Kontakt
K	Koordinatensystem einer infinitesimalen Wellenscheibe
l	in Longitudinalrichtung
Lag	Lagerung
M	Mittelpunkt
n	neu
n	in Normalenrichtung
O	Oberfläche
R	in Radialrichtung
R	Kettenrad
R	Referenzsystem einer Kettenradwelle
R	Rotation
RW	Kettenradwelle
S	Schwerpunkt
st	starr
t	in Transversalrichtung

T	in Tangentialrichtung
T	Translation
u	in u-Richtung
U	Umgebung
v	Geschwindigkeit
v	in v-Richtung
VZ	Verzahnung
φ	in Drehrichtung
$\dot{\Omega}$	Größe infolge der Drehbeschleunigung
Ω^2	Zentrifugalgröße infolge der Drehanregung
0	Koordinatenursprung
0	Soll-, Bezugszustand

1 Einleitung

1.1 Simulation in der Kettentriebsentwicklung

Die steigende Komplexität und die stetig wachsenden Anforderungen an die Produkte bei nahezu gleich bleibenden Entwicklungs- und Produktzyklen erfordern den verstärkten Einsatz von CAE-Methoden im Produktentstehungsprozess. Die Verwendung dieser rechnergestützten Verfahren ist vor allem in einer frühen Phase des Produktentstehungsprozesses aus zwei Gründen sinnvoll und effizient. Zum einen können erste Aussagen noch vor dem Aufbau von zeit- und kostenintensiven Prototypen gewonnen und Varianten zügig abgeprüft werden, zum anderen sind die Einflussmöglichkeiten auf das Produkt zu diesem Zeitpunkt am größten. Über den gesamten Entwicklungszeitraum ermöglicht der CAE-Einsatz außerdem die Erfassung von nicht oder nur schwer messbaren Größen. Ziel dieses Vorgehens ist es, mit einer möglichst hohen Produktreife in die Hardwareentwicklung zu starten. Damit vollzieht sich ein Wandel weg von einer Berechnung, die hauptsächlich auftretende Probleme kurz vor Serienanlauf analysiert, hin zu einer Berechnung, die Konzepte definiert und den Entwicklungsprozess anfangs bestimmt und später kontinuierlich begleitet.

Die Kundenanforderungen an einen modernen Personenkraftwagen steigen permanent, nicht nur was die primären Eigenschaften wie ausreichende Fahrleistungen und niedrige Kosten betrifft, sondern ein zunehmendes Augenmerk liegt auch auf den sekundären Eigenschaften wie Dynamik, Akustik und Komfort. In der Erfüllung aller Anforderungen besteht oft ein Konflikt zwischen gegensätzlichen Zielen, so liegt ein zunehmender Schwerpunkt der Entwicklung neben den primären Eigenschaften auch auf der Optimierung der sekundären Produkteigenschaften. Vor allem das dynamische und akustische Verhalten stellt eine zunehmende Herausforderung im Produktentstehungsprozess dar. Während die Vorauslegung von Motoren im Bereich der klassischen Anforderungen wie Leistung, Package und Festigkeit Stand der Technik beim CAE-Einsatz ist, erfordert die Bewertung von Dynamik und Akustik a priori ein weitreichendes Systemverständnis und eine entsprechende Detaillierung. Bei der Entwicklung stellt die Analyse der Entstehungsmechanismen von Schwingungen durch den Einsatz entsprechender Messmethoden und Simulationsansätze einen wichtigen Meilenstein auf dem Weg zum fertigen Produkt dar.

Zu Beginn einer Entwicklung sind in der Regel nur wenige Systemdaten vorhanden, aber es stehen meist mehrere verschiedene Konzepte zur Auswahl, daher wird während der

Konzeptentwicklungsphase in der Regel auf relativ einfache Modelle zurückgegriffen. Somit können Variantenrechnungen mit geringem Aufwand durchgeführt werden. Die Bewertung der Simulationsergebnisse erfordert dabei viel Sachverstand und Systemkenntnis. Mit dem Fortschritt der Entwicklung stehen immer mehr Daten zur Verfügung und ausgewählte Lösungen werden favorisiert, die steigende Detaillierung bei einer sinkenden Anzahl von Varianten ermöglicht immer detaillierte Berechnungsergebnisse. Der Wandel von vielen einfachen Modellen mit qualitativen Aussagen zu wenigen komplexen mit quantitativer Aussagekraft über den zeitlichen Verlauf der Entwicklung stellt die hauptsächliche Herausforderung beim Einsatz moderner Berechnungsverfahren dar. Mit immer detaillierteren Modellen erreicht der CAE-Einsatz kurz vor Ende der Konzeptentwicklung den Höhepunkt. Am Ende der Konzeptentwicklungsphase steht als Meilenstein der „Virtuelle Check“. Hier wird der Produktreifegrad überprüft und das Konzept ausgewählt, welches den spezifizierten Lastenheftanforderungen am besten gerecht wird. Während der Serienentwicklungsphase verlagert sich der Ressourceneinsatz zunehmend in den Versuch. Bis zum Meilenstein „Serienfreigabe“ wird die Serienentwicklung kontinuierlich mit Berechnungsergebnissen im Rahmen einer virtuellen Funktionserprobung unterstützt.

Die oben beschriebenen Randbedingungen zum Einsatz von CAE im Produktentstehungsprozess gelten auch in besonderem Maß für die Simulation in der Kettentriebsentwicklung. Die vollständige Bewertung der Dynamik, der Festigkeit und des akustischen Verhaltens eines Kettentriebs erfordert in der Regel Funktions- und Dauerlaufuntersuchungen am befeuerten Motor, so dass gerade hier der frühzeitige Einsatz von CAE-Methoden die Variantenvielfalt reduziert und Entwicklungszeit und -kosten minimiert. Die rechnerische Bewertung des dynamischen Verhaltens von Steuerkettentrieben stellt den Stand der Technik dar und ermöglicht Aussagen über Festigkeit und Schwingungsverhalten. Neben diesen Kriterien sind die Reibung und die Akustik wichtige Bewertungsgrößen an Kettentrieben.

1.1.1 Qualitätsmerkmale von Kettentrieben

Die einfache Vorstellung eines Kettentriebs, der eine Drehbewegung von einer Welle auf eine zweite radial versetzte Welle überträgt, entspricht in der Praxis leider nicht immer der Realität. So hat ein Kettentrieb im Automobilbau neben den allgemeinen Anforderungen an alle Bauteile, wie kompakter Bauraum, geringes Gewicht und niedrige Kosten, im Wesentlichen vier funktionale Kriterien zu erfüllen: geringe Dynamik, hohe Festigkeit, niedrige Reibung und akustisch unauffälliges Verhalten.

Da ein Kettentrieb ein komplexes Schwingungssystem mit einer Reihe von Nachgiebigkeiten, Trägheiten und entsprechend vielen Freiheitsgraden ist, wird eine Drehbewegung, die von der Kurbelwelle auf den Steuertrieb aufgeprägt wird, nicht im vorgegebenen Übersetzungsverhältnis ideal starr übertragen. Die anregenden Momente am Steuertrieb (siehe Abschnitt 2.1) führen zu Drehschwingungen im System, die eine Abweichung der Nockenwellenbewegung von einer idealen gleichförmigen Drehbewegung verursachen zusätzlich zur eingeleiteten Drehungleichförmigkeit der Kurbelwelle. Neben diesen dynamischen Abweichungen in den niedrigen Motorordnungen kommt es allein durch den Polygoneffekt zu Schwankungen des Übersetzungsverhältnisses in der Zahneingriffsfrequenz, letztere sind aber eher unbedeutend für das dynamisch relevante Schwingungsverhalten. Diese Dynamik im Kettentrieb muss aus zwei Gründen möglichst gering sein: Zum einen führen starke Schwankungen der Nockenwellenbewegung zu einer Störung der Ladungswechselforgänge, was die Thermodynamik des Motors negativ beeinflusst, zum anderen entstehen zusätzliche Beanspruchungen im Ventiltrieb und im Steuertrieb selbst.

Womit schon das zweite Kriterium erreicht ist, ein Kette hat bauartbedingt eine bestimmte Festigkeit und muss ein Fahrzeugleben lang funktionieren. Da Lebensdauer und Beanspruchbarkeit somit feststehen, ist der Kettentrieb so auszulegen, dass die Beanspruchungen möglichst niedrig sind. Dieser Punkt lässt sich nicht so klar vom ersten Kriterium abgrenzen, denn unter Umständen führt eine hohe Dynamik auch zu hohen Lasten im Kettentrieb. Der Kettentrieb ist daher so auszulegen, dass die Drehschwingungen und die Kettenbelastungen niedrig sind. Die Verstärkung der Kette stellt oftmals keine Alternative zur Reduktion von Dynamik und Belastungen dar, denn belastbarere Ketten sind meist nicht bauraumneutral und schwerer. Außerdem erhöht eine kleinere Zähnzahl bei größerer Teilung den Polygoneffekt, was die akustisch relevanten Anregungen verstärkt.

Hohe Lasten im Kettentrieb beeinflussen auch die auftretende Reibung, wobei es hier nicht so sehr auf die Spitzenlasten ankommt, die vor allem für die Festigkeit relevant sind, sondern viel mehr auf das mittlere Lastniveau im Kettentrieb. Die Reibungsverluste, die von den Reibkräften und diese wiederum von den Normalkräften abhängen, steigen durch z. B. eine hohe Vorspannung im Kettentrieb an und treten an allen Kontaktstellen im Kettentrieb (siehe Abschnitt 2.2.5) auf. Eine erhöhte Reibung führt zu verschiedenen Effekten, so ist meist eine erhöhte Dämpfung im System vorhanden, was bei schwingungsfähigen Systemen positiv sein kann. In der Energiebilanz eines Verbrennungsmotors sind die Auswirkungen von Reibungsverlusten negativ. Die Verluste führen zu einer Reduzierung der Leistung und des Moments des Aggregats und erhöhen dessen Verbrauch.

Als letztes aber in dieser Arbeit wichtigstes Kriterium eines Kettentriebs ist die akustische Unauffälligkeit anzuführen, aus der diskreten Struktur der Kette ergeben sich Anregungen in der Zahneingriffsfrequenz des Systems (siehe Abschnitt 2.1). Diese Anregungen sind, wie oben beschrieben, zwar für das Drehschwingungsverhalten von untergeordneter Bedeutung, können sich aber unter Umständen akustisch negativ bemerkbar machen. Gerade das akustische Verhalten von Steuerketten kann in bestimmten Betriebspunkten eines Motors z. B. Schub von den Insassen als unangenehm empfunden werden und eine deutliche Störung des subjektiven Fahr- und Komfortempfindens bewirken, aber nicht nur die Insassen auch Personen außerhalb des Fahrzeugs können davon betroffen sein. Solche Geräusche können durch eine erhöhte Schallentstehung und/oder ungünstige Schallübertragung und -abstrahlung verstärkt hervortreten. Auf die auftretenden Phänomene wird in den Kapiteln 5 bis 8 näher eingegangen.

Die messtechnische Bewertung der Aggregateakustik erfordert im besten Fall wenigstens den Aufbau einer Schleppattrappe, eine umfassende Beurteilung im schlechtesten Fall eine Messung im Fahrzeug, wobei auf einen möglichst serienrelevanten Aufbauzustand zu achten ist. Daher stehen gemessene und repräsentative Akustikbewertungen erst relativ spät im Produktentstehungsprozess zur Verfügung, so dass eine Akustikoptimierung mit CAE-Methoden in einer frühen Phase ein erhebliches Zeit- und Kostenpotential bietet.

1.2 Stand der Technik

In den letzten Jahren wurde eine Vielzahl von Arbeiten zur Kettentriebssimulation und zur Bewertung von Dynamik und Akustik von Steuerketten veröffentlicht. Bereits in den 50er und 60er Jahren des letzten Jahrhunderts wurden Forschungsarbeiten zur Dynamik und zum Schwingungsverhalten von Kettentrieben veröffentlicht, aber erst die Betrachtung von Kettentrieben als gekoppelte Schwingungsmodelle Ende der 80er Jahre leitete die Entwicklung moderner Simulationsmethoden ein, die heute den Stand der Technik repräsentieren. Die folgende Übersicht beschränkt sich daher hauptsächlich auf Arbeiten der letzten 20 Jahre, kann aber trotzdem nur eine unvollständige Zusammenfassung der umfangreichen Veröffentlichungen auf diesem Gebiet sein. Soweit möglich sind die Berichte in chronologischer Reihenfolge angeführt.

1.2.1 Simulationstechnik

Ein Modell zur Berechnung der Lastverteilung im Zahneingriff mit Nachgiebigkeiten von Kettenglied und Verzahnung bei statischer Belastung wird von NAJI in [45], [47] und [48] beschrieben. Der Einfluss der Reibung, des Lastverhältnisses zwischen Leer- und Lasttrum

und der Nachgiebigkeit auf die Kräfte im Zahneingriff wird in der ersten Arbeit untersucht. In den weiteren Arbeiten wird das Modell zur Berücksichtigung von Teilungsdifferenzen und auftretenden Zentrifugalkräften bei einer konstanten Kettengeschwindigkeit erweitert und der Einfluss dieser Ergänzungen betrachtet. Durch die Betrachtung der Nachgiebigkeiten im Kontakt ergibt sich ein weit unterbestimmtes Gleichungssystem, das unter der Annahme des Kontaktpunkts eines Kettengliedes iterativ gelöst wird. Die Ergebnisse stimmen gut mit statischen Messungen aus [46] überein.

KIM verwendet in [31] und [32] den gleichen Ansatz zur numerischen Berechnung des statischen Gleichgewichts zwischen Kette und Kettenrad im Zahneingriff unter Berücksichtigung der genauen Kontaktkonturen, aber ohne Nachgiebigkeiten. Das entstehende Gleichungssystem ist immer noch unterbestimmt und wird ebenfalls iterativ gelöst. Der Einfluss des Verhältnisses von Last- zu Leertrunkraft, der Kettenlänge auf Grund von Toleranzen und Verschleiß und der Reibung auf die Kettenkraft wird untersucht und zeigt ebenfalls eine gute Übereinstimmung mit den Messungen aus [46]. Die Berücksichtigung von dynamischen Effekten wird für weitere Untersuchungen empfohlen.

In [27] stellt KAMINSKY Modelle zur Berechnung von Transversalschwingungen des Kettentrums und der Einlaufstoßkraft bzw. der Kraftverhältnisse im Eingriff von Rollenkettentrieben vor. Er untersucht den Einfluss von Zähnezahl, Zahnform, Kettengeschwindigkeit und -kraft auf den Kraftverlauf, wobei die Ergebnisse mit steigender Kettenkraft stark von den experimentellen Untersuchungen abweichen.

Neben der Betrachtung ungekoppelter Transversalschwingungen der Kette untersucht SCHLOTTMANN in [60] und [61] das Resonanzverhalten gekoppelter Torsions- und Longitudinalschwingungen an einem einfachen Drehschwingungsmodell eines Zweirädertriebs bei äußerer und innerer Anregung. Es werden verschiedene Detaillierungsgrade des Modells mit und ohne Spanneinrichtung betrachtet.

In [55] beschreibt REINICKE-MURMANN die Simulation von Steuertrieben in Reihenmotoren mittels eines vereinfachten Drehschwingungsmodells unter Berücksichtigung der Anregungen von Nocken- und Kurbelwelle und transversaler Schwingungen des Zugmittels, aber unter Vernachlässigung der Kontaktdynamik. Es werden nur die mathematischen Grundlagen zur Kettentriebssimulation vorgestellt.

Ein vereinfachtes Drehschwingungsmodell zur Berechnung eines zweiteiligen V6-Steuerkettentriebs ohne Kontaktdynamik und Spannelementmodellierung stellt KURISU in [37] vor. Eine Detaillierungsstufe, die transversale Bewegungen der Ketten und Führungselemente zulässt, gibt dabei die Drehschwingungen qualitativ gut wieder, aber die

Amplitude wird insbesondere bei hohen Drehzahlen zu niedrig berechnet. Die dynamische Überhöhung wird nur unzureichend abgebildet.

In [67] zeigt VEIKOS ein Modell aus zwei Kettenrädern mit dem verbindenden Lasttrum als Mehrmassenschwinger und den kinematischen Effekten am Ein- und Auslauf der Kette. Die Modellierung berücksichtigt dadurch die Kopplung der transversalen und longitudinalen Schwingungen und die Einflüsse zwischen Anregung und Kettenbewegung. Die Auswirkungen der Variation von Trumlänge, Zähnezahl, Kettengeschwindigkeit und Kettenradträgheit auf die Bewegungen des Systems, die Kettenkräfte und die Geschwindigkeiten beim Einlauf des Kettengliedes auf das Kettenrad werden in [68] untersucht.

KIM untersucht in [33] an einem ähnlichen Modell den Einfluss von Kettengeschwindigkeit und Achsabstand auf die Bewegungen des Systems. Alle Körper werden als Starrkörper mit Trägheiten aber ohne verbindende Steifigkeiten betrachtet. Neben der Reibung wird der Einlauf der Glieder mit einer Stoßberechnung berücksichtigt, dabei kommt es zum mehrmaligen Prellen in der Verzahnung. Die Kettenspur zeigt zum Teil deutliche Abweichungen von statischen Betrachtungen und einen merklichen Einfluss des Achsabstands.

Die Modellierung eines R4-Steuerkettentriebs als FE-Modell wird von GREGORI in [20] dargestellt. Die Kontaktmodellierung zwischen Kettengliedern und Verzahnungen bzw. Führungselementen wird mit starren Kontaktkonturen mit Penaltykontakt vorgenommen, Kettenglieder sind mit Stab- und Balkenelementen und der Spanner mit nichtlinearen Feder-Dämpfer-Elementen modelliert. Die Ergebnisse zeigen den Einfluss der anregenden Motorordnungen und des Polygoneffekts auf die Kettenkräfte.

In [22] beschreibt HEIDUK ein vereinfachtes Modell zur Berechnung der dynamischen Effekte in Steuerkettentrieben. Die Abbildung der Kettenglieder erfolgt dabei außerhalb der Verzahnung durch diskrete Einzelmassen verbunden mit Feder-Dämpfer-Elementen. Die Kontaktdynamik wird vernachlässigt, aber die hydraulischen Vorgänge im Spannelement werden detailliert betrachtet. Der Einfluss verschiedener Anregungen und Systemparameter auf das dynamische Verhalten wird analysiert.

Die Grundlagen zur Berechnung von Kettentrieben mit einer Kontaktbeschreibung als Starrkörperkontakt aber einem vereinfachten Spannermodell werden in [18] von FRITZ näher erläutert. Die ausgewerteten Simulationsergebnisse an einem R4-Steuerkettentrieb zeigen bei niedrigen Drehzahlen eine gute Übereinstimmung, die aber bei hohen Drehzahlen wegen des einfachen Spannermodells schlechter wird.

ROSS beschreibt in [57] die Modellierung von Kettentrieben mit hydraulischen Spannelementen und einem Kontaktmodell mit lokalen Nachgiebigkeiten und zeigt auf Basis dieser Modellierung einen guten Abgleich der Berechnung mit gemessenen Schwingwinkeln. Um Aussagen zur Festigkeit und Akustik zu machen, werden die Ketten- und Kontaktkräfte ausgewertet.

Eine ausführliche Beschreibung der Grundlagen zur Modellierung von Kettentrieben und zur numerischen Simulation, insbesondere der Bestimmung einer stationären Gleichgewichtslage im Anfangswertprogramm und der Analyse des Eigenverhaltens, gibt FRITZ in [19]. An sehr gut abgeglichenen Modellen von R4-Steuertrieben werden Untersuchungen zum Einfluss von Zahnlückenform, Kettenteilung und Steifigkeiten auf die resultierenden Kräfte gemacht, außerdem wird eine Analyse der Eigenfrequenzen bei verschiedenen Konfigurationen aus einem Lastzyklus vorgestellt.

PFEIFFER zeigt in [52] einen Überblick über die Modellierungsmöglichkeiten von Kettentrieben und verweist auch auf die Kontaktmodellierung als Starrkörperkontaktmodell. Er geht näher auf die mathematische Abbildung von Geometrie und Kinematik im Kontakt, elastische Mehrkörpersysteme und Mehrkörpersysteme mit einseitigen Bindungen ein und zeigt beispielhaft Ergebnisse eines R4-Steuertriebs.

In [53] beschreibt POST die Grundlagen zur Modellierung von Kettentrieben und stellt ein vereinfachtes, hydraulisches Modell zum Kettenspannelement vor, dieses vernachlässigt die Ventilkugelträgheit und das Ölvolumen in der Ventilkammer und nimmt das Öl als inkompressibel an. Ein guter Abgleich am Beispiel eines V8-Steuerkettentriebs bestätigt die Annahmen zur vereinfachten Spannelementmodellierung.

Die Grundlagen zur Geräuschenstehung und -übertragung sowie die Grundlagen zur Modellierung von Kettentrieben insbesondere von Zahnketten und elastischen Führungselementen werden von HÖSL in [24] dargestellt, ein rechnerischer Vergleich eines einfachen Kettentriebs mit verschiedenen Kontaktmodellierungen zeigt keinen nennenswerten Einfluss auf die Schwingwinkel in halber und voller Zahneingriffsfrequenz. Die Untersuchung verschiedener Kettentypen unter Variation des Achsabstandes hat unterschiedliche Auswirkungen auf die an verschiedenen Stellen vom Kettentrieb in die Umgebung eingeleiteten Kräfte. Ein Optimum für alle Kraffteinleitungsstellen gibt es nicht, vergleichende Messwerte werden nicht gezeigt.

In [64] werden von SOPOUCH die Grundlagen zur Berechnung von Mehrkörpersystemen und zur Modellierung von Kontakten in diesen Systemen ausgeführt, dabei wird zwischen Starrkörperkontakten und Kontakten mit Krafftelementen unterschieden. Bei letzteren kann

die Kontaktkraft abhängig vom Normalenabstand der Konturen oder der Überdeckungsfläche berechnet und die Dämpfung exponentiell vom Abstand abhängig definiert werden. Die gezeigten Berechnungsergebnisse mit Kontakten aus Kraftelementen sind die aus [62], [63] und [59] (siehe auch Abschnitt 1.2.3).

ENGELHARDT beschreibt in [13] neben den Grundlagen zur Modellierung von Kettentrieben eine Erweiterung zur Einbindung von hydraulischen Einzelkomponenten, wie Funktionsteilen von Spannelementen aus einem Baukastensystem. Die Verbindung der Komponenten erfolgt dabei durch hydraulische und mechanische Knoten mit ein- und zweiseitigen Bindungen.

Aufbauend auf [19] stellt HÖSL in [25] ausführlich die Grundlagen zur Modellierung von Zahnketten und elastischen Führungselementen und die Implementierung von hydraulischen Einzelkomponenten als Spannelementbaukasten in Kettentriebsberechnungen dar. Die Ausführungen basieren auf [24] und [13] und sind um Modifikationen bei der Kontaktbehandlung gegenüber [19] und verschiedene Simulationsergebnisse erweitert. Unter anderem zeigt er einen Vergleich von Messungen und Berechnungen an einem V8-Steuerkettentrieb mit 8 mm Zahn- und 8 bzw. 7 mm Hülsenkette, den rechnerischen Einfluss einer elastischen Spannschiene an einem Reihenmotorsteuertrieb und den Einfluss verschiedener Parameter bei Spannelementsimulationen mit dem Spannelementbaukasten.

1.2.2 Dynamiksimulation

WANG stellt in [72] und [73] ein nichtlineares Kettentriebsmodell vor, das die Kettenradbewegung mit den transversalen und longitudinalen Schwingungen der Kettentrume koppelt, und untersucht die Auswirkung der Nockenwellenwechsellmomente auf die longitudinalen Schwingungen und die mögliche Destabilisierung des Systems und Anregung transversaler Schwingungen. Es wird der Einfluss von Kettenradträgheit, gyroskopischen und Geschwindigkeitseffekten und der Anregungsfrequenz auf die Stabilität und das Resonanzverhalten gezeigt. Die Schwankung der Kettenkraft sinkt dabei mit steigender Anregungsfrequenz und Radträgheit.

Untersuchungen zu Transversalschwingungen und dem Resonanzverhalten von Kettentritten abgebildet als kontinuierliche Modelle führt CHOI in [8] durch. Einlaufstoß, Polygoneffekt, periodische Schwankung der Trumlänge und wechselnde äußere Lasten werden dabei durch die Randbedingungen berücksichtigt und der Einfluss des Achsabstands, der angetriebenen Trägheiten, der Vorspannung und der äußeren Lasten wird überprüft. Das Modell wird in [9] um eine Spannrolle erweitert und die Betrachtungen auf den Einfluss von Spannersteifigkeit, -dämpfung und -position ausgedehnt. Ein Vergleich

ohne und mit Spannelement zeigt die positiven Auswirkungen eines Spanners auf das dynamische Verhalten.

In [2] wird von ARNOLD neben der Ventiltriebsoptimierung mittels Messung und Berechnung auch die Steuerkettentriebsoptimierung anhand eines Drehschwingungsmodells ohne Kontaktdynamik mit einem Spannermodell aus Feder- und Dämpferelementen beschrieben. Der Einfluss der Steuerzeiten auf das Drehschwingungsverhalten der Nockenwellen wird dabei analysiert.

KELL beschäftigt sich in [28] und [29] neben den Grundlagen zur Berechnung von Kettentrieben hauptsächlich mit experimentellen Untersuchungen an einem R4- und einem V8-Steuertrieb sowie einem R4-Ausgleichswellentrieb, zeigt aber auch Vergleiche gemessener und berechneter Nockenwellendrehschwingungen, Spannerwege und Kettenkräfte an den R4-Kettentrieben. Berechnete Eigenwerte an beiden Steuertrieben weichen durch die Linearisierung des Systems bei der Eigenwertanalyse um bis zu 10 % von der Messung ab.

Nach einer kurzen Beschreibung der Grundlagen zur Modellierung von Kettentrieben vergleicht FINK in [15] einen ein- und einen zweiteiligen R4-Steuertrieb mittels einer Basisanalyse der Drehschwingungen der Nockenwellen und der auftretenden Kräfte. Die beiden Triebe werden jeweils durch die Reduktion von Trägheitsmassen, angepassten Spannelementen und reduzierten Kettensteifigkeiten optimiert.

Die Grundlagen der Modellierung von Kettentrieben werden in [54] von POST vorgestellt und Ergebnisse von Eigenwertanalysen und Zeitbereichsrechnungen an einem V8-Steuerkettentrieb gezeigt, dabei zeigte sich eine starke Abhängigkeit des Resonanzverhaltens von den Randbedingungen wie z. B. dem Öldruck. Die wesentlichen Eigenformen des Steuertriebs bestehen aus Drehschwingungen der Wellen gegen die Kurbelwelle bzw. gegeneinander.

Die entkoppelte Simulation der Teilsysteme Kurbel-, Ventil- und Steuertrieb wird von SPECKENS in [65] als Stand der Technik dargestellt, wobei auf die richtige Wahl der Randbedingungen an den Schnittstellen zwischen den einzelnen Systemen hingewiesen wird. Es werden generelle Anforderungen an einen Steuertrieb angeführt und entsprechende Bewertungsgrößen aus einer Dynamiksimulation und Auslegungskriterien definiert.

Neben den Grundlagen der Simulation von Mehrkörpersystemen führt LACH in [38] verschiedene Berechnungen zur Beurteilung des dynamischen Verhaltens und der Reibungsverluste an einem R4-Ausgleichswellentrieb und einem R4-Steuerkettentrieb aus,

insbesondere der Einfluss der Zahnlückenform auf die Kontaktkräfte wird untersucht. Eine weite Verzahnungskontur senkt dabei den auftretenden Kontaktkraftpeak.

In [58] wird von ROSSI die Entwicklung eines zweistufigen V8-Steuerkettentriebs und der verzahnte Einsatz von Messungen und Berechnungen zur Abstimmung des dynamischen Verhaltens des Systems beschrieben. Der Abgleich von Messung und Berechnung zeigt eine gute Übereinstimmung außer bei hohen Drehzahlen und hoher Dynamik in den Sekundärtrieben, die Effizienzsteigerung durch den gekoppelten Einsatz beider Methoden wird herausgestellt.

Die Grundlagen zur Kettentriebsmodellierung und insbesondere der Abbildung elastischer Wellen werden von LEBRECHT in [39] vorgestellt, bei der Simulation eines V8-Dieselsteuerkettentriebs zeigt sich ein deutlicher Einfluss der Wellenelastizität auf die Schwingwinkel. Die Kettenkräfte werden im Vergleich dazu weniger beeinflusst. Eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse mit Messungen ist in diesem Fall nur durch die Berücksichtigung aller Nachgiebigkeiten möglich.

1.2.3 Akustiksimulation

CHEW betrachtet in [7] den Masseneinfluss auf den Stoßimpuls am vereinfachten Modell einer einseitig eingespannten Kette unter transversaler Stoßbeanspruchung am freien Ende. Die effektive Masse hängt dabei von der Anzahl der Glieder und der Massenverteilung im Glied ab und sinkt mit zunehmender Kettenlänge, kann aber praktisch als Masse eines Gelenks angenommen werden.

In [71] gibt WANG einen Überblick über Untersuchungen zur Geräuscentstehung an Kettentrieben. Die wichtigsten Punkte dabei sind: Die Hauptgeräuschquelle stellt der Zahneingriff dar, einige Untersuchungen zeigen, dass bei hohen Lasten und Geschwindigkeiten das Leertrum lauter als das Lasttrum sein kann. Der Einlaufimpuls ergibt sich als Funktion von Geschwindigkeit, Teilung, Trumlängen und der Massenverteilung am Kettenglied, eine günstige Schmierung kann dabei den Peak in der Kontaktkraft beim Einlauf Kettenglied auf Kettenrad verringern. Kinematische Betrachtungsweisen sind nur für geringe Geschwindigkeiten näherungsweise zulässig. Die Verwendung von Führungsschienen und Spannsystemen reduziert das Geräusch. Die entkoppelte Betrachtung von Dynamik und Akustik ist nicht möglich.

Eine Methode zur Berechnung des Impulses beim Einlauf des Kettengliedes auf das Rad unter transversaler Kettenbewegung wird von WANG in [74] vorgestellt, dabei wird die longitudinale Schwingung der Kette als klein gegenüber der transversalen angenommen. Die gegenseitige Beeinflussung von Einlaufstoß und Schwingungsverhalten der Kette wird

gezeigt, wobei der Impuls bei einer anregenden Frequenz nahe der Eigenfrequenz des freien Kettentrums minimal wird.

Die akustischen Auswirkungen der Variation verschiedener konstruktiver Parameter in Messung und Berechnung an einem Reihenmotorsteuertrieb werden von JOERRES in [26] untersucht. Die Auswertung von gemessenem Luftschall und berechneten Kettenkräften in der Zahneingriffsordnung erfolgt dabei jeweils über eine DOE. Die wesentlichen Einflussgrößen aus der Messung lassen sich dabei in der Berechnung nachvollziehen.

Die Grundlagen zur Modellierung von Ventil- und Kettentrieben und eines entsprechenden Spannerbaukastens werden von SOPOUCH in [62] und [63] und SCHAFFNER in [59] beschrieben. In [62] werden auf Basis eines abgeglichenen Spannermodells mit drehzahlabhängigen Koeffizienten Berechnungen an einem R3-Steuerkettentrieb mit Ventiltrieb vorgestellt. Die berechneten Amplituden sind dabei in den niedrigen Motorordnungen auf gleichem Niveau wie die gemessenen, werden im akustisch relevanten Bereich aber zu niedrig, was auf eine zu hohe Dämpfung im Spannelement bei hohen Frequenzen zurückgeführt wird. Als Körperschallanregung an der Struktur wertet SOPOUCH die Lagerkräfte an Wellen und Schienen aus, ohne einen Vergleich mit Messungen anzustellen. Der Einfluss der Verzahnungskontur auf die auftretenden Kontaktkräfte wird in [63] untersucht. Durch die Schwingungen in den freien Kettentrümen variiert der Kontaktpunkt zwischen Kettenglied und -rad, so dass sich keine Verbesserung durch den geführten Einlauf in die Verzahnung mit einer entsprechenden Kontur ergibt. Die auftretenden Kräfte werden sogar vergrößert. Die Ergebnisse werden in [59] um einen Vergleich des Einflusses verschiedener Spannercharakteristika am betrachteten R3-Steuerkettentrieb ergänzt. Auch hier zeigt sich eine gute Übereinstimmung der berechneten und gemessenen Amplituden in den niedrigen Motorordnungen, die im akustisch relevanten Bereich schlechter wird. Ein Spannelement mit Blende statt Rückschlagventil zeigt dabei geringere Schwankungen im Öldruck im Bereich der Zahneingriffsfrequenz. Der Einsatz eines Überdruckventils führt zur Absenkung der Druckschwankungen im Spanner im gesamten Frequenzbereich.

1.3 Ziel der Arbeit

Viele Arbeiten beinhalten die Simulation von Kettentrieben, ein großer Teil umfasst dabei die Modellierung und Simulationstechnik. Frühe Arbeiten befassen sich hauptsächlich mit Teilkomponenten des Gesamtsystems Kettentrieb z. B. der Dynamik einzelner Kettentrüme oder den Kontaktverhältnissen im Zahneingriff. Die Verbindung von Kettenrädern und Trümen zu einfachen Drehschwingungsmodellen ermöglicht die gekoppelte Betrachtung der

dynamischen Eigenschaften eines Kettentriebs. Die schrittweise Erweiterung um Anregungen, Spannelemente, Trume als Mehrmassenmodelle, Führungselemente und schließlich die Beschreibung der Kontaktdynamik führt zum heutigen Stand der Simulationstechnik (siehe Abschnitt 1.2). Die Berechnung der Steuertriebsdynamik im jeweiligen Detaillierungsgrad der Modellierung wird vielfach vorgestellt. Es werden die Einflüsse verschiedener Parameter untersucht und mit gemessenen Größen validiert. Berechnungsmodelle, wie sie zum Beispiel von HÖSL und LEBRECHT vorgestellt werden, sind somit Ausgangspunkt für die Betrachtung der Dynamik von Steuerkettentrieben in dieser Arbeit.

Mit der rechnerischen Vorhersage von Kettentriebsakustik befassen sich vergleichsweise wenige Arbeiten, wobei fast immer nur die Modellierung bzw. die rechnerische Bewertung von Akustik im Vordergrund stehen. Nach der Bewertung des Impulses des Einlaufstoßes an einfachen Trummodellen in frühen Arbeiten ziehen neuere Kräfte, Drücke und kinematische Größen aus komplexen Modellen zur Akustikbewertung heran. Zum Vergleich gemessener und berechneter akustikrelevanter Größen liegen kaum veröffentlichte Untersuchungen vor. Die Arbeiten von JOERRES und von SCHAFFNER und SOPOUCH gehören dazu, wobei zum einen nur Teile des Spektrums zur akustischen Bewertung verwendet werden bzw. zum anderen nur leicht für Messungen zugängliche aber akustisch weniger relevante Größen verglichen werden.

Das Ziel dieser Arbeit ist es daher weitere Erkenntnisse auf dem Gebiet der rechnergestützten Akustikvorhersage zu gewinnen und anhand von Parameterstudien akustisch relevanter Einflüsse mögliche Optimierungsschritte aufzuzeigen. Dabei wird besonders auf die Betrachtung des Gesamtspektrums, die Vergleichbarkeit der Darstellung von Messung und Berechnung und die Verwendung gängiger Akustikmessgrößen geachtet.

Ein Problem, das sich beim Vergleich von Akustikmessung und -berechnung am Kettentrieb ergibt, ist, dass eine Berechnung von Akustik schon bei der Simulation der Kontaktdynamik zwischen Kettenglied und -rad beginnt, aber Messungen erst viel später in der Kette der Schallübertragung möglich sind (Abbildung 1.1). Es besteht eine deutliche Lücke zwischen den Ergebnissen einer Steuertriebsberechnung und möglichen Messungen. Die Geräuscentstehung erfolgt beim Einlauf des Kettengliedes durch den Polygoneffekt, durch die unterschiedliche Geschwindigkeit von Kettenglied und Kettenrad am Kontaktpunkt kommt es zu einem Stoßvorgang. Die dort in das Kettenrad eingeleiteten Beschleunigungen werden wenigstens frequenzabhängig durch die Wellenlagerung in den Motor übertragen. Die Übertragung des Körperschallsignals von der drehenden Radwelle in die umgebende Lagerstruktur stellt eine nur schwierig zu erfassende Nichtlinearität dar, die je nach

konstruktiver Ausführung der Lagerung von einer Vielzahl von Randbedingungen abhängt. So hängt das Übertragungsverhalten eines Gleitlagers wesentlich vom ausgebildeten Schmierfilm und Tragbild ab, die wiederum von Belastung, Drehzahl, Lagerspiel, Öleigenschaften, Schalengeometrie usw. beeinflusst werden. Von dieser Einleitungsstelle erfolgt die Ausbreitung in die Motorstruktur bis zur Abstrahlung als Oberflächenschnelle vom Aggregat bzw. die Weiterleitung über Motor- und Getriebeleger in die Karosserie und die dortige Abstrahlung. Der so entstandene, weitergeleitete und abgestrahlte Gesamtschall wird dann vom Menschen subjektiv meist als störend wahrgenommen.

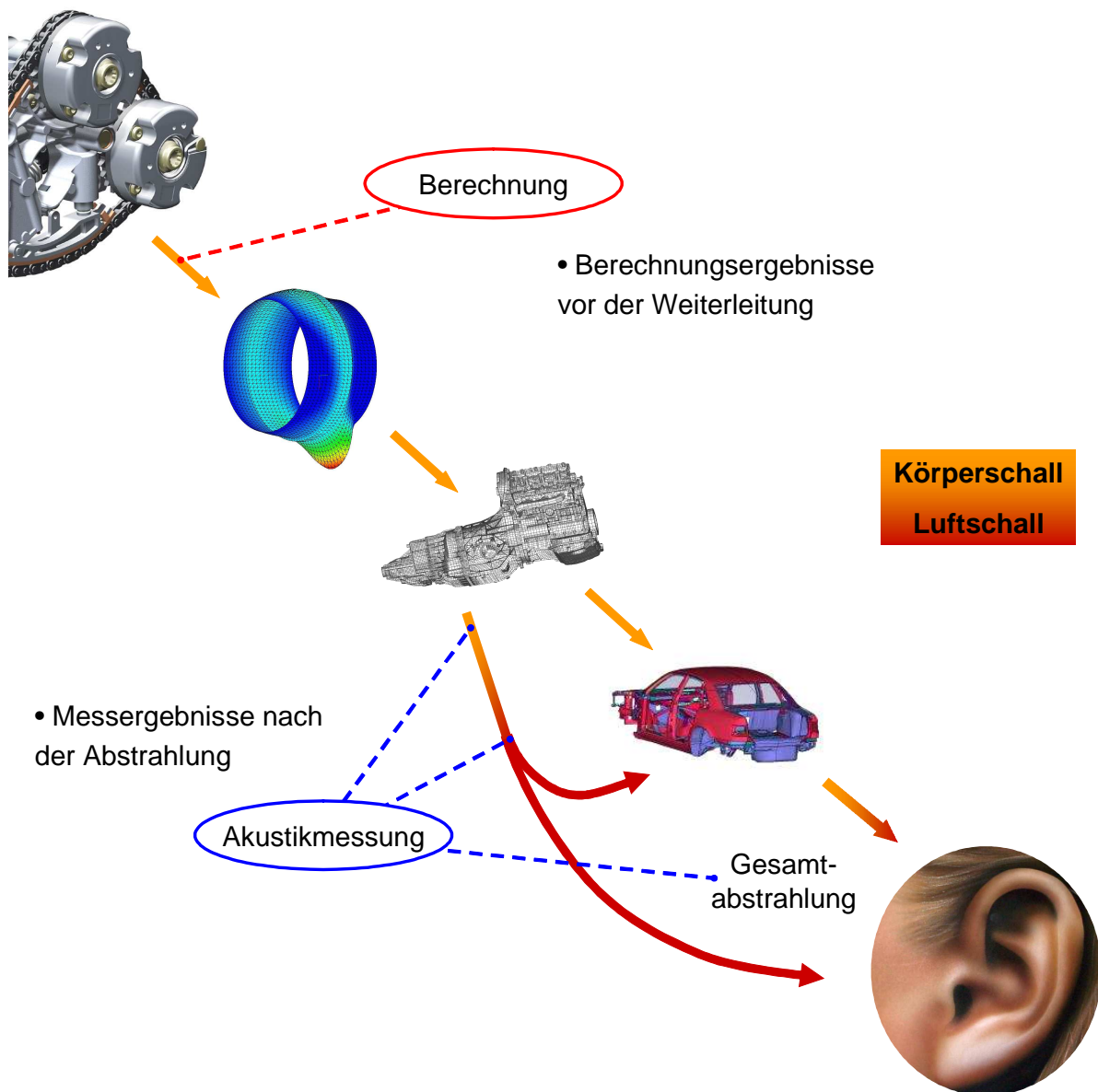


Abbildung 1.1 Schallausbreitung am Kettentrieb

In dieser Übertragungskette liegen Akustikmessungen frühestens als Körperschallmessung am Aggregat, spätestens als Luftschallmessung am Gesamtfahrzeug vor. All diesen Messungen ist gemein, dass sie erst am Ende einer komplexen Übertragungskette weit entfernt von der eigentlichen Geräuscentstehung stattfinden. In dieser Arbeit wird daher der Bereich zwischen Schallentstehung und hör- und erlebbarer Akustik rechnerisch und messtechnisch näher betrachtet und dabei Möglichkeiten zur akustischen Optimierung von Kettentrieben aufgezeigt. In den Kapiteln 5 bis 7 wird näher auf die Abbildung der Schallentstehung in der Simulation und die Vergleichbarkeit der Schallübertragung in Messung und Simulation bzw. Auswertung eingegangen. Die weiteren Betrachtungen beziehen sich daher vor allem auf Körperschall, die komplexen Vorgänge bei der Schallabstrahlung und -wahrnehmung durch den Menschen werden nur wenn nötig genauer betrachtet.

Die vorliegende Arbeit befasst sich zunächst mit der Modellbildung und den Grundlagen der Kettentriebssimulation, wobei dies nur eine kurze Zusammenfassung bekannter Sachverhalte ist. Bevor auf die Akustik von Kettentrieben eingegangen wird, wird der betrachtete V-Motorensteuertrieb vorgestellt und auf den Abgleich des Berechnungsmodells mit Dynamikmessungen eingegangen. Der Hauptteil der Arbeit befasst sich mit den Akustikmessungen am Kettentrieb, verschiedenen Möglichkeiten der rechnerischen Ermittlung des Kontaktkraftverlaufs im Eingriff und dem Abgleich von Akustikberechnungen auf vorhandene Messungen. Zum Abschluss wird auf die Identifikation akustisch relevanter Parameter und die rechnerische Optimierung eingegangen. Das letzte Kapitel bietet eine Zusammenfassung der Arbeit und einen Ausblick auf weiterführende offene Punkte.

2 Modellbildung

2.1 Anregungen und Systemgrenzen

Steuerkettentriebe unterliegen zwei Arten von Anregungen: Zum einen der inneren Anregung durch den Polygoneffekt aus der diskreten Struktur der Kette und zum anderen der äußeren Anregung aus den verbrennungsmotorischen Prozessen, das sind die Nockenwellenwechsellmomente aus dem Ventiltrieb und die Drehungleichförmigkeit aus dem Kurbeltrieb.

Die inneren Anregungen resultieren aus der Schwankung des wirksamen Radius beim Einlauf eines Kettengliedes in die Verzahnung. Bei einem Kettenrad, das sich mit konstanter Winkelgeschwindigkeit dreht, sind die angrenzenden Trume Geschwindigkeitsschwankungen in longitudinaler und transversaler Richtung unterworfen. Die Geschwindigkeit eines einlaufenden Kettengliedes v_G wird durch die Geschwindigkeit des Gelenks zum Vorgängerglied bestimmt, während das Kettenrad am Berührungspunkt die Geschwindigkeit v_R aufweist (Abbildung 2.1). Die entstehende Geschwindigkeitsdifferenz Δv muss durch einen Stoß abgebaut werden. Diese Anregungen aus der Struktur der Kette, Polygoneffekt und Einlaufstoß, bestimmen im Wesentlichen die Geräuschenstehung am Kettentrieb.

Die Modellvorstellung in Abbildung 2.1 stellt eine idealisierte Annahme dar, indem die Gelenkpunkte der Kettenglieder auf dem Teilkreis des Kettenrades und die Kontaktpunkte zwischen Gliedern und Verzahnung in der Mitte des Rollenbetts liegen. Diese Annahme ist nur bei einer schwach gespannten Kette und niedrigen Geschwindigkeiten ohne dynamische Effekte näherungsweise zulässig. Im realen Betrieb kann die Lage des Kontaktpunkts deutlich von der Modellannahme abweichen, wodurch sich sowohl die Normalenrichtung als auch der Betrag der Differenzgeschwindigkeit ändern können. Der Kontaktpunkt wandert während des Eingriffs des Kettengliedes in die Verzahnung von einer Zahnflanke durch das Rollenbett zur anderen Flanke. Daher ist für eine rechnerische Beurteilung des akustischen Verhaltens von Kettentrieben die detaillierte Abbildung der Kontaktverhältnisse zwischen Kettenglied und -rad unerlässlich.

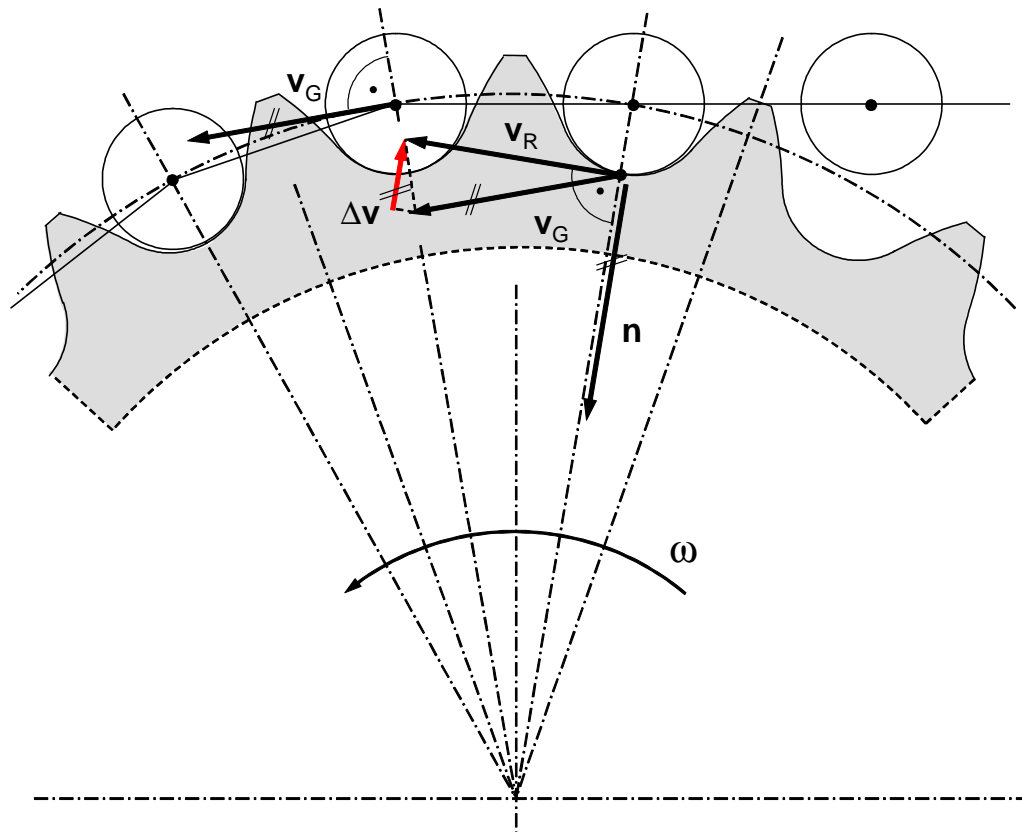


Abbildung 2.1 Einlauf Kettenglied in Kettenrad

Die äußeren Anregungen am Kettentrieb lassen sich in kinetische und kinematische Anregungen unterteilen. Da die Simulation eines Gesamtmotormodells aus Kurbel-, Ventil- und Steuertrieb sehr aufwendig ist, ist es sinnvoll, das System Kettentrieb an seinen Systemgrenzen freizuschneiden [43]. Da die Rückwirkung der Dynamik des Steuertriebs auf die Kurbelwellenbewegung vernachlässigt werden kann, kann die Drehbewegung des Kurbeltriebs mit der ihr überlagerten Ungleichförmigkeit als kinematische Anregung auf den Kettentrieb aufgebracht werden. Neben der Kurbelwellendrehung bilden die Momente an den Nockenwellen eine weitere Systemgrenze. Sie setzen sich aus einem als konstant angenommenen Reibmoment mit überlagerten Wechselmomenten zusammen und können als kinetische Anregung auf den Steuertrieb aufgebracht werden, falls die Abweichung der Nockenwellenbewegung von einer idealen gleichförmigen Drehbewegung klein ist, können hier dynamisch berechnete Ventiltriebsmomente verwendet werden. Da ein Freischnitt in der beschriebenen Form nur zulässig ist, falls die Rückwirkungen zwischen den Teilsystemen Kurbel-, Steuer- und Ventiltrieb vernachlässigbar sind, stellt dieses Vorgehen immer eine Vereinfachung der Randbedingungen dar. Als letzte Systemgrenze schneiden die Ölversorgungsdrücke der Spannelemente das System Steuerkettentrieb frei.

Die inneren Anregungen des Kettentriebs bestimmen hauptsächlich das akustische Verhalten, während die äußeren Anregungen die Dynamik beeinflussen. Die Wechselwirkung zwischen innerer und äußerer Anregung einerseits und Akustik und Dynamik andererseits ist vernachlässigbar klein, genauer wird hierauf dann in den Kapiteln 5 und 7 eingegangen.

2.2 Modellierungselemente

2.2.1 Kette

Der Kettentrieb wird zweidimensional in seiner Ebene betrachtet, die Aussenglieder mit Nieten und die Innenglieder mit Hülsen unterscheiden sich dabei in ihrer Masse, ihrem Trägheitsmoment und ihrer Teilung. Neben der Simulation von Hülsenketten können auch Rollenketten berechnet werden, wobei der Unterschied in der rechnerischen Betrachtung in der Berechnung der Reibkräfte zur Verzahnung besteht. Die Rolle selbst wird nicht als Einzelkörper betrachtet und modelliert, sondern ihre Trägheit dem Kettenglied zugeschlagen. Außer Hülsen- und Rollenketten können auch Zahnketten berechnet werden, auf die komplexere Abbildung dieses Kettentyps wird hier nicht näher eingegangen, dazu sei auf [25] verwiesen. Die Längselastizität des Kettengliedes wird als Steifigkeit im Kettengelenk konzentriert, so dass jedes Kettenglied als Starrkörper mit drei Freiheitsgraden modelliert wird, zwei translatorischen und einem rotatorischen (Abbildung 2.2). Die Koordinaten der Kettenglieder werden im Inertialsystem des Steuertriebs ausgedrückt.

$$\mathbf{q}_G^T = (x_G, y_G, \varphi_G) \quad (2.1)$$

Neben der Kettensteifigkeit sind in der Simulation auch die Dämpfung und das Spiel im Kettengelenk zu berücksichtigen. Das Gelenkmodell besteht aus der Parallelschaltung eines Dämpfungsanteils und der Kettengliedsteifigkeit in Reihe mit dem Gelenkspiel. Die Relativauslenkung γ und die Relativgeschwindigkeit $\dot{\gamma}$ zur Auswertung des Kraftgesetzes wird zwischen dem Bezugspunkt H_j und dem Bezugspunkt N_i des Nachbargliedes ermittelt. Die Bezugspunkte H_i und N_i des Gliedes i sind durch den Teilungsvektor \mathbf{a}_i verbunden.

Die Dämpfung aus dem Ölfilm eines hydrodynamischen Lagers ergibt sich grundsätzlich zum einen aus dem Druckaufbau durch die Rotationsbewegung und zum anderen durch Verdrängung. Da die Kettendynamik zu ständig wechselnden Drehbewegungen im Gelenk führt, entfällt im Falle des Kettengelenks der Druckaufbau durch Rotation. Die Dämpfung durch Ölverdrängung und die Materialdämpfung wird im Spielbereich des Gelenks durch eine exponentielle Kennlinie angenähert und bei Kontakt zwischen Bolzen und Hülse mit

$$\begin{aligned}
 u_{el}(z,t) &= \mathbf{u}^T(z) \cdot \mathbf{q}_u(t) \\
 v_{el}(z,t) &= \mathbf{v}^T(z) \cdot \mathbf{q}_v(t) \\
 \varphi_{el}(z,t) &= \boldsymbol{\varphi}^T(z) \cdot \mathbf{q}_\varphi(t)
 \end{aligned}
 \tag{2.2}$$

Die Biegung wird durch $u_{el}(z,t)$ und $v_{el}(z,t)$ und die Torsion durch $\varphi_{el}(z,t)$ beschrieben, wobei auch die vorher beschriebenen Starrkörperbewegungen zwecks einheitlicher Notation durch entsprechende Ansatzfunktionen formuliert werden können. Die Freiheitsgrade einer biege- und torsionselastischen Welle ergeben sich dann analog zu Gleichung (2.1) am Kettenglied.

$$\mathbf{q}_R^T = (\mathbf{q}_u^T, \mathbf{q}_v^T, \mathbf{q}_\varphi^T)
 \tag{2.3}$$

Die Bewegungen und Verformungen der elastischen Welle werden durch das Produkt aus den ortsabhängigen Ansatzfunktionen $\mathbf{u}(z)$, $\mathbf{v}(z)$ und $\boldsymbol{\varphi}(z)$ und den Freiheitsgraden beschrieben. Um die Bewegungsgleichungen der Kettenradwelle aufzustellen, werden drei Koordinatensysteme verwendet (siehe Abbildung 2.3). Das Inertialsystem (Index I) dient als Referenzsystem für den gesamten Kettentrieb.

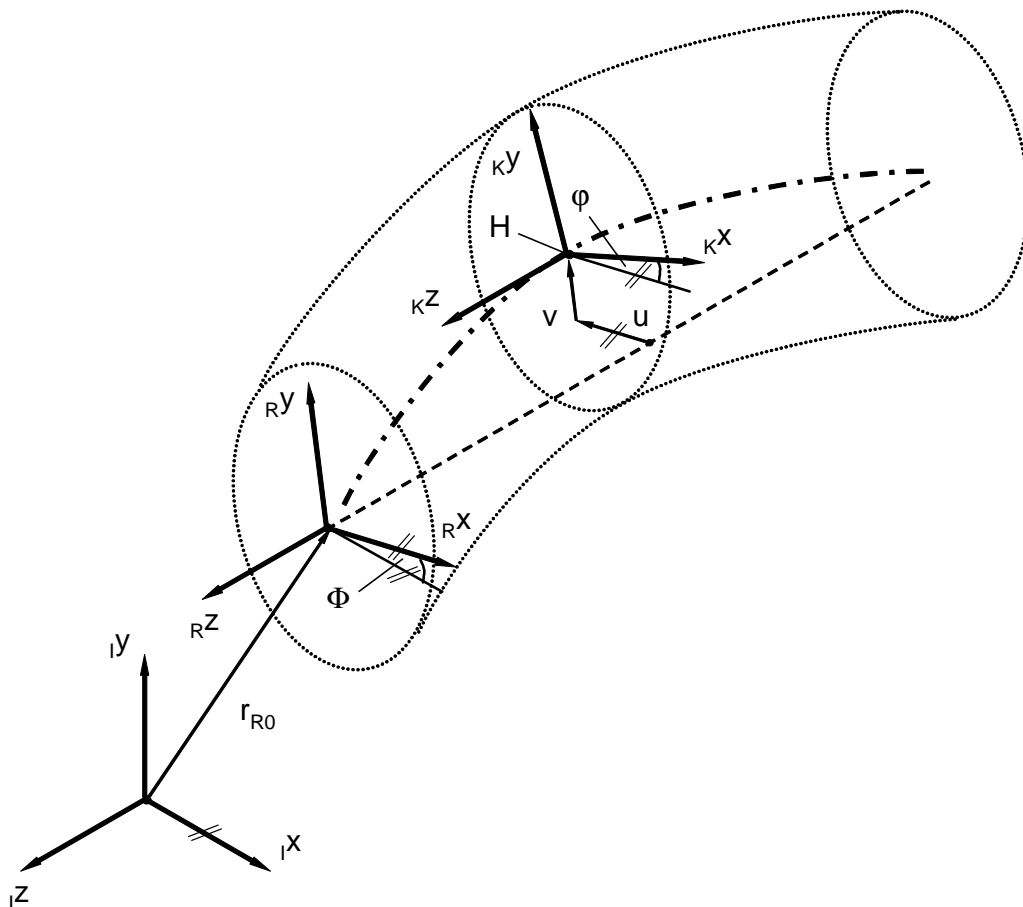


Abbildung 2.3 Kinematik der elastisch modellierten Welle

Das Referenzsystem der Kettenradwelle (Index R) hat die gleiche Orientierung der z-Achse ist aber gegenüber dem Inertialsystem um den Vektor $\mathbf{r}_{R0}^T = (u_{R0}, v_{R0}, 0)$ verschoben und um die Solldrehung $\Phi(t)$ verdreht. Das dritte Koordinatensystem ist das körperfeste System (Index K) einer infinitesimalen Wellenscheibe der verformten Welle auf der ausgelenkten Mittellinie.

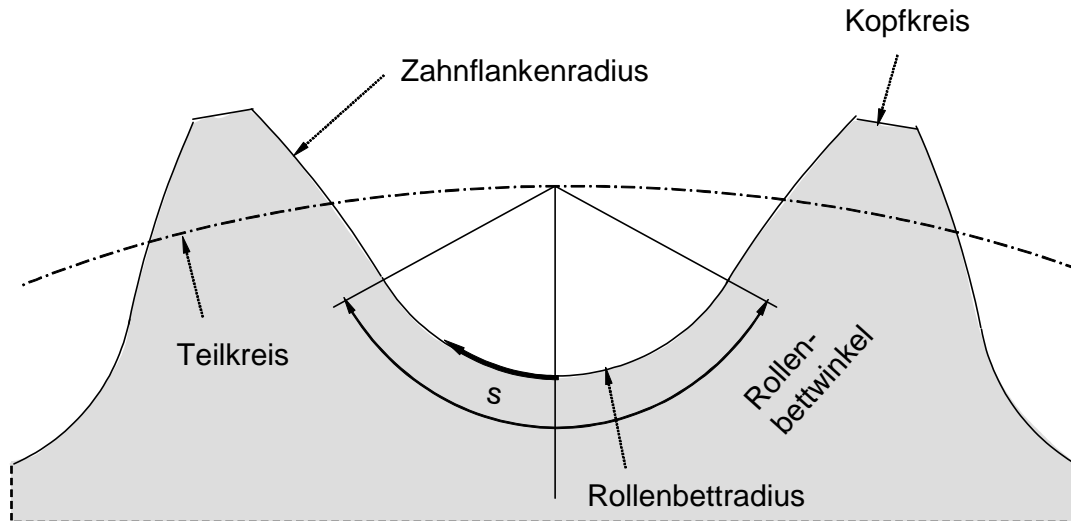


Abbildung 2.4 Definition der Verzahnungskontur

Auf der Welle können mehrere Kettenräder definiert werden, die Eigenschaften der Welle werden durch die Massen und Trägheiten der Räder erweitert. Die Kontur der Verzahnung wird nach DIN 8196 mit Teil- und Kopfkreis, Zahnflankenradius, Rollenbettwinkel und -radius definiert (Abbildung 2.4). Alle Konturen sind als Kreise oder Evolventen definiert, so dass sich jeder Konturpunkt leicht durch den Konturparameter s im verzahnungsfesten Koordinatensystem beschreiben lässt. Je nach Parameterwert liegt der Punkt im Rollenbett oder an der Zahnflanke.

Da ein Kettentrieb ein relativ steifes System ist, hat die Anbindung der Wellen an die Umgebung einen nicht unerheblichen Einfluss auf das dynamische Verhalten des Triebs, daher kann die Lagerung der Wellen durch Steifigkeits- und Dämpfungsmatrizen definiert werden. Die Anzahl der Lager bestimmt die möglichen Freiheitsgrade der Wellen. Ohne elastische Lagerung sind keine translatorischen Bewegungen möglich, mit einem Lager keine Nickbewegungen, da die entsprechenden Freiheitsgrade blockiert sind. Erst mit zwei Lagerstellen sind alle Starrkörperfreiheitsgrade vorhanden, biegeelastische Wellen sind je nach Ansatzfunktion auch ohne Lagerungen denkbar.

2.2.3 Kettenführung

Neben der Kette und den Wellen mit Kettenrädern bestehen Kettentriebe in Verbrennungsmotoren aus Führungsschienen, die die freien Kettentrume abstützen und transversale Schwingungen minimieren. Führungsschienen können als Starrkörper oder als elastische Körper definiert werden, wobei letztere Variante einen erhöhten Modellierungsaufwand bedeutet, der je nach Kettentrieb für aussagekräftige Ergebnisse unter Umständen nicht sinnvoll ist. Da der Einfluss am betrachteten Steuertrieb gering ist, wird hier nur kurz auf die elastische Modellierung von Schienen eingegangen, für eine ausführliche Beschreibung sei auf [25] verwiesen. Wie bei der Modellierung elastischer Wellen (siehe Abschnitt 2.2.2) wird auch bei den Führungselementen eine Trennung der orts- und zeitabhängigen Variablen durch einen Separationsansatz nach Ritz vorgenommen. Im Gegensatz zu den Wellen, bei denen sich die Ansatzfunktionen noch relativ einfach analytisch bestimmen lassen, sind bei der komplexen Geometrie von Schienen FE-Analysen sinnvoll, mit denen die statischen und modalen Verformungen berechnet werden. Aus den Ergebnissen können dann die entsprechenden Ansatzfunktionen gewonnen werden.

Wie bei den Wellen kann auch für Führungselemente eine elastische Lagerung zur Umgebung aus Steifigkeits- und Dämpfungsmatrix definiert werden. Neben der Lagerung kann für eine Spannschiene ein Spannelement definiert werden, das der Schiene einen zusätzlichen Freiheitsgrad ermöglicht. Im allgemeinen Fall kann eine Schiene drei Freiheitsgrade besitzen, zwei translatorische und einen rotatorischen. Die Bewegungskordinaten eines starren Führungselements ergeben sich dann wie beim Kettenglied (Gleichung (2.1)).

$$\mathbf{q}_F^T = (u_F, v_F, \varphi_F) \quad (2.4)$$

Die Kontur einer starren Führungsschiene kann aus Geradenstücken und Kreisbögen definiert werden, analog zur Verzahnungskontur kann auch die Schienenkontur leicht durch einen Konturparameter in einem schienenfesten Koordinatensystem beschrieben werden. Die Verwendung eines solchen Parameters vereinfacht die Behandlung der Kontaktkinematik zwischen Kettenlaschen und Führungselementen. Bei der Verwendung einer elastisch modellierten Schiene wird die Verformung der Kontaktkontur durch die Interpolation von Polynomen zwischen diskreten Punkten der Ansatzfunktionen ermittelt. Durch die stetige Differenzierbarkeit an den Übergangsstellen der Konturbereiche wird ein stetiger Kontaktkraftverlauf erreicht.

2.2.4 Spannelement

Ein Teil des Systems Kettentrieb, der das dynamische Verhalten des Gesamtsystems maßgeblich bestimmt, ist das Spannelement. Jeder Kettentrieb enthält in der Regel eine Spanschiene mit einem meist hydraulischen Kettenspanner. Aufgrund des Aufbaus und der Lagerung am Aggregat besitzt ein Spannelement nur translatorische Freiheitsgrade. Im Wesentlichen besteht ein Kettenspanner aus einem Gehäuse, einem darin geführten Kolben, der Kolbenfeder, einem Rückschlagventil und eventuell einem Überdruckventil (Abbildung 2.5). Beim Einfahren des Kolbens wird die Kolbenbewegung in der Regel durch eine definierte Ölleckage aus dem Spannelement gedämpft, die Leckage kann durch den Leckspalt zwischen Kolben und Gehäuse, eine Ringnut, eine Blende oder ähnliches eingestellt werden. Wird der Kolben entlastet, fährt der Kolben durch die Federvorspannung aus, das Rückschlagventil öffnet sich und Öl strömt in den Hochdruckraum nach. Sind die auftretenden Kräfte im Kettentrieb sehr hoch, kann ein Überdruckventil verwendet werden, um den Druck im Hochdruckraum zu begrenzen und eine unzulässig hohe Belastung der Kette zu verhindern.

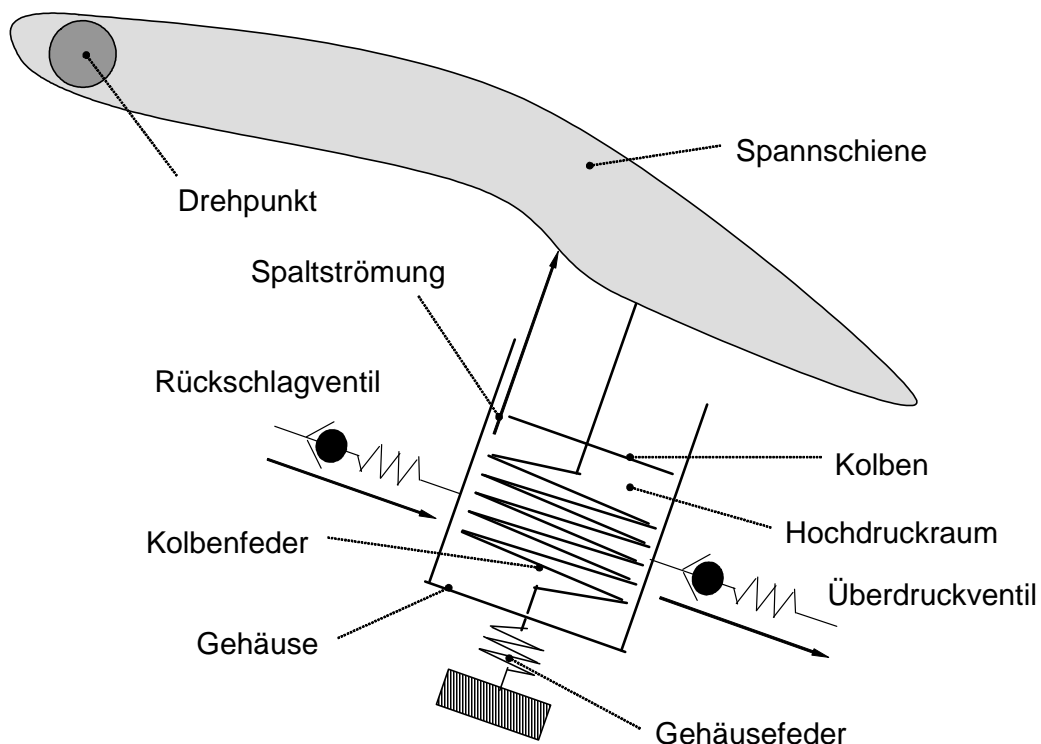


Abbildung 2.5 Aufbau von Kettenspanner mit Spanschiene

Die Aufgaben eines Kettenspanners sind die Vorspannung und Dämpfung des Kettentriebs. Die Vorspannung des Kettentriebs verhindert das Überspringen der Kette in der Verzahnung. Da sich die Kette über Laufzeit längt und die Schienenbeläge verschleifen, fährt der Kolben

des Spannelements zunehmend weiter aus. Um die Vorspannung trotzdem konstant zu halten, wird eine Kolbenfeder mit möglichst geringer Steifigkeit verwendet. Da die Wechselmomente des Ventiltriebs eine starke Schwingungsanregung des Kettentriebs darstellen, wird die Dynamik des Systems durch den Kettenspanner bedämpft.

Ein einfaches Modell zur Simulation des Kettenspanners berücksichtigt eine Feder und einen parallel geschalteten Dämpfer. Ein detailliertes Modell zur Abbildung der Spannelementdynamik berücksichtigt die Öleigenschaften und die Funktion des Rückschlagventils. Die Kompressibilität des Öls wird abhängig vom Druck und vom Luftgehalt bestimmt. Wegen der komplexen Verhältnisse am Ventil wird eine vereinfachte Darstellung der Druck- und Strömungsverhältnisse in den Kugelventilen verwendet. Gehäuse, Kolben und Ventilkugeln besitzen dann eigene translatorische Freiheitsgrade.

Die Leckageströmung am Spannelement zwischen Kolben und Gehäuse wird als inkompressibel und laminar betrachtet. Der Strom berechnet sich aus der Druckdifferenz zwischen Hochdruckraum und Umgebung und aus der Relativgeschwindigkeit von Kolben und Gehäuse. Die Ventil- und Blendenströmung wird mit konstanten Durchflußkoeffizienten beschrieben und die Durchflußfläche ergibt sich als Mantelfläche eines Kegelstumpfs je nach Ventilöffnung. Ölvolumina im Spannelement werden in der Regel als kompressibel modelliert, während die Übergänge wie Blenden- und Spaltströmungen als inkompressibel angenommen werden.

2.2.5 Kontakte

Da die Modellierung der Kontaktverhältnisse von Kettenglied zu Verzahnung bzw. Führungselement einen entscheidenden Einfluss auf die Kontaktdynamik und daraus resultierend die Akustik hat, wird nun genauer auf die Möglichkeiten der Darstellung eingegangen. Alle Kontakte sind dabei als einseitige Bindungen zu betrachten, um jederzeit ein Abheben des Kettengliedes von seinem Gegenkörper zu ermöglichen.

Bei der Modellierung der Kontaktkonturen am Kettenglied können einige Vereinfachungen angenommen werden. Am Kettentrieb hat ein Innenglied über die beiden Hülsen jeweils zwei Kontaktpunkte zur Verzahnung, während das Aussenglied nie direkten Kontakt mit der Verzahnungskontur hat. In der Simulation kann bei einer vereinfachten Darstellung (im Weiteren „Basismodell“ genannt) jedem Kettenglied ein Kontakt zugeordnet werden. Die Kontaktkontur wird dann durch eine Kreiskontur um den Bezugspunkt H_G definiert und auf Kontakt zur in 2.2.2 beschriebenen Verzahnungskontur des Kettenrades geprüft (Abbildung 2.2 und Abbildung 2.6). Zwischen den Hülsenkonturen können dann unterschiedliche Steifigkeiten für Innen- und Aussenglieder definiert werden.

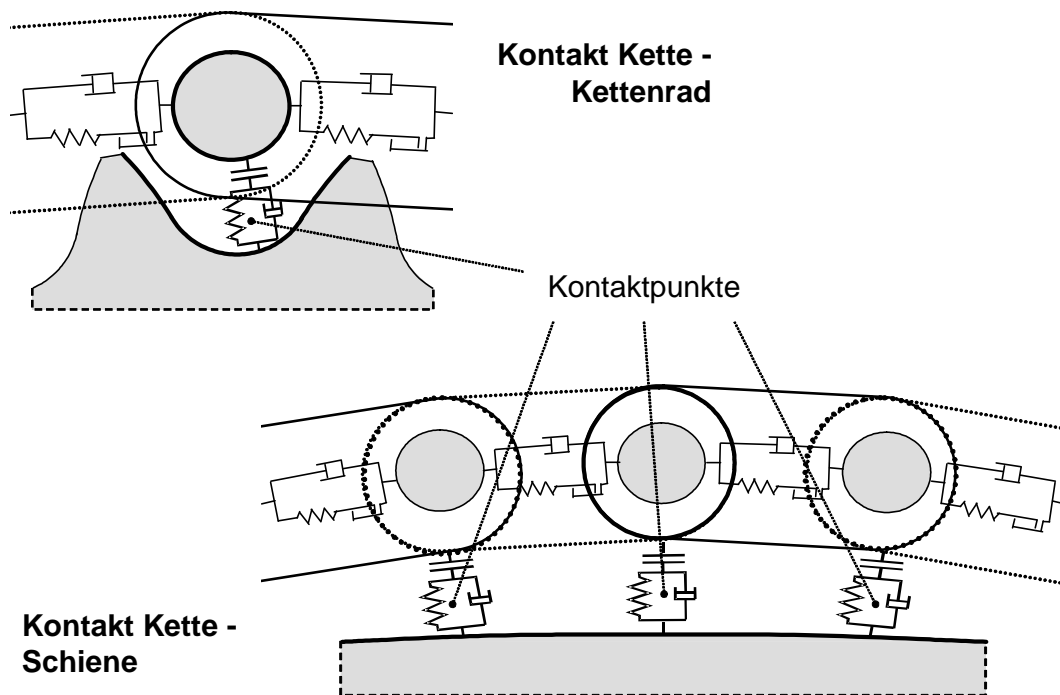


Abbildung 2.6 Kontaktmodellierung zwischen Kettenglied und Gegenkörper (Basismodell)

Der zweite mögliche Kontakt kann zwischen Kettengliedlasche und Führungsschiene auftreten, die Laschenkontur besteht aus Kreis- und Geradenabschnitten. Da auch die Schienenkontur aus Kreis- und Geradenabschnitten besteht, kann es zu Schwierigkeiten bei der Kontaktpunktsuche kommen. Eventuell kann kein definierter, eindeutiger Kontaktpunkt gefunden werden oder der Kontaktpunkt kann sich bei kleinen Bewegungen sprunghaft ändern. Um numerische Probleme zu vermeiden, wird die Laschenkontur analog zur Hülsenkontur als Kreis um den Bezugspunkt H_G jeden Kettengliedes definiert (Abbildung 2.6). Ein so gewonnener Kontaktpunkt ist eindeutig und ändert sich stetig. Bei diesem Vorgehen tritt eine Ungenauigkeit auf, weil sich die reale Kontaktkraft für eine Lasche auf die beiden benachbarten Kettenglieder aufteilt, was aber für den Kräftehaushalt über mehrere Kettenglieder unerheblich ist.

Bei der Definition der Kontaktkonturen für den Kontakt Kettenglied zu Kettenrad gibt es eine Alternative zum o. g. Vorgehen. Neben der Definition einer Kontaktkontur pro Kettenglied können auch zwei Kontakte für das Innenglied und kein Kontakt für das Aussenglied definiert werden (im Weiteren „Konturmodell“ genannt). Die Kontaktverhältnisse entsprechen dann den Gegebenheiten am realen Kettentrieb, aber die Konturen der beiden Kontakte am Innenglied sind starr verbunden, womit die Nachgiebigkeit der Innengliedlaschen zwischen den beiden Hülsenkonturen vernachlässigt wird. Die Modellierung der Kontaktkonturen für

das Konturmodell ist nur mit der von HÖSL in [25] vorgestellten Modellierung für Zahnketten möglich.

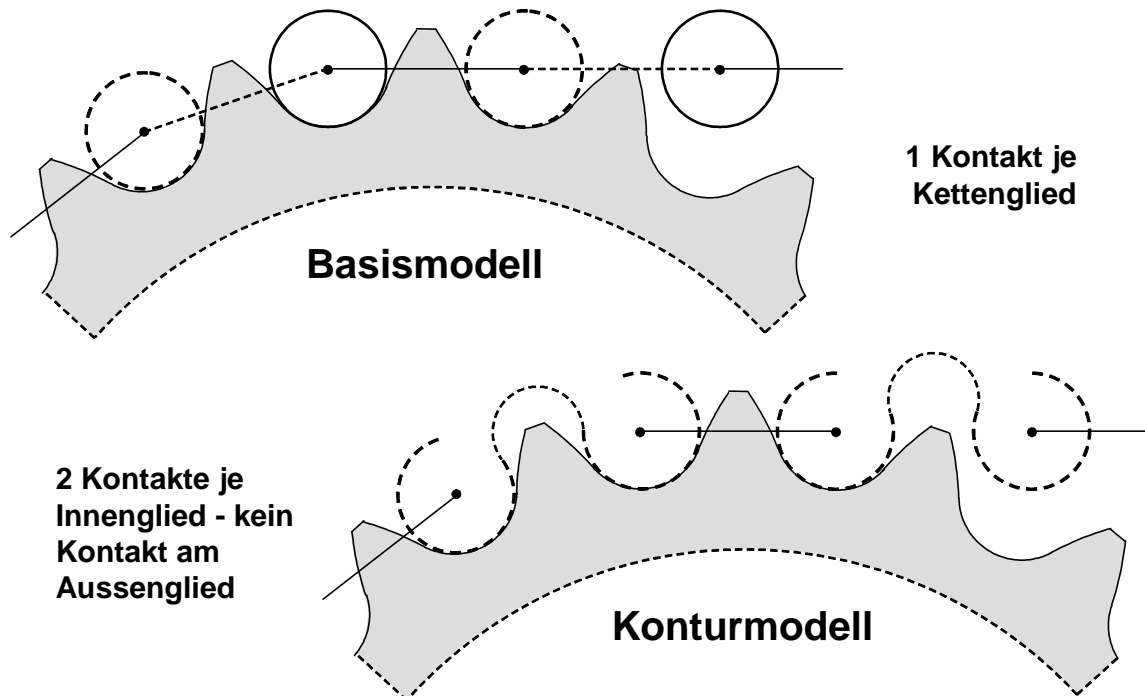


Abbildung 2.7 Kontaktkonturen Kettenglied zu Verzahnung

Neben der Definition der Kontaktkonturen bietet auch die Definition der Kontaktdynamik verschiedene Möglichkeiten, dabei ist zu unterscheiden, ob die lokalen Nachgiebigkeiten im Kontaktpunkt das Systemverhalten entscheidend oder nur unwesentlich beeinflussen. Falls ersteres der Fall ist, ist die Kontaktkraft als Kraftgesetz in Abhängigkeit vom Abstand und von der Relativgeschwindigkeit der beiden Körper anzunehmen (im Weiteren „nachgiebiger Kontakt“). Wie bei der Definition permanenter Bindungen im Mehrkörpersystem besteht auch die Verbindung im geschlossenen Kontakt aus einer Parallelschaltung von Feder- und Dämpferelementen. Der Dämpfungskennwert kann zur Berücksichtigung des Ölfilms schon vor dem Kontakt der Körper als exponentielle Kennlinie in Abhängigkeit vom Normalenabstand definiert werden. Die Modellierung mit lokalen Nachgiebigkeiten erfordert eine feine zeitliche Auflösung des Kontaktvorgangs, um die kurzzeitig wirkende Stoßkraft genau abzubilden. Die meist hohen Kontaktsteifigkeiten, relativ zu den sonst im Mehrkörpersystem vorhandenen Steifigkeiten, erhöhen die Steifheit des Differentialgleichungssystems, was zu kleinen Integrationsschrittweiten und hohen Rechenzeiten führen kann. Bei der Berechnung mit lokalen Nachgiebigkeiten gibt es keine direkte Abhängigkeit zwischen den einzelnen Kontakten. Die Kontaktkraft wird aus den

Lagen und Geschwindigkeiten der Körper berechnet, so dass sich die Auswirkungen eines Kontakts auf einen anderen erst zu einem etwas späteren Zeitpunkt zeigen.

Bei der zweiten Methode zur Beschreibung der Kontaktdynamik ist die direkte Abhängigkeit einzelner Kontakte möglich, d. h. Kontaktpartner, die in Kontakt kommen, können z. B. zum Trennen von Kontaktpartnern führen, die bereits in Kontakt sind. Bei dieser Kontaktbeschreibung als Starrkörperkontakt erfolgt die Berechnung durch die Auflösung einer Stoßgleichung (im Weiteren „starrer Kontakt“), falls ein offener in einen geschlossenen Kontakt übergeht. Dieser Übergang erfolgt, wenn der Normalenabstand der Kontaktkörper zu null wird, d. h. ein Konfigurationswechsel erfolgt. Zwischen zwei Zeitschritten wird aus einem Stoßgesetz die Geschwindigkeit der Körper nach dem Stoß ermittelt und die Auswirkung auf andere Kontakte bestimmt. Ist die Relativgeschwindigkeit der Kontaktpartner entsprechend gering, bleibt der Kontakt geschlossen. Zur Bestimmung des Endes einer Kontaktphase wird die Kontaktkraft und der Normalenabstand verwendet, wechselt erstere ihr Vorzeichen und wird letzterer größer null, wird der Kontakt wieder geöffnet. Die möglichen Zustände im Kontakt und die Übergangsbedingungen zwischen ihnen sind ausführlicher in [25] beschrieben.

Welches Modell zur Beschreibung der Kontakte verwendet wird, hängt im Wesentlichen vom Einfluss der lokalen Nachgiebigkeit auf das gewünschte Ergebnis ab. Bei anderen Anwendungsfällen wie z. B. der Dynamik eines Spielzeugspechts [50] und [51] oder dem Rasseln in Getrieben [51] treten nur sehr kurze Kontaktphasen auf, so dass die Verformungen und Zeitmaßstäbe während des Kontakts denen des sonstigen Systems untergeordnet sind, eine Beschreibung als Stoß bzw. starrer Kontakt ist damit praktikabel. Auch Ergebnisse, die das Verhalten eines Steuertriebs in niedrigen Motorordnungen beschreiben wie z. B. Schwingwinkel von Kettenrädern oder Zugkräfte im Kettentrum, hängen nur unwesentlich von den im Kontakt auftretenden Verformungen und Zeitmaßstäben ab und bleiben daher von der Kontaktmodellierung unbeeinflusst.

Dynamische Vorgänge beim Einlauf der Kette auf ein Kettenrad mit ihrer akustischen Relevanz führen im Anschluss allein durch die Kinematik des Systems nur auf sehr kleine Relativbewegungen. Die Kontaktpartner bleiben fast in Kontakt und die Betrachtung hochfrequenter Vorgänge erfordert einen sehr kleinen Zeitmaßstab, daher kann es nötig sein, einen nachgiebigen Kontakt zu verwenden. Dies entspricht einer zeitlichen Auflösung der Kontaktphase während des Stoßes und ermöglicht auch die Berücksichtigung einer Verlängerung und Veränderung des Stoßkraftverlaufs. In den Kapiteln 6 und 7 wird noch einmal näher auf diese Überlegungen eingegangen.

3 Grundlagen der Mehrkörpersysteme

In dem folgenden Kapitel wird zunächst auf die Grundlagen der Mehrkörpersimulation eingegangen, um dann einzelne Beispiele aus dem Bereich der Dynamik starrer und elastischer Körper und der Kontaktdynamik näher auszuführen. Ausführlicher sind diese Grundlagen in den allgemeinen Schriften zu Mehrkörpersystemen [5] von BREMER und [50] von PFEIFFER und speziell zu Kettentrieben [19] von FRITZ, [25] von HÖSL und [52] zu finden. Im Allgemeinen bestehen Mehrkörpersysteme aus starren bzw. elastischen Körpern und Elementen, die die Körper verbinden. Daher besteht das zu lösende Gleichungssystem auch aus einem Satz von Differentialgleichungen, der die Bewegungen der Körper mit den wirkenden Kräften beschreibt, und einem Satz von algebraischen Gleichungen, der die Bindungen der Körper miteinander beschreibt.

3.1 Mehrkörpersimulation

Als Grundlage zur Formulierung der Bewegungsgleichungen dienen die Grundgleichungen nach NEWTON-EULER, die für jeden Körper aufzustellen sind.

$$\mathbf{J}_T^T \cdot (\dot{\mathbf{p}} - \mathbf{F}^e) + \mathbf{J}_R^T \cdot (\dot{\mathbf{L}} - \mathbf{M}^e) = \mathbf{0} \quad (3.1)$$

Die absolute zeitliche Änderung des Impulses wird durch $\dot{\mathbf{p}}$ gekennzeichnet und die des Dralls durch $\dot{\mathbf{L}}$. In den Vektoren \mathbf{F}^e und \mathbf{M}^e sind alle Kräfte und Momente zusammengefasst, die auf den jeweiligen Körper wirken.

Der im Inertialsystem aufgestellte Impuls- und Drallsatz wird durch die JACOBI-Matrizen der Translation \mathbf{J}_T und der Rotation \mathbf{J}_R in den Raum der Bewegungskordinaten des Körpers transformiert, dieser wird durch den Vektor \mathbf{q} des jeweiligen Körpers aufgespannt, bei einem Kettenglied z. B. Gleichung (2.1). Die JACOBI-Matrizen sind die partiellen Differentiale der translatorischen Geschwindigkeit \mathbf{v} des Bezugspunkts des Körpers und seiner Winkelgeschwindigkeit $\boldsymbol{\omega}$ nach den zeitlichen Ableitungen von \mathbf{q} .

$$\mathbf{J}_T = \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \quad \text{und} \quad \mathbf{J}_R = \frac{\partial \boldsymbol{\omega}}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \quad (3.2)$$

Die Bewegungsgleichungen für jeden Körper werden dann soweit umgeformt, dass die linke Seite der Gleichung nur noch die Massenmatrix \mathbf{M} und die Beschleunigungen der Bewegungskordinaten $\ddot{\mathbf{q}}$ enthält.

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{h} + \sum \mathbf{J}^T \cdot \mathbf{F} + \mathbf{W} \cdot \boldsymbol{\lambda} \quad (3.3)$$

Die rechte Seite der Gleichung enthält alle Kräfte und Momente, die auf den Körper wirken in unterschiedlicher Schreibweise, sie setzen sich zusammen aus den Trägheitskräften und -momenten wie z. B. den Zentrifugalkräften, von aussen eingeprägten Kräften und den Zwangskräften aus Bindungen.

- Der Vektor \mathbf{h} besteht aus allen Kräften und Momenten, die bereits im Raum der Bewegungskordinaten formuliert sind, diese resultieren häufig aus der Kinematik des Körpers.
- Kräfte und Momente in den Koordinaten des euklidischen Raums werden durch den Term $\mathbf{J}^T \cdot \mathbf{F}$ in den Raum der Bewegungskordinaten transformiert. Die JACOBI-Matrix \mathbf{J} setzt sich dabei aus den beiden JACOBI-Matrizen \mathbf{J}_T und \mathbf{J}_R zusammen.
- Der letzte Term ergibt sich aus der Zerlegung einer Kraft in ihre Richtung \mathbf{n} und ihren Betrag λ . Die Beträge mehrerer Kräfte werden im Vektor $\boldsymbol{\lambda}$ zusammengefasst und die einzelnen Bindungsvektoren \mathbf{w} in der Bindungsmatrix \mathbf{W} .

$$\mathbf{F} = \mathbf{n} \cdot \lambda \Rightarrow \mathbf{J}^T \cdot \mathbf{F} = \mathbf{J}^T \cdot \mathbf{n} \cdot \lambda = \mathbf{w} \cdot \lambda$$

3.2 Dynamik starrer Einzelkörper

Am Beispiel eines freien Kettengliedes einer Hülsenkette wird nun das allgemeine Vorgehen aus Abschnitt 3.1 näher dargestellt. Zunächst werden die Impuls- und Dralländerung aus der Grundgleichung nach NEWTON-EULER (3.1) berechnet, was die Massenmatrix \mathbf{M}_G und einen Anteil des Kraftvektors \mathbf{h}_G liefert. Die Geschwindigkeiten der Bewegungskordinaten eines Kettengliedes (Gleichung (2.1)) an seinem Bezugspunkt H

$$\mathbf{v}_G^T = (\dot{x}_G, \dot{y}_G, 0) \text{ und } \boldsymbol{\omega}_G^T = (0, 0, \dot{\varphi}_G)$$

ergeben nach Gleichung (3.2) durch die Differentiation nach $\dot{\mathbf{q}}$ die zeitlich konstanten JACOBI-Matrizen der Translation \mathbf{J}_T und der Rotation \mathbf{J}_R . Neben diesen ist der Teilungsvektor \mathbf{a} des Gliedes im Inertialsystem erforderlich, was durch die Transformation mit der Matrix \mathbf{A}_{IG} bei Drehung um die z-Achse erfolgt.

$$\mathbf{A}_{IG} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_G & -\sin \varphi_G & 0 \\ \sin \varphi_G & \cos \varphi_G & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Damit ergibt sich der Impuls \mathbf{p} des Kettengliedes und dessen absolute zeitliche Änderung mit $\boldsymbol{\omega}_G \times \mathbf{a} = \tilde{\boldsymbol{\omega}}_G \cdot \mathbf{a}$ zu:

$$\begin{aligned}\mathbf{p} &= m \cdot \left(\mathbf{v}_G + \frac{1}{2} \cdot \mathbf{A}_{IG} \cdot \tilde{\boldsymbol{\omega}}_G \cdot \mathbf{a} \right) \\ \dot{\mathbf{p}} &= m \cdot \left(\mathbf{J}_T - \frac{1}{2} \cdot \mathbf{A}_{IG} \cdot \tilde{\mathbf{a}} \cdot \mathbf{J}_R \right) \cdot \ddot{\mathbf{q}}_G + \frac{1}{2} \cdot m \cdot \mathbf{A}_{IG} \cdot \tilde{\boldsymbol{\omega}}_G \cdot \tilde{\boldsymbol{\omega}}_G \cdot \mathbf{a}\end{aligned}\quad (3.4)$$

Ähnlich wird der Drall \mathbf{L} und dessen Änderung mit dem Trägheitstensor \mathbf{I}_H am Bezugspunkt H berechnet zu:

$$\begin{aligned}\mathbf{L} &= \mathbf{I}_H \cdot \boldsymbol{\omega}_G + \frac{1}{2} \cdot m \cdot \tilde{\mathbf{a}} \cdot \mathbf{A}_{GI} \cdot \mathbf{v}_G \\ \dot{\mathbf{L}} &= \left(\mathbf{I}_H \cdot \mathbf{J}_R + \frac{1}{2} \cdot m \cdot \tilde{\mathbf{a}} \cdot \mathbf{A}_{GI} \cdot \mathbf{J}_T \right) \cdot \ddot{\mathbf{q}}_G\end{aligned}\quad (3.5)$$

Die Addition der Impuls- und Dralländerung nach Gleichung (3.1) liefert die Massenmatrix \mathbf{M}_G und die Zentrifugalkräfte \mathbf{h}_G .

$$\begin{aligned}\mathbf{M}_G &= m \cdot \left(\mathbf{J}_T^T \cdot \mathbf{J}_T - \frac{1}{2} \cdot \mathbf{J}_T^T \cdot \mathbf{A}_{IG} \cdot \tilde{\mathbf{a}} \cdot \mathbf{J}_R + \frac{1}{2} \cdot \mathbf{J}_R^T \cdot \tilde{\mathbf{a}} \cdot \mathbf{A}_{GI} \cdot \mathbf{J}_T \right) + \mathbf{J}_R^T \cdot \mathbf{I}_H \cdot \mathbf{J}_R \\ \mathbf{h}_G &= -\frac{1}{2} \cdot m \cdot \mathbf{J}_T^T \cdot \mathbf{A}_{IG} \cdot \tilde{\boldsymbol{\omega}}_G \cdot \tilde{\boldsymbol{\omega}}_G \cdot \mathbf{a}\end{aligned}\quad (3.6)$$

Neben diesen wirken noch die Gravitations- und die Gelenkkräfte auf das Kettenglied. Letztere werden später noch genauer dargestellt, sie ergeben sich aus der Steifigkeit und der Dämpfung im Gelenk (siehe Abschnitt 2.2.1). Die Auswertung des Kraftgesetzes im Gelenk erfordert die Verschiebung $\boldsymbol{\varepsilon}$ der Glieder zueinander aus der Kinematik.

$$\begin{aligned}\boldsymbol{\varepsilon} &= \mathbf{r}_{Gj} - \mathbf{r}_{Gi} - \mathbf{A}_{IG} \cdot \mathbf{a}_i & \dot{\boldsymbol{\varepsilon}} &= \mathbf{v}_{Gj} - \mathbf{v}_{Gi} + \mathbf{A}_{IG} \cdot \tilde{\mathbf{a}}_i \cdot \boldsymbol{\omega}_{Gi} \\ \gamma &= \mathbf{n}^T \cdot \boldsymbol{\varepsilon} & \dot{\gamma} &= \mathbf{n}^T \cdot \dot{\boldsymbol{\varepsilon}}\end{aligned}$$

Nach der Berechnung der Relativauslenkung γ und der Relativgeschwindigkeit $\dot{\gamma}$ mit dem Normalenvektor der Verschiebung \mathbf{n} erfolgt die Bestimmung der Kraft aus dem skalaren Kraftgesetz $\lambda_n = f(\gamma, \dot{\gamma})$. Diese Kraft wirkt auf die Glieder i und j und erweitert die Kraftvektoren \mathbf{h}_G um

$$\begin{aligned}\mathbf{h}_{Gi} &= \dots + \left(\mathbf{J}_T - \mathbf{A}_{IG} \cdot \tilde{\mathbf{a}} \cdot \mathbf{J}_R \right)^T \cdot \mathbf{n} \cdot \lambda_n \\ \mathbf{h}_{Gj} &= \dots - \mathbf{J}_T^T \cdot \mathbf{n} \cdot \lambda_n\end{aligned}\quad (3.7)$$

Auf die Modellierung der Gelenkreibung wird nicht weiter eingegangen, dazu sei auf [19] verwiesen.

3.3 Dynamik elastischer Körper

Da in dieser Arbeit nur die elastische Modellierung von Kettenradwellen verwendet wird, wird an diesem Beispiel das Vorgehen zur Abbildung elastischer Körper dargestellt. Um die Dynamik der elastischen Welle zu beschreiben und die Bewegungsgleichung des Körpers aufzustellen (siehe Abschnitt 3.1), ist es zweckmäßig den Impulssatz im Referenzsystem der Welle und den Drallsatz im körperfesten System der infinitesimalen Wellenscheibe aufzustellen (Abbildung 2.3). Zur Auswertung von Impuls- und Drallsatz sind die kinematischen Größen der Welle im jeweiligen System notwendig. Die Umrechnung zwischen den Systemen erfolgt mit Transformationsmatrizen, die die Relativkinematik der Koordinatensysteme beschreiben.

Die absolute Bewegung eines Scheibenelements setzt sich aus der Solldrehung des Referenzsystems, der Starrkörperbewegung und den elastischen Verformungen zusammen. Die Bewegung des Referenzsystems ist durch die Transformationsmatrix \mathbf{A}_{RI} (Referenz- zu Inertialsystem), die Drehgeschwindigkeit und -beschleunigung definiert.

$$\mathbf{A}_{RI} = \begin{pmatrix} \cos \Phi & \sin \Phi & 0 \\ -\sin \Phi & \cos \Phi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

$${}_{R}\boldsymbol{\omega}_R = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \Omega \end{pmatrix}$$

$${}_{R}\dot{\boldsymbol{\omega}}_R = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\Omega} \end{pmatrix}$$

Die Kinematik des körperfesten Systems gegenüber dem Referenzsystem wird durch die Drehung um die z-Achse $\varphi(z,t)$, die Drehung um die x-Achse $-v'$ und die Drehung um die y-Achse u' beschrieben. Die Drehung um die x-Achse $-v'$ ergibt sich durch die Ableitung der Verformung in y-Richtung nach z, analog die Drehung um die y-Achse.

$$-\frac{\partial v(z,t)}{\partial z} = -v' \quad \text{und} \quad \frac{\partial u(z,t)}{\partial z} = u'$$

Durch die Linearisierung der kleinen Winkel entsteht die folgende Transformationsmatrix \mathbf{A}_{KR} :

$$\mathbf{A}_{KR} = \begin{pmatrix} 1 & \varphi & -u' \\ -\varphi & 1 & -v' \\ u' & v' & 1 \end{pmatrix}$$

Die absolute Winkelgeschwindigkeit des Scheibenelements im körperfesten System errechnet sich bei obiger Drehreihenfolge zu

$${}_{K}\boldsymbol{\omega}_K = \begin{pmatrix} -\dot{v}' \\ \dot{u}' \\ \dot{\varphi} \end{pmatrix} + \Omega \cdot \begin{pmatrix} -u' \\ -v' \\ 1 \end{pmatrix}$$

und die Drehbeschleunigung durch Differentiation

$${}_{K}\dot{\boldsymbol{\omega}}_K = \begin{pmatrix} -\ddot{v}' \\ \ddot{u}' \\ \ddot{\varphi} \end{pmatrix} + \Omega \cdot \begin{pmatrix} -\dot{u}' \\ -\dot{v}' \\ 0 \end{pmatrix} + \dot{\Omega} \cdot \begin{pmatrix} -u' \\ -v' \\ 1 \end{pmatrix}.$$

Durch die Aufstellung der relativkinematischen Größen und die Separation der orts- und zeitabhängigen Anteile der Verformungen nach Gleichung (2.2) lassen sich die benötigten Geschwindigkeiten und Beschleunigungen folgendermaßen zusammenfassen:

$$\begin{aligned} \mathbf{v}_H &= \mathbf{J}_T \cdot \dot{\mathbf{q}}_R + \hat{\mathbf{j}}_T \\ \dot{\mathbf{v}}_H &= \mathbf{J}_T \cdot \ddot{\mathbf{q}}_R + \mathbf{j}_T \\ \boldsymbol{\omega}_K &= \mathbf{J}_R \cdot \dot{\mathbf{q}}_R + \hat{\mathbf{j}}_R \\ \dot{\boldsymbol{\omega}}_K &= \mathbf{J}_R \cdot \ddot{\mathbf{q}}_R + \mathbf{j}_R \end{aligned} \tag{3.8}$$

\mathbf{v}_H und $\dot{\mathbf{v}}_H$ sind die Geschwindigkeit und Beschleunigung des Scheibenbezugspunkts H (Abbildung 2.3). Die JACOBI-Matrizen \mathbf{J}_T und \mathbf{J}_R setzen sich aus den Ansatzfunktionen der Biegung und der Torsion zusammen und die zweiten Terme der Gleichungen (3.8) enthalten Geschwindigkeiten und Beschleunigungen der Söldrehung $\Phi(t)$ der Welle.

Die Dynamik der infinitesimalen Wellenscheibe der Länge dz , der Querschnittsfläche $A(z)$ und der konstanten Dichte ρ lässt sich durch die Impulsänderung $\dot{\mathbf{p}}$ und die Dralländerung $\dot{\mathbf{L}}$ mit dem Flächenträgheitstensor \mathbf{I} beschreiben.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{p}} &= \rho \cdot A(z) \cdot \dot{\mathbf{v}}_H \, dz \\ \dot{\mathbf{L}} &= \rho \cdot \left(\mathbf{I} \cdot \dot{\boldsymbol{\omega}}_K + \tilde{\boldsymbol{\omega}}_K \cdot \mathbf{I} \cdot \boldsymbol{\omega}_K \right) dz \end{aligned} \tag{3.9}$$

Nach der Integration über der Länge der Welle und dem Einsetzen des Separationsansatzes der orts- und zeitabhängigen Variablen auch in die Beschleunigungen \mathbf{j}_T und \mathbf{j}_R aus Gleichung (3.8) ergeben sich die Massenmatrix \mathbf{M} , die gyroskopische Matrix \mathbf{G} und die

Zentrifugalmatrix \mathbf{K}_{Ω^2} infolge der Drehanregung, die Matrix $\mathbf{K}_{\dot{\Omega}}$ infolge der Drehbeschleunigung und der Kraftvektor der Drehanregung \mathbf{g} . Neben den so gewonnenen Größen erfordert das Aufstellen der linearisierten Bewegungsgleichung der elastischen Welle die Steifigkeitsmatrix \mathbf{K}_{el} .

Nimmt man an, dass die Wellenquerschnitte bei Biege- und Torsionsverformung eben bleiben, erfordert die Berechnung des Verformungspotentials V zunächst die Betrachtung der Verschiebung eines beliebigen Scheibenpunkts. Diese setzt sich aus der Verschiebung der Mittellinie u und v und der Verdrehung φ zusammen. Die partiellen Ableitungen der Verschiebung liefern den Verzerrungsvektor \mathbf{e} mit den Dehnungen und Schubverformungen. Das Verformungspotential eines infinitesimalen Volumenelements ergibt sich mit dem Stoffgesetz linearelastischer Körper \mathbf{H} zu:

$$\Delta V = \frac{1}{2} \cdot \mathbf{e}^T \cdot \mathbf{H} \cdot \mathbf{e} \, dx \, dy \, dz \quad (3.10)$$

Nach der Integration über die Querschnittsfläche und dem Einsetzen des Separationsansatzes der orts- und zeitabhängigen Variablen lässt sich die Steifigkeitsmatrix \mathbf{K}_{el} ableiten.

Die Bewegungsgleichung in linearisierter Form sieht dann wie folgt aus:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{q}}_R + (\mathbf{D}_{el} + \mathbf{D}_{Lag} + 2 \cdot \Omega \cdot \mathbf{G}) \cdot \dot{\mathbf{q}}_R + (\mathbf{K}_{el} + \mathbf{K}_{Lag} + \Omega \cdot \mathbf{N}_{Lag} + \dot{\Omega} \cdot \mathbf{K}_{\dot{\Omega}} + \Omega^2 \cdot \mathbf{K}_{\Omega^2}) \cdot \mathbf{q}_R + \mathbf{g} = \mathbf{h} \quad (3.11)$$

mit

- \mathbf{D}_{el} Dämpfungsmatrix der Verformung
- \mathbf{K}_{Lag} Steifigkeitsmatrix der Lagerung
- \mathbf{N}_{Lag} Matrix der nichtkonservativen Lagerkräfte
- \mathbf{D}_{Lag} Dämpfungsmatrix der Lagerung
- \mathbf{h} Kraftvektor der Anregungen und der weiteren äußeren Kräfte

Aus der Solldrehung $\Phi(t)$ ergeben sich durch Differentiation die Drehgeschwindigkeit $\Omega(t)$ und die Drehbeschleunigung $\dot{\Omega}(t)$. Die Bewegungsgleichung besteht aus der Addition der Einzelelemente der elastischen Welle, dem elastischen Grundkörper und den starren Zusatzmassen. Auf die Dynamik der Zusatzmassen, die Matrizen, die die Lagerung der Welle beschreiben, die äußeren Kräfte und die Terme in den einzelnen Matrizen wird hier nicht näher eingegangen. Hierfür sei auf [19] und [40] verwiesen.

3.4 Kontaktdynamik

Die Formulierung von Kontakten zwischen zwei Körpern wird nun am akustisch relevanten Fall von Kettenglied als Basismodell zu Kettenrad mit DIN-Verzahnung aus Kreisbogenkonturen dargestellt, dabei sind zunächst die kinematischen Größen des Kontakts zu ermitteln. Die komplexere Kontaktkinematik bei der Betrachtung von Zahnketten bzw. Kettenrädern mit evolventenförmiger Verzahnungskontur wird in [25] ausführlich dargestellt. Der Konturparameter s (siehe Abschnitt 2.2.2) definiert die Lage des Kontaktpunkts. Die Relativkinematik der Körper liefert den Normalenabstand g_n , die Relativgeschwindigkeit \dot{g}_n und -beschleunigung \ddot{g}_n , was die Berechnung der Kontaktkräfte und die entsprechende Erweiterung der Bewegungsgleichungen ermöglicht.

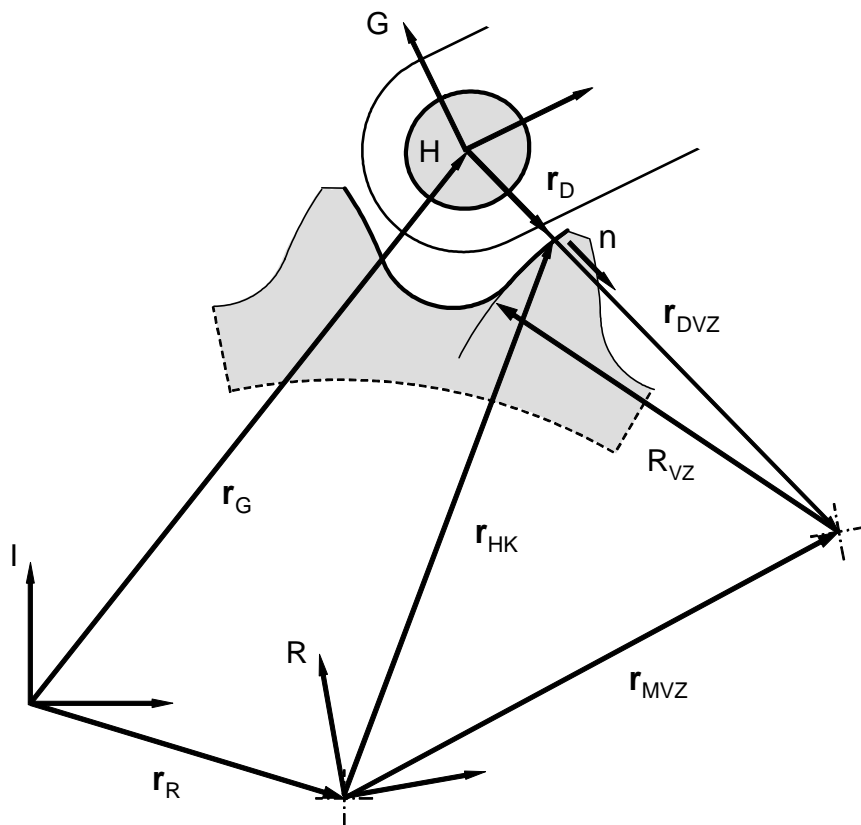


Abbildung 3.1 Kinematik zwischen Kettenglied- und Verzahnungskontur

Da sich die Verzahnungskontur bei Hülsenketten in der Regel nur aus Kreisbögen zusammensetzt, ist die Bestimmung des Distanzvektors r_D aus Abbildung 3.1 relativ einfach möglich, was bei Schienenkonturen, die nicht nur aus Kreisbögen bestehen müssen, im Allgemeinen nicht gegeben ist. Bei der Bestimmung des Abstands wird zweckmäßigerweise der Mittelpunkt der Kettengliedkontur, der Bezugspunkt H, verwendet. Der tatsächliche

Abstand ergibt sich dann aus dem im Folgenden ermittelten nach der Subtraktion des Konturradius des Gliedes.

$$\mathbf{r}_D = \mathbf{r}_{DVZ} - R_{VZ} \cdot \mathbf{n} \quad (3.12)$$

Die Bestimmung von \mathbf{r}_{DVZ} und den Ableitungen $\dot{\mathbf{r}}_{DVZ}$ und $\ddot{\mathbf{r}}_{DVZ}$ aus \mathbf{r}_G , \mathbf{r}_R und \mathbf{r}_{MVZ} erfordert zum Teil die Umrechnung der Vektoren, die nicht im inertialen Koordinatensystem angegeben sind, in das Inertialsystem mit entsprechenden Transformationsmatrizen \mathbf{A} . Aus \mathbf{r}_{DVZ} lässt sich der Konturparameter s bestimmen, was das Aufstellen des Konturvektors \mathbf{r}_{HK} ermöglicht. Neben \mathbf{r}_{HK} sind auch der begleitende Tangential- und Normalenvektor \mathbf{t} und \mathbf{n} vom Bewegungszustand des Rades \mathbf{q}_R sowie vom Konturparameter s abhängig. κ ist dabei die Krümmung des entsprechenden Konturabschnitts.

$$\mathbf{t}(\mathbf{q}_R, s) = \frac{\partial \mathbf{r}_{HK}(\mathbf{q}_R, s)}{\partial s} \quad \text{und} \quad \mathbf{n}(\mathbf{q}_R, s) = \frac{1}{\kappa} \cdot \frac{\partial^2 \mathbf{r}_{HK}(\mathbf{q}_R, s)}{\partial s^2}$$

Nach der Berechnung von \mathbf{t} und \mathbf{n} , der Umformung von Gleichung (3.12) und den Ableitungen von \mathbf{r}_D können die Relativgrößen angeschrieben werden.

$$\begin{aligned} g_n &= \mathbf{n}^T \cdot \mathbf{r}_{DVZ} - R_{VZ} \\ \dot{g}_n &= \mathbf{n}^T \cdot \dot{\mathbf{r}}_{DVZ} \\ \ddot{g}_n &= \mathbf{n}^T \cdot \ddot{\mathbf{r}}_{DVZ} + \frac{(\mathbf{t}^T \cdot \dot{\mathbf{r}}_{DVZ})^2}{\mathbf{n}^T \cdot \mathbf{r}_{DVZ}} \end{aligned} \quad (3.13)$$

Für die Berechnung der Kontaktkraft gibt es, wie in Abschnitt 2.2.5 ausgeführt, die Möglichkeiten eines nachgiebigen und eines starren Kontakts. Zunächst wird die erste Variante beschrieben. Die Kraft ergibt sich aus einem Kraftgesetz, ähnlich der Gelenkkraft in Abschnitt 3.2, abhängig vom Normalenabstand g_n und der Relativgeschwindigkeit \dot{g}_n , was einem Feder-Dämpfer-Element entspricht.

$$\lambda = -(c \cdot g_n + d(g_n) \cdot \dot{g}_n)$$

Dieser Ansatz kann bei öffnenden Kontakten (Abstand $g_n = 0$ und $\dot{g}_n > 0$) und konstanter Dämpfung d zu Zugkräften im Kontakt führen. Um dies zu vermeiden, wird die Dämpfung $d(g_n)$ als Exponentialfunktion in Abhängigkeit von g_n definiert, die bei $g_n = 0$ zu null wird. Somit wird die Kontaktkraft λ auch zu null und kann als Übergangsbedingung zwischen den einzelnen Zuständen des Kontakts verwendet werden. Die Kräfte auf Glied und Rad ergeben sich analog Gleichung (3.7).

$$\begin{aligned} \mathbf{h}_G &= \dots - \mathbf{J}_{TG}^T \cdot \mathbf{n} \cdot \lambda \\ \mathbf{h}_R &= \dots + \left(\mathbf{J}_{TR} - \mathbf{A}_{RK} \cdot \tilde{\mathbf{r}}_{HK} \cdot \mathbf{J}_{RR} \right)^T \cdot \mathbf{A}_{RI} \cdot \mathbf{n} \cdot \lambda \end{aligned} \quad (3.14)$$

Da die Freiheitsgrade der Kontaktkörper nicht gekoppelt sind, bleiben die Bewegungskordinaten der Einzelkörper \mathbf{q} die Minimalkordinaten des Systems. Bei der Kontaktmodellierung als starrer Kontakt wird die Kontaktkraft nicht aus einem Kraftgesetz sondern aus der Dynamik der Kontaktkörper bestimmt. Ein geschlossener Kontakt erfordert dabei, dass alle Relativgrößen \mathbf{g}_n , $\dot{\mathbf{g}}_n$ und $\ddot{\mathbf{g}}_n$ null sind. Diese Bedingung ermöglicht die Bestimmung der Kontaktkraft. Die Bewegungsgleichung der Körper wird um die noch unbekannt Kontaktkräfte $\boldsymbol{\lambda}$ erweitert.

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_G \cdot \ddot{\mathbf{q}}_G &= \mathbf{h}_G + \mathbf{W}_G \cdot \boldsymbol{\lambda} \\ \mathbf{M}_U \cdot \ddot{\mathbf{q}}_U &= \mathbf{h}_U + \mathbf{W}_U \cdot \boldsymbol{\lambda} \end{aligned} \quad (3.15)$$

Die Bindungsmatrizen \mathbf{W}_G und \mathbf{W}_U berechnen sich dabei aus der Kinematik des Kontaktpunkts, den Transformations- und den JACOBI-Matrizen der jeweiligen Körper entsprechend Gleichung (3.14). Der Index G umfasst alle Kettenglieder im Kontakt, der Index U die Umgebung der Kettenglieder, d. h. die Führungselemente und Kettenräder. Die Berechnung der Relativbeschleunigung $\ddot{\mathbf{g}}_n$ wird so umformuliert, dass ein linearer Zusammenhang mit den generalisierten Beschleunigungen $\ddot{\mathbf{q}}$ entsteht.

$$\ddot{\mathbf{g}}_n = \mathbf{W}_U^T \cdot \ddot{\mathbf{q}}_U + \mathbf{W}_G^T \cdot \ddot{\mathbf{q}}_G + \mathbf{w} \quad (3.16)$$

Das Einsetzen von Gleichung (3.15) in Gleichung (3.16) liefert ein Gleichungssystem zur Bestimmung der Kontaktkräfte.

$$\ddot{\mathbf{g}}_n = \mathbf{A} \cdot \boldsymbol{\lambda} + \mathbf{b} \quad (3.17)$$

\mathbf{A} und \mathbf{b} bestehen aus den Bindungsmatrizen und -vektoren \mathbf{W} und \mathbf{w} und den Massenmatrizen \mathbf{M} . In einem geschlossenen Kontakt i besteht immer eine positive Kontaktkraft $\lambda_i \geq 0$, während ein sich öffnender Kontakt immer eine positive Relativbeschleunigung $\ddot{g}_{ni} \geq 0$ besitzt. Die Komplementarität von Beschleunigung und Kraft wird durch $\ddot{g}_{ni} \cdot \lambda_i = 0$ ausgedrückt und liefert eine Nebenbedingung zur Lösung von Gleichung (3.17). Für jeden Kontakt ergibt sich daraus die Kontaktkraft als Zwangskraft, die das Eindringen der Körper ineinander verhindert, bzw. die Information, ob der Kontakt sich öffnet.

Bisher wurde davon ausgegangen, dass die Körper bereits in Kontakt sind. Bevor dies geschieht, muss die vorhandene Relativgeschwindigkeit vor Kontakt zwischen den Körpern beim Einlauf durch einen Stoß abgebaut werden. Der Stoß wird nach dem POISSONSchen

Stoßgesetz behandelt und in Kompressions- und Expansionsphase unterteilt. Durch die Integration der Bewegungsgleichungen über das Intervall der Stoßzeit und die Umformung der entstehenden Gleichungen lassen sich für die beiden Phasen jeweils Gleichungssysteme analog Gleichung (3.17) zwischen der Relativgeschwindigkeit $\dot{\mathbf{g}}_n$ und dem Stoßimpuls $\mathbf{\Lambda}$ aufstellen. Wie vorher die Beschleunigung und die Kraft sind auch Geschwindigkeit und Impuls komplementär. Die Berechnung der Gleichungssysteme liefert die übertragenen Impulse und die Geschwindigkeiten der Körper nach dem Stoß bzw. die Information, ob Glieder durch den Einlaufstoß wieder abheben. Genaueres zur Kontaktmodellierung und auch der Berücksichtigung von Reibung ist an Kettentrieben aus [19] und [25] und im Allgemeinen aus [51] zu entnehmen.

Die Zusammenfassung der Modellbildung im vorigen und der Grundlagen zur Berechnung von Kettentrieben in diesem Kapitel soll einen Einblick in die Detaillierung der Abbildung des realen Systems und damit die Möglichkeiten der Simulation geben. Im nächsten Kapitel folgt die Betrachtung des untersuchten Steuerkettentriebs mit der dargestellten Berechnungstechnik.

4 Dynamik Steuerkettentriebe V-Motoren

Wie in Kapitel 1 beschrieben, stellt die Simulation des dynamischen Verhaltens von Steuerkettentrieben den Stand der Technik dar und bildet somit die Grundlage für alle weiteren Betrachtungen an diesem System. Der Aufbau und die Analyse der Dynamik des vorliegenden V-Motorensteuertriebs in Messung und Berechnung sind somit die einleitenden Schritte vor der Untersuchung des akustischen Verhaltens.

4.1 Aufbau der Steuerkettentriebe V-Motoren

Im Laufe der Entwicklung von Steuerkettentrieben an V-Motoren sind die verschiedensten Konzepte entworfen und produziert worden. Diese Vielfalt lässt sich in ein- und mehrstufige Kettentriebe unterteilen. Bei einstufigen Trieben werden die Nockenwellen direkt von der Kurbelwelle angetrieben, bei mehrstufigen werden von der Kurbelwelle zunächst Zwischenwellen oder -räder angetrieben, die dann einen weiteren Kettentrieb zu den Nockenwellen treiben. In Abbildung 4.1 sind mehrere Beispiele einstufiger Steuerkettentriebe gezeigt.

Beim Steuertrieb eines V8-Ottomotors von BMW in der oberen Abbildung wird zum Antrieb der beiden Nockenwellen jeder Bank jeweils eine Kette verwendet. Der Kettentrieb des V8-Ottomotors von Porsche in der Mitte hingegen treibt mit einer Kette alle vier Nockenwellen an und wird im V durch eine lange stark gekrümmte Schiene umgelenkt. Alternativ kann hier z. B. auch ein Kettenrad zur Umlenkung verwendet werden, das bei V-Motoren, die durch ihre Bauform freie Momente aufweisen, zum Antrieb einer Ausgleichswelle genutzt werden kann. Diese Möglichkeit wird beim Steuertrieb des V6-Ottomotors von DaimlerChrysler in der unteren Abbildung genutzt. Die Kette treibt hier die Einlassnockenwellen an, die über Verzahnungsstufen mit den Auslassnockenwellen verbunden sind. Bei anderen Konzepten wird dieser Antrieb teilweise auch durch weitere Kettentriebe realisiert. Bei allen gezeigten Motoren wird der Antrieb der Ölpumpe durch einen weiteren einfachen Zweiwellentrieb realisiert.

Diese wenigen Beispiele zeigen schon wie vielfältig die Möglichkeiten zur Umsetzung eines V-Motorensteuertriebs sind. Die Wahl des Konzepts wird dabei von den in Abschnitt 1.1.1 genannten Anforderungen wie Package, Dynamik, Festigkeit, Reibung und Akustik bestimmt.

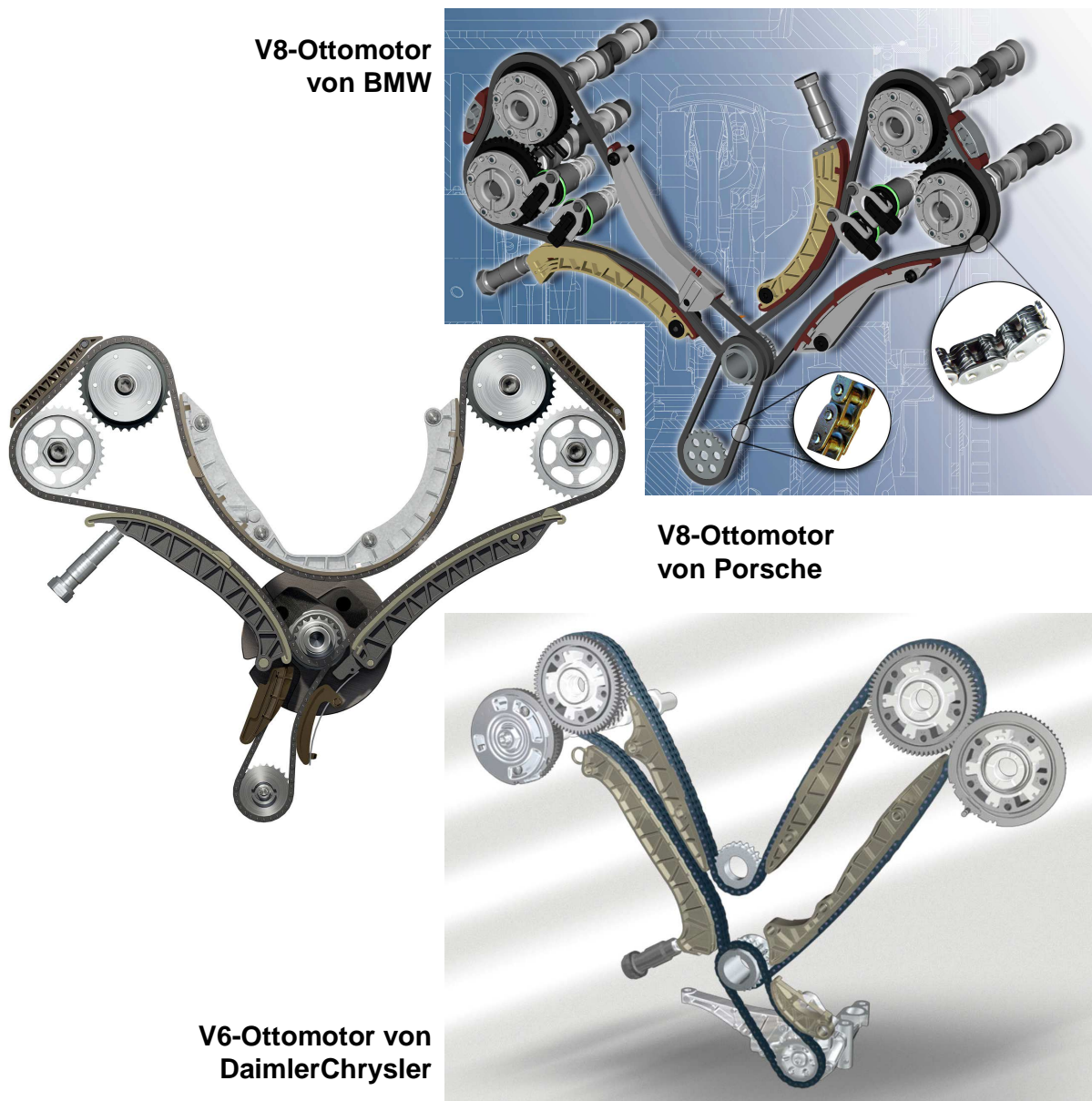


Abbildung 4.1 Beispiele einstufiger V-Motorensteuerkettentriebe ([23], [30] und [42])

Der hier untersuchte Steuertrieb der V6-Ottomotoren von AUDI besteht aus drei gekoppelten Dreieckstrieben an der getriebeseitigen Stirnfläche des Aggregats. Der primäre Kettentrieb (im Weiteren Trieb A) verbindet die Kurbelwellenverzahnung mit 25 Zähnen mit zwei Zwischenrädern mit jeweils 38 Zähnen (siehe Abbildung 4.2). Von den Zwischenrädern, an denen die nötige Übersetzung von 2 zu 1 realisiert wird, treiben die Sekundärtriebe (im Weiteren Triebe B und C) die Nockenwellen an.

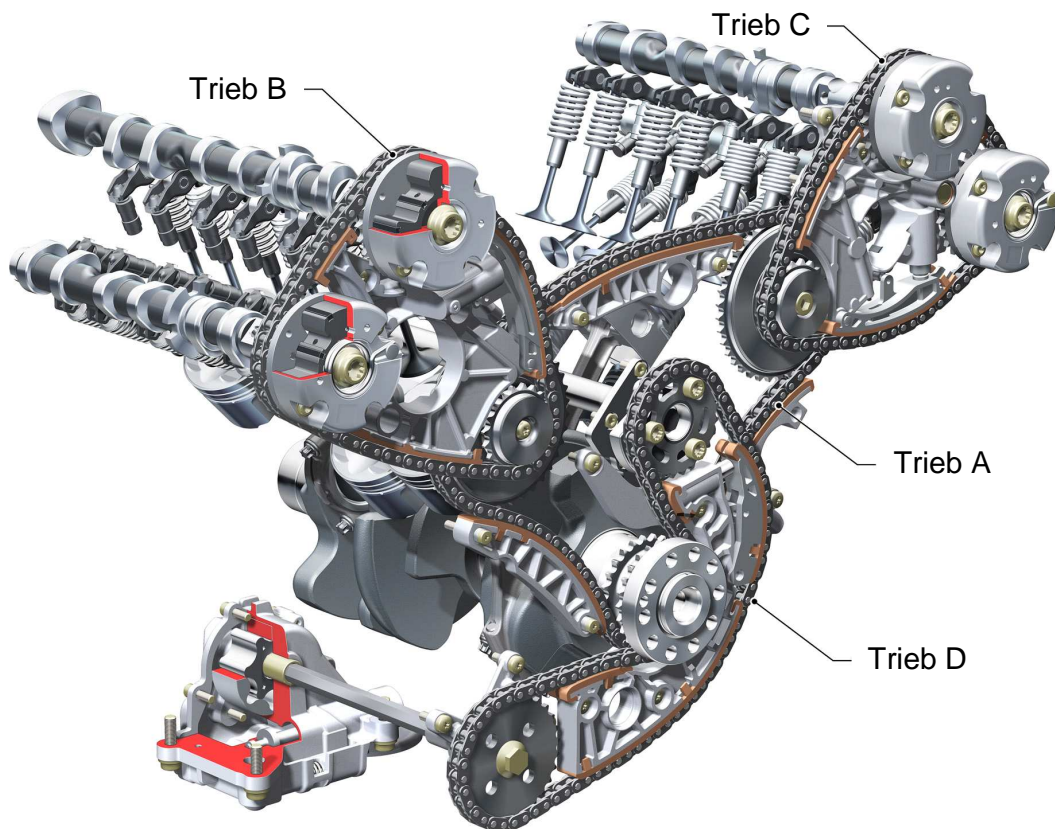


Abbildung 4.2 Steuerkettentrieb V6 3.2l FSI Motor ([12])

Alle Nockenwellen sind beim V6 3.2l FSI über hydraulische Nockenwellenversteller mit den Kettenrädern mit jeweils 25 Zähnen verbunden und betätigen einen Rollenschlepphebelventiltrieb mit vier Ventilen pro Zylinder. Zusätzlich zum Ventiltrieb treibt die Einlassnockenwelle des Triebs B noch die Hochdruckeinspritzpumpe an. Beim V6 2.4l MPI entfallen die auslassseitigen Nockenwellenversteller und die Hochdruckeinspritzpumpe. Neben dem Steuerkettentrieb wird noch ein weiterer Kettentrieb (Trieb D) zum Antrieb der Ausgleichswelle und der Ölpumpe verwendet, der in dieser Arbeit aber nicht näher betrachtet wird. In allen Trieben kommen 3/8"-Simplexketten zum Einsatz.

Im Gegensatz zu den oben beschriebenen einstufigen Steuertrieben am freien Kurbelwellenende beschränkt die getriebeseitige Anordnung des Steuertriebs die minimale Zähnezahzahl der Kurbelwellenverzahnung durch die Bearbeitung von Verzahnung und letztem Hauptlager bzw. das übertragbare Moment. Dies macht einen zweistufigen Steuertrieb erforderlich, um kleine Kettenräder an den Nockenwellen, deren Größe durch den Abstand von Ein- und Auslassnockenwelle begrenzt ist, und damit eine geringe Motorbreite zu erreichen. Die Integration der Antriebe von Ölpumpe, Ausgleichswelle und Ventiltrieb in zwei Kettenspuren und die Anordnung der Nockenwellenversteller über dem Getriebeflansch

ermöglicht eine Verkürzung der Motorlänge, was ein sehr kompaktes Aggregat für ein günstiges Vorderwagenpackage ergibt.

4.2 Dynamikmessung

An dem im vorigen Abschnitt beschriebenen zweistufigen Steuerkettentrieb wurden Dynamikmessungen durchgeführt, dabei wurden die Drehschwingungen der Nockenwellen und die Drücke und Wege der Spannelemente untersucht. In Abschnitt 4.4 wird der Abgleich des Berechnungsmodells auf Basis der gemessenen Nockenwellenbewegungen durchgeführt, daher wird nun auf die verwendete Messtechnik näher eingegangen.

Zur Messung der Winkelgeschwindigkeit drehender Wellen werden Sensoren verwendet, die auf induktiven oder optischen Messverfahren basieren. Da Kettentriebe in Verbrennungsmotoren mit einer Ölschmierung versehen sind, ist letzteres Verfahren bei dieser Anwendung ungeeignet. Es werden induktive Sensoren verwendet, die im Wesentlichen aus einem Magnetkern und einer Spule mit hoher Windungszahl N bestehen (Abbildung 4.3).

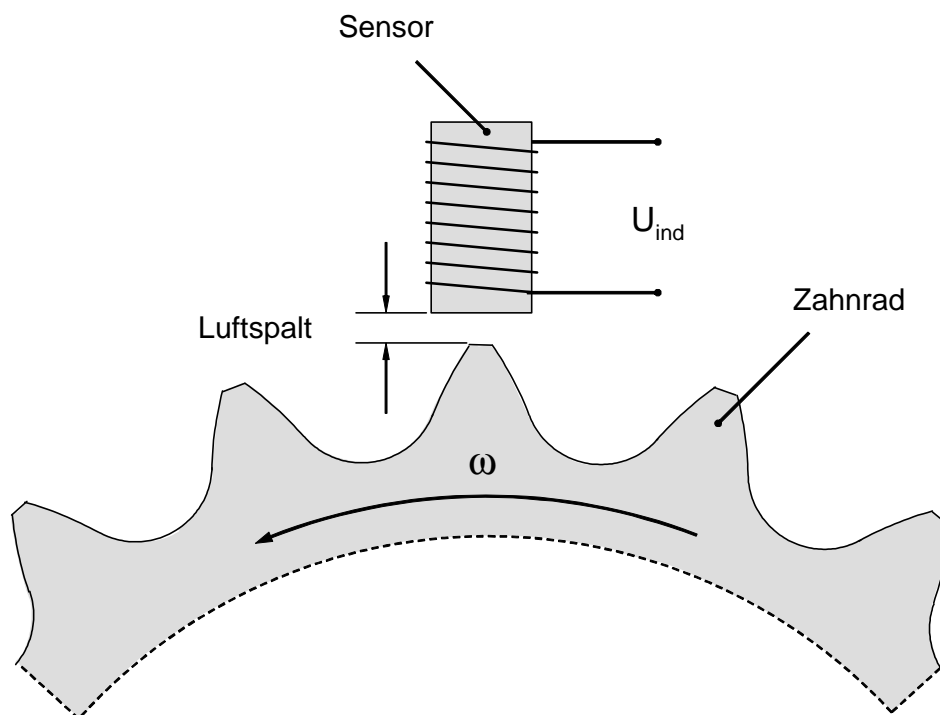


Abbildung 4.3 Prinzip und Messaufbau eines induktiven Inkrementalgebers

Das Magnetfeld durchdringt das zu messende Teil z. B. ein Kettenrad oder einen extra auf der Welle montierten Verzahnungskranz. Passiert ein Zahn die Anordnung, steigt die magnetische Flussdichte an bzw. fällt bei einer Zahnlücke ab. Diese Änderung des magnetischen Flusses Φ bewirkt eine Induktionsspannung U_{ind} in der Spule.

$$U_{\text{ind}} = -N \cdot \frac{d\Phi}{dt}$$

Die induzierte Spannung ist der Windungszahl der Spule und der Drehzahl der Welle direkt und dem Luftspalt zwischen Sensor und Verzahnung umgekehrt proportional. Zur Auswertung der Winkelgeschwindigkeit wird aber nicht die Amplitude der Wechselspannung herangezogen sondern ihre Frequenz, diese ist der Zähnezahl der Verzahnung z und der Drehzahl proportional. Die Berechnung der Winkelgeschwindigkeit ω kann auf zwei Wegen erfolgen: Zum einen zeitkonstant durch die Zählung der durchlaufenen Schwingungen bzw. Inkremente pro vorgegebenem Abtastzeitschritt oder zum anderen durch die Messung der Periodendauer T für eine Schwingung bzw. ein Inkrement. Durch die endliche Teilung der Verzahnung ist erstere Methode für eine hohe Auflösung der Winkelgeschwindigkeit ungeeignet, daher wird letzteres Verfahren zur Auswertung verwendet.

$$\omega(t) = \frac{2 \cdot \pi}{z \cdot T}$$

Die gemessene Winkelgeschwindigkeit kann durch Differentiation oder Integration in Drehbeschleunigung oder Drehwinkel umgerechnet werden. Abbildung 4.4 zeigt die an den Nockenwellenverstellern montierten Verzahnungskränze bei geöffneter Abdeckung am Trieb B und die Anordnung mit geschlossenem Deckel, in den die beiden induktiven Aufnehmer integriert sind.

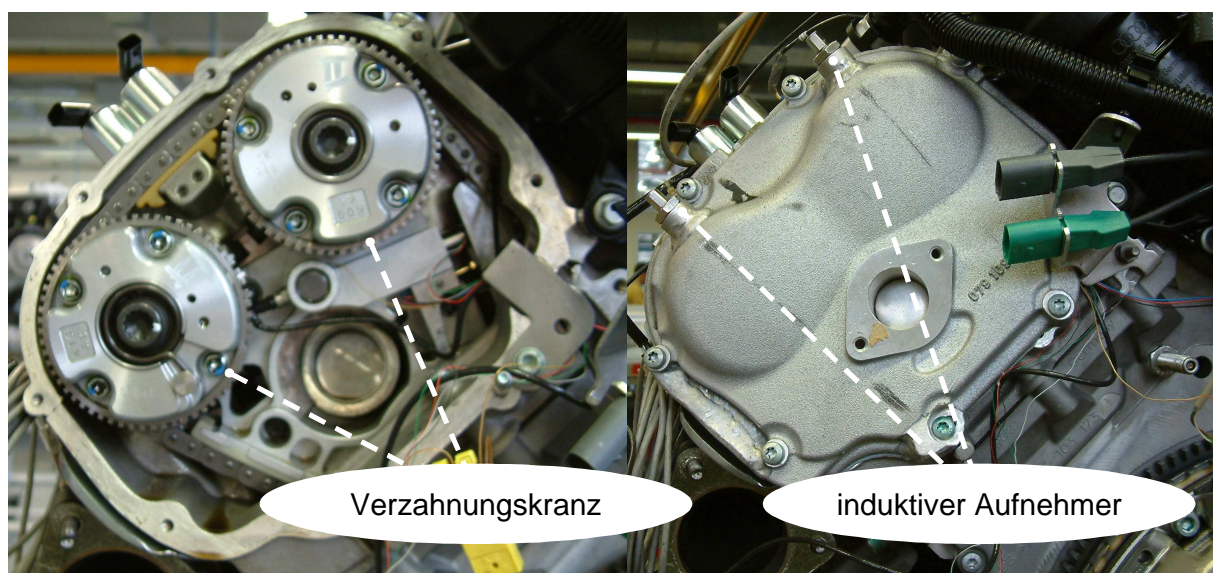


Abbildung 4.4 Drehwinkelmesstechnik an den Nockenwellen Trieb B

Die entsprechende Messtechnik wird auch am Ventiltrieb der anderen Bank eingesetzt. Die Ergebnisse der Dynamikmessung werden beim Abgleich der Simulationsrechnung in Abschnitt 4.4 vorgestellt.

4.3 Aufbau des Berechnungsmodells

Wie in Kapitel 2 näher ausgeführt, besteht das Simulationsmodell des Mehrkörpersystems Steuerkettentrieb im Wesentlichen aus Starrkörpern mit Massen und Trägheiten neben Krafterelementen, die diese Körper verbinden. Diese Elemente sind aus Feder-, Dämpfer- und Spielelementen zusammengesetzt (Abbildung 4.5). Die Kontaktbereiche von Kettengliedern, Kettenradverzahnungen und Kettenführungen werden durch entsprechende Konturen beschrieben und auf Kontakt zueinander geprüft.

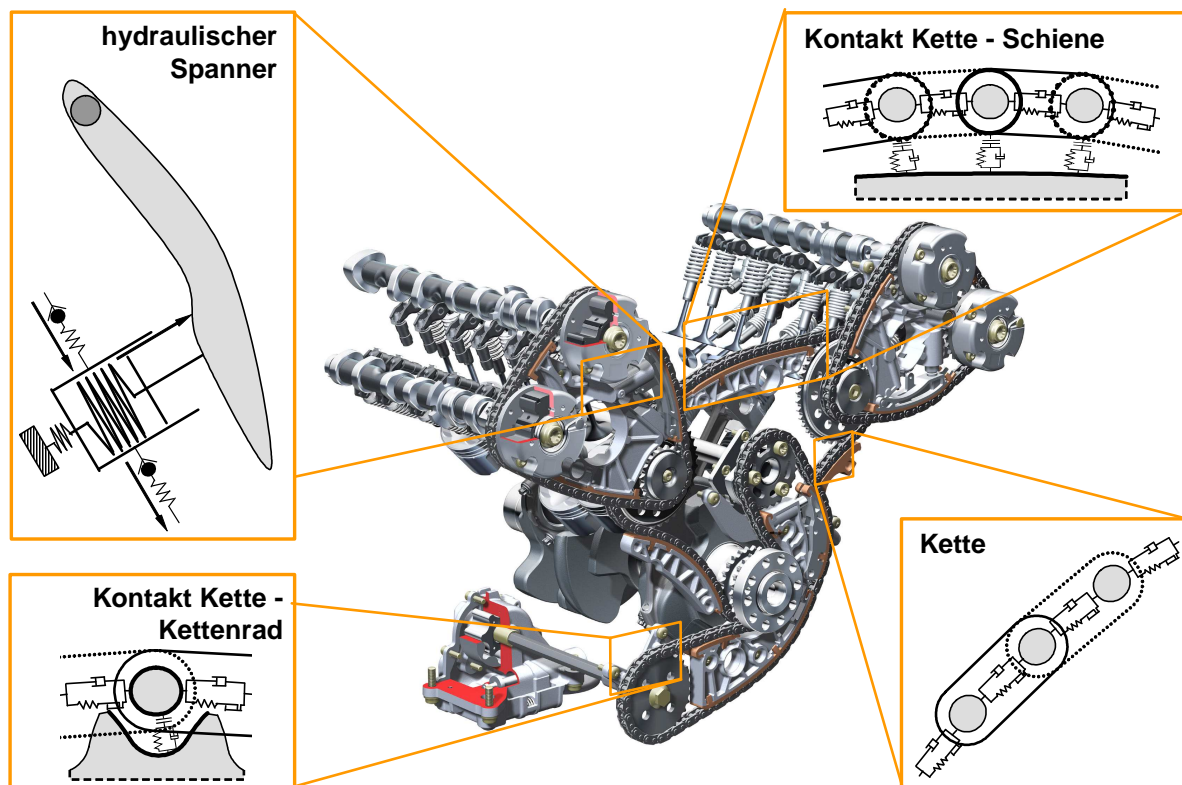


Abbildung 4.5 Modellierung Steuerkettentrieb als MKS

Alle Elemente des realen Steuertriebs haben nur eine endliche und zum Teil auch nichtlineare Steifigkeit wie z. B. Gleitlager. Die Kettenglieder sind durch spielbehaftete Gelenke verbunden und zeigen je nach Vorspannung ein entsprechendes nichtlinearelastisches Verhalten. Die Nockenwellen sind torsions- und biegeelastisch und über Nockenwellenversteller mit dem Steuertrieb verbunden und in hydrodynamischen Gleitlagern gelagert, diese zeigen je nach Belastung, Lagergeometrie, Temperatur,

Öleigenschaften und -versorgung ein anderes elastisches Verhalten. Die Nockenwellenversteller als geregelte hydraulische Elemente hängen in ihrer Steifigkeit neben den für die Lagerung genannten Eigenschaften auch noch von der Regelungsstrategie ab. Auch die Führungselemente besitzen eine gewisse Nachgiebigkeit.

Jede Komponente des Steuerkettentriebs am realen Motor zeigt damit ein mehr oder weniger ausgeprägtes nichtlineares Verhalten. Einige der angeführten Eigenschaften können in ihrer oben erläuterten Komplexität noch nicht oder nur unzureichend in der Simulation abgebildet werden z. B. hydrodynamische Gleitlager und Nockenwellenversteller, während andere unter Umständen mit vereinfachten Annahmen zielführender abgebildet werden. Dies führt dazu, dass die vielen Nachgiebigkeiten im realen Kettentrieb auf wenige Steifigkeiten im Simulationsmodell reduziert werden.

So werden am betrachteten System die Kettenglieder als linearelastische Körper mit einem spielbehafteten Kettengelenk angesehen und die Wellen biegestarr modelliert und elastisch gelagert. Gemessene Steifigkeitswerte an Ketten zeigen im relevanten Belastungsbereich nur eine geringe Nichtlinearität, daher stellt der Ansatz einer linearen Steifigkeit eine vertretbare Annahme dar. Die vergleichsweise kurzen Nockenwellen am betrachteten V6 werden torsionsstarr angenommen, aber die Ölkammern in den hydraulischen Nockenwellenverstellern können nicht als starr angenommen werden. Daher werden die Versteller im Rahmen der momentanen Abbildungsmöglichkeiten des Programms als äquivalente torsionselastische Wellen angenähert. Die Steifigkeit der Ölsäulen im Versteller ergeben mit einem mittleren Radius eine Torsionsfedersteifigkeit, die mit einer angenommenen Wellenlänge auf ein passendes Widerstandsmoment einer fiktiven Welle umgerechnet wird. Diese Annahmen berücksichtigen weder die Regelungsstrategie der Nockenwellenversteller noch wechselnde Höhen der Ölsäulen und die Druckabhängigkeit der Steifigkeit der Ölsäulen. Trotzdem reicht diese einfache Näherung in Abschnitt 4.4 für einen guten Abgleich von Berechnung und Messung aus, der mit starr angenommenen Verstellern nicht möglich wäre. Neben der Modellierung der Kettenführung als starre Kontur besteht die Möglichkeit die Führungselemente als elastische Körper zu implementieren. Diese Abbildungsvariante ist sinnvoll, falls die Nachgiebigkeit der Spann- und Führungsschienen einen maßgeblichen Einfluss auf die Dynamik des Steuerkettentriebs hat, dies kann der Fall sein bei langen Schienen mit großer Krümmung oder relativ weichem Schienenmaterial z. B. Polyamid ohne Faserverstärkung. Im betrachteten Fall bestehen die Führungselemente aus einem Aluminiumgrundkörper mit aufgeklipstem Gleitbelag, so dass die vergleichsweise aufwändige Modellierung als elastische Schiene zur korrekten Abbildung des dynamischen Verhaltens nicht notwendig ist. Die Führungselemente sind daher starr

modelliert. Neben diesen Vereinfachungen werden die hydrodynamischen Eigenschaften der Gleitlager vernachlässigt und diese als linearelastisch in ihrem Verhalten angenommen.

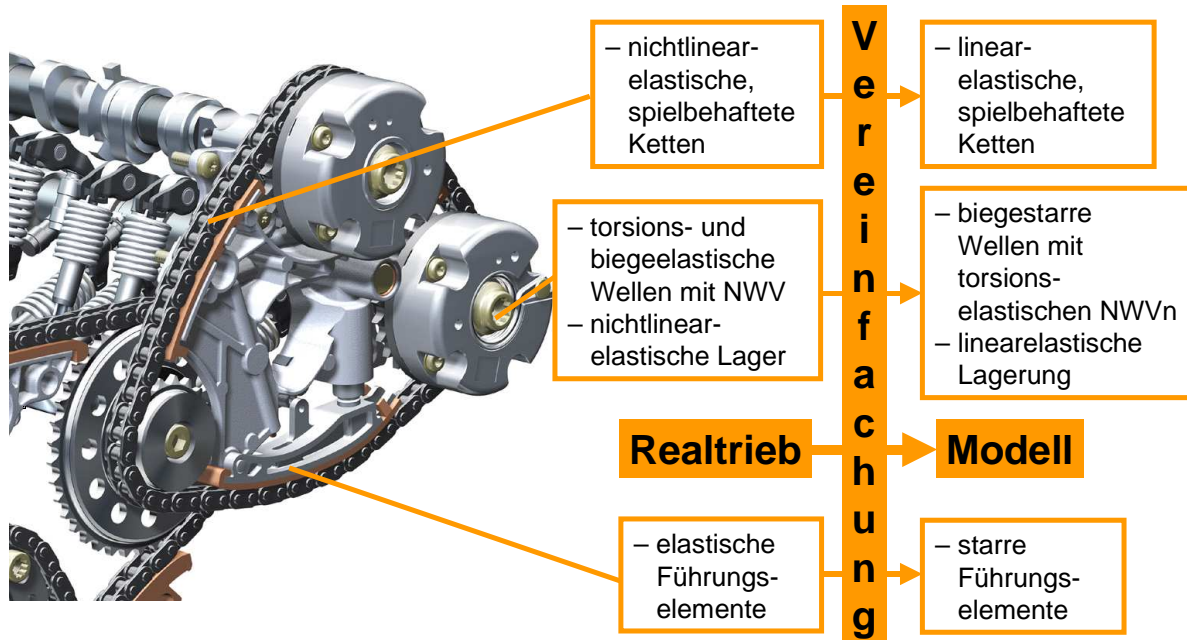


Abbildung 4.6 Vergleich reales System zu Mehrkörpersystem

Die gemachten Annahmen und Vernachlässigungen führen zu einer Reduktion der realen Steifigkeiten auf die Elastizität der Kette, der Nockenwellenversteller und der Lagerungen (Abbildung 4.6). Um nun eine sinnvolle Projektion der realen Steifigkeiten auf die modellierten zu ermöglichen, ist ein Abgleich der Simulations- auf Messergebnisse durch DOE-Methoden zielführend.

4.4 Abgleich mittels DOE

DOE (design of experiments) stellt eine Methode zur statistischen Versuchsplanung dar, kann aber auch für den Abgleich von Berechnungen auf Versuchsergebnisse verwendet werden und wird im Folgenden kurz erläutert. Für eine ausführlichere Übersicht zum Thema DOE sei z. B auf [34] und [44] verwiesen.

Mittels dieser Methode soll ein System so eingestellt werden, dass es gewisse Zielgrößen erfüllt, hier das gemessene dynamische Verhalten. Parameter, die das System beeinflussen, sind Einflussgrößen, sie unterteilen sich in Steuer- und Störgrößen. Erstere können gezielt variiert werden, letztere können oder sollen nicht. Die Einflussgrößen, deren Auswirkungen als wesentlich vermutet und in der DOE vorgegeben werden, heißen Faktoren. Die Werte der Faktoren, die erprobt werden, sind die Stufen. Das Ziel ist es nun, einen quantitativen

Zusammenhang zwischen den Faktoren und den Zielgrößen zu ermitteln. So können durch die Variation der Faktoren gezielt eine oder mehrere Zielgrößen optimiert werden. In diesem Fall sind die unbekannt Parameter der gewählten Modellierungen von Lagerungen und Nockenwellenverstellern die Faktoren.

Um den Einfluss der Faktoren auf die Zielgrößen zu ermitteln, werden Versuche mit verschiedenen Kombinationen der Faktoren auf unterschiedlichen Stufen durchgeführt. Die Gesamtheit der Faktorstufenkombinationen ergibt den Versuchsplan. In Abbildung 4.7 sind verschiedene Versuchspläne für ein Beispiel mit drei Faktoren auf drei Stufen dargestellt. Die Realisierung von drei Stufen ermöglicht die Erfassung nichtlinearer Effekte durch Polynome zweiter Ordnung. Die Durchführung aller möglichen Faktorstufenkombinationen führt zum vollständigen faktoriellen Versuchsplan. Er bietet neben der Auswertung der nichtlinearen Effekte der einzelnen Faktoren auch ein Ergebnis für die Wechselwirkung zwischen zwei oder mehr Faktoren. Der Nachteil dieses Plans ist die hohe Anzahl der Versuche $m = o^k$ bei vielen Faktoren k auf mehreren Stufen o .

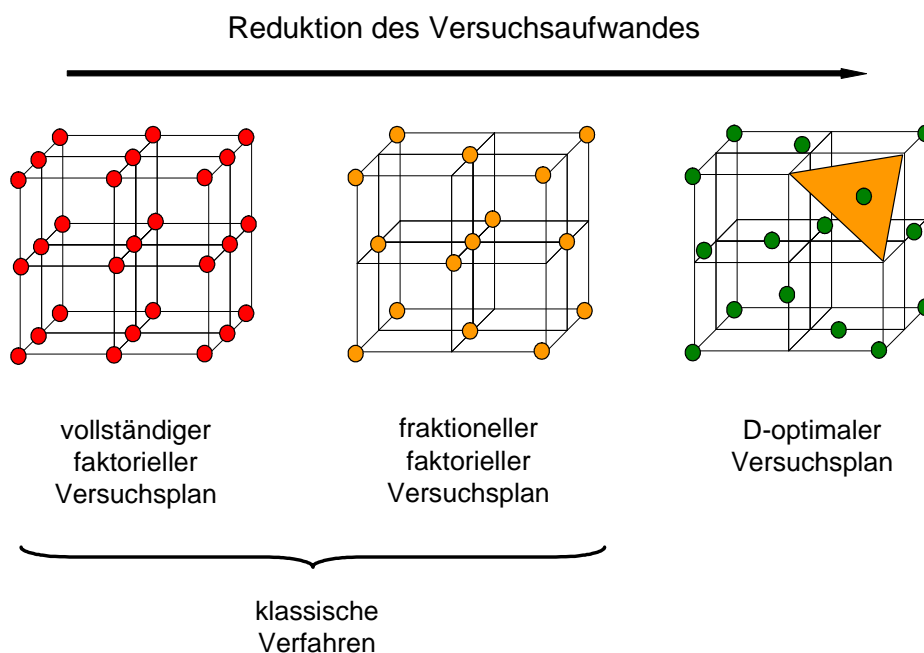


Abbildung 4.7 Verfahren der Versuchsplanung

Eine Alternative bietet der fraktionelle faktorielle Versuchsplan. Bei ihm werden nicht mehr alle Wechselwirkungen betrachtet. Der Versuchsaufwand wird entsprechend reduziert, aber die Effekte verschiedener Wechselwirkungen und Faktoren werden vermengt und können nicht mehr getrennt ausgewertet werden. Die Auflösung des Versuchsplans nimmt ab. Bei Versuchsplänen mit zwei Stufen je Faktor lässt sich ab vier Faktoren noch eine Auflösung erreichen, die die Vermengung von linearen Effekten und Wechselwirkungen zwischen

Faktoren vermeidet, aber bei drei Stufen ist die Trennung von nichtlinearen Effekten und Wechselwirkungen in der Regel nicht mehr möglich. Der Einsatz fraktioneller faktorieller Versuchspläne ist daher vor allem bei Voruntersuchungen zu den linearen Einflüssen vieler Faktoren sinnvoll.

Bei den bisher beschriebenen klassischen Verfahren der Versuchsplanung wird der Zusammenhang zwischen Faktoren und Zielgrößen durch eine Regressionsanalyse ermittelt, bei der die Regressionsfunktion alle auswertbaren Wechselwirkungen enthält. Die Verwendung D-optimaler Versuchspläne bietet hier weitere Freiheiten, so müssen z. B. nicht alle Wechselwirkungsterme eines vollständigen faktoriellen Versuchsplans verwendet werden. Die Regressionsfunktion ist frei wählbar. Eine Vermengung von Effekten, für die der Plan aufgestellt wird, tritt dabei nicht mehr auf. Auch können bestimmte Faktorstufenkombinationen, die nicht sinnvoll oder realisierbar sind, ausgeschlossen werden. Der Versuchsplan wird dabei so bestimmt, dass der Vertrauensbereich für die Regressionskoeffizienten minimal wird [44]. Das heißt, dass die ermittelten Koeffizienten der Regressionsfunktion möglichst gut den realen Zusammenhang zwischen Faktoren und Zielgrößen wiedergeben. Ein Problem, das sich aus den zusätzlichen Freiheiten in der Regressionsfunktion ergibt, ist die Wahl des richtigen Modellansatzes. Diese kann aber mit entsprechendem Systemverständnis und technischen Überlegungen im Voraus getroffen werden. Durch die Einschränkung der Modellierung auf die relevanten Zusammenhänge lässt sich der Versuchsaufwand in der Regel weiter reduzieren.

Ist durch die Regression der Versuchsergebnisse ein gesicherter Zusammenhang zwischen den Größen bekannt, kann durch eine Optimierung der Faktoren die Erreichung der Zielgrößen verbessert werden. Bei mehreren Zielgrößen ist die Auswertung einer Gesamtzielfunktion sinnvoll, die die Erwünschtheit aller Ziele berücksichtigt. Die Optimierung erfolgt iterativ, so dass das Ergebnis auch stark von den Startwerten abhängen kann. Eine Studie des Einflusses der Startwerte und die Überprüfung der optimierten Faktoren unter systemtechnischen Überlegungen ist daher immer nötig.

4.4.1 Abgleich des dynamischen Verhaltens

Die Versuchsplanung beginnt mit der Festlegung der Zielgrößen. Da das Berechnungsmodell auf die vorhandenen Messungen abgeglichen werden soll, stellen charakteristische Punkte der Dynamikmessung die Zielgrößen dar. In Abbildung 4.8 sind die gemessenen Verläufe der Schwingwinkel aller vier Nockenwellen in den Motorordnungen 1.5 und 3.0 dargestellt. Der Messaufbau ist identisch mit dem der Akustikmessungen aus Kapitel 5 und bieten somit die Möglichkeit die Dynamik des Berechnungsmodells auf die des

akustisch vermessenen Kettentriebs abzugleichen. Als charakteristische Punkte werden die Amplituden der Motorordnung 1.5 bei 6000 U/min und die der Motorordnung 3.0 in der Resonanzüberhöhung an allen Nockenwellen sowie die gemeinsame Resonanzdrehzahl gewählt. Insgesamt ergeben sich so neun Zielgrößen.

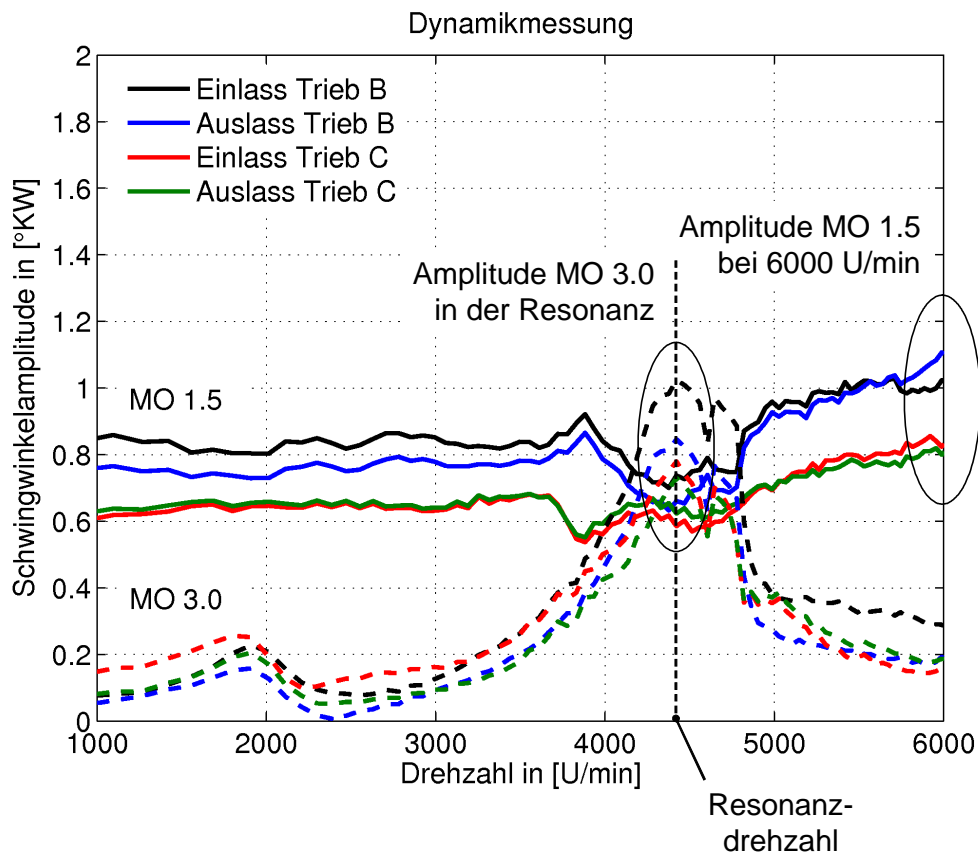


Abbildung 4.8 Gemessene Schwingwinkel der Nockenwellen

Da die Steifigkeit der Kette aus Messungen bekannt ist, bleiben als unbekannte Parameter zum Abgleich der Berechnung die Lagerungsrandbedingungen und die Torsionssteifigkeit der Nockenwellenversteller. Letztere wird als Faktor gewählt, weil die vereinfachte Abbildung als torsionelastische Welle eine Anpassung an die Messung sinnvoll macht. Mit der Steifigkeit der Versteller und den jeweiligen Steifigkeiten und Dämpfungen der Lagerungen von Nockenwellen, Zwischenrädern und Kurbelwelle enthält der Versuchsplan sieben Faktoren. Voruntersuchungen haben einen kubischen Ansatz der Abhängigkeit der Zielgrößen von den Faktoren als zielführend ergeben, so bildet die gewählte Regressionsfunktion kubische Effekte der Faktoren \mathbf{x} und die Wechselwirkungen zwischen zwei Faktoren ab.

$$f(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^7 \left(\beta_i \cdot x_i + \beta_{ii} \cdot x_i^2 + \beta_{iii} \cdot x_i^3 + \sum_{j=i+1}^7 \beta_{ij} \cdot x_i \cdot x_j \right) + \beta_0$$

Die Bestimmung der 43 unbekanntenen Regressionskoeffizienten β macht einen D-optimalen Versuchsplan mit 48 Faktorstufenkombinationen nötig, in dem die Faktoren wegen der kubischen Abhängigkeit auf vier Stufen variiert werden. In den 48 Berechnungsmodellen werden die Faktorstufenkombinationen als Randbedingungen eingestellt, die Dynamik der Modelle berechnet und die Zielgrößen in den berechneten Schwingwinkeln ausgewertet. Diese Ergebnisse ermöglichen das Aufstellen der Regressionsfunktionen für die Zielgrößen und die anschließende Optimierung der Faktoren. Die Optimierung mit verschiedenen Startwerten der Faktoren liefert mehrere Sätze von optimalen Parametern für das Berechnungsmodell. Die Variation der Parameter innerhalb des Bereichs, der durch die verschiedenen optimalen Parametersätze aufgespannt wird, ermöglicht dann einen guten Abgleich der Berechnung auf die Messergebnisse. Diese abschließende Variation erfordert die Verifikation der Parameter in der Berechnung.

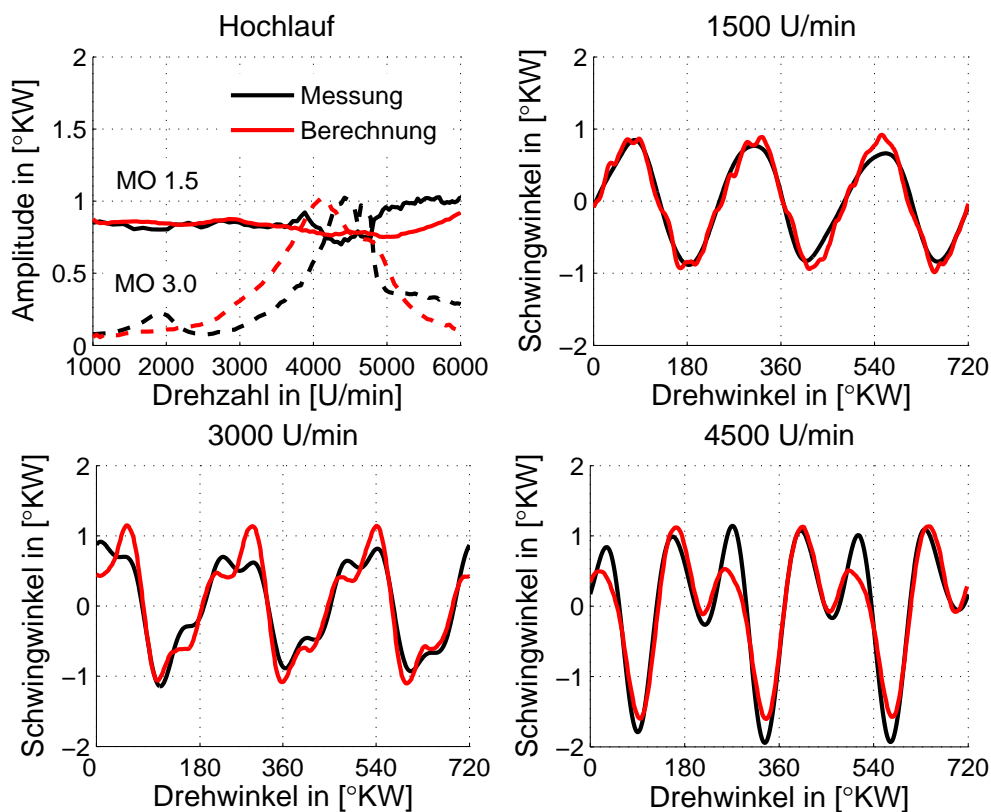


Abbildung 4.9 Abgleich der Schwingwinkel Einlassnockenwelle Trieb B

Die Ergebnisse des so abgestimmten Berechnungsmodells sind in Abbildung 4.9 in den dominanten Motorordnungen und als Verlauf bei diskreten Drehzahlen beispielhaft an Einlassnockenwelle Trieb B gegenüber der Messung dargestellt. Der Vergleich der Verläufe über Grad Kurbelwinkel zeigt eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen

Schwingwinkeln. Die Resonanzüberhöhung in der Motorordnung 3.0 ist über einen etwas zu weiten Drehzahlbereich ausgeprägt, was aus der vereinfachten Abbildung der Nockenwellenversteller resultiert. Dieses dynamisch abgeglichenes Modell wird im nächsten Abschnitt hinsichtlich seines Schwingungsverhaltens und der auftretenden Kräfte analysiert.

4.5 Schwingungsanalyse

Neben der Analyse des Resonanzverhaltens beinhaltet dieser Abschnitt Vergleiche der Kräfte an verschiedenen Varianten des Steuertriebs, die in Abschnitt 5.5 zur Interpretation der Akustikmessungen verwendet werden.

4.5.1 Resonanzverhalten

Die Analyse der Schwingwinkel in Messung und Berechnung in Abbildung 4.9 zeigt die Überlagerung von Schwingungen in den dominanten Motorordnungen 1.5 und 3.0. Durch die Berechnung der Phasenlagen der Schwingungen zwischen den Wellen in den beiden Motorordnungen ergeben sich die Schwingungsformen des Systems.

MO 1.5

- Bänke gegenphasig
- Nockenwellen Einlass zu Auslass gleichphasig

MO 3.0

- Bänke gleichphasig
- Nockenwellen Einlass zu Auslass gleichphasig

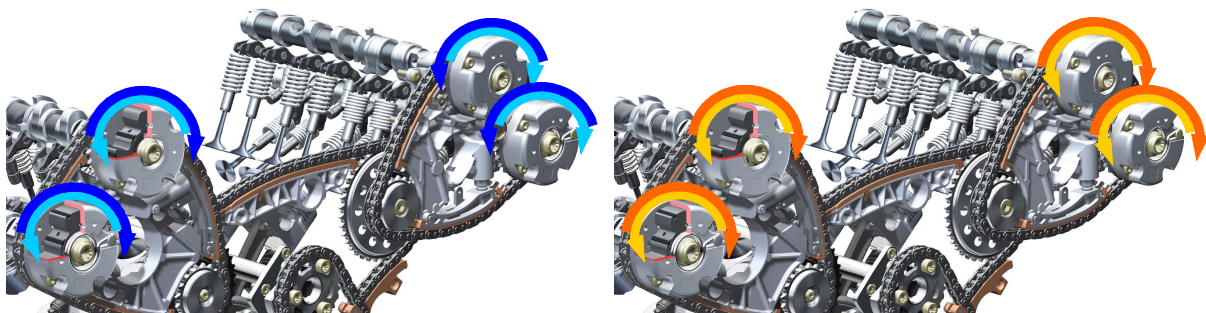


Abbildung 4.10 Schwingungsformen des V-Motorensteuertriebs

Es treten zwei Schwingungsformen auf, bei denen die Ein- und Auslassnockenwellen jeder Bank jeweils gleichphasig schwingen. Das kurze Kettentrum zwischen Ein- und Auslassnockenwelle ist relativ steif und begünstigt damit diese Schwingung. In der Motorordnung 3.0 schwingen die beiden Bänke zueinander auch gleichphasig, was eine Eigenform ergibt, die bei etwa 220 Hz von den Nockenwellenwechsellmomenten angeregt wird. Im Gegensatz dazu schwingen die Nockenwellen der Bänke in der Motorordnung 1.5 gegenphasig (Abbildung 4.10). Diese Eigenform kommt innerhalb des betrachteten

Drehzahlbereichs bis 6000 U/min nicht in Resonanz. Die Schwingungen des Kettentriebs überlagern sich im gesamten Drehzahlband aus diesen beiden Eigenformen. Ohne Nockenwellenwechsellmomente treten keine Schwingungen mehr auf, das dynamische Verhalten des Kettentriebs wird also fast ausschließlich von seinen Anregungen bestimmt. Der Einfluss dieser Schwingungen auf das akustische Verhalten wird in Abschnitt 5.5.1 analysiert.

4.5.2 Dynamische Kräfte

Durch die Anregungen aus den Nockenwellenwechsellmomenten und die damit verbundenen Schwingungen kommt es zu den dynamischen Kräften aus Abbildung 4.11 im Kettentrieb. Sie sind als Minimal-, Mittel- und Maximalwert den Kräften ohne Ventilbetätigung gegenübergestellt. Ohne Ventilbetätigung sinken nicht nur die maximalen Kräfte, sondern auch die mittleren sind auf einem deutlich niedrigeren Niveau. Der Einfluss auf die Akustik des Kettentriebs wird in Abschnitt 5.5.1 betrachtet.

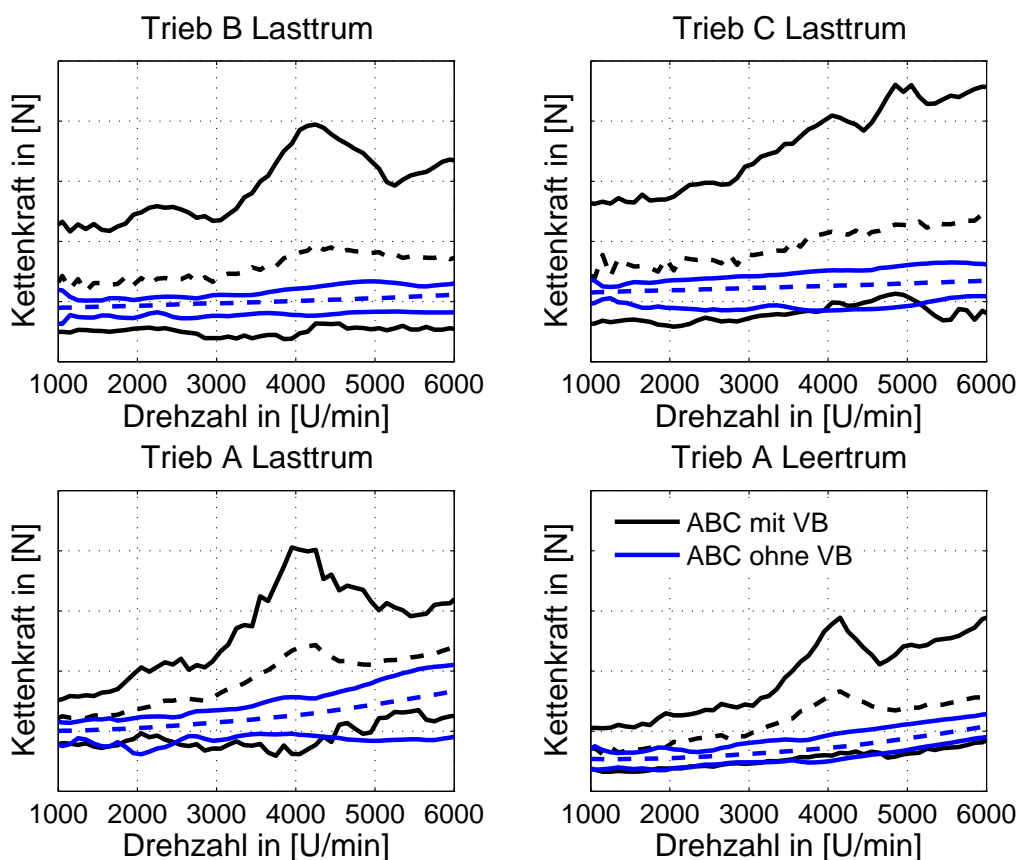


Abbildung 4.11 Einfluss der Ventilbetätigung auf die Kettenträfte

Neben dem Einfluss der Ventilbetätigung auf das akustische Verhalten wird in Abschnitt 5.5.4 auch der Einfluss der Vorspannung am Trieb A ohne wechselnde Lasten untersucht. Die veränderten Kettenkräfte bei verringerter Vorspannung zeigt Abbildung 4.12.

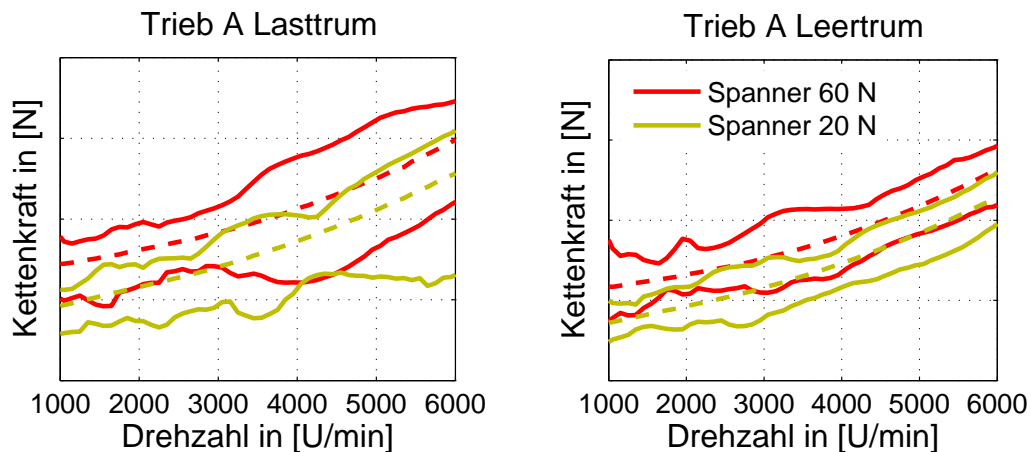


Abbildung 4.12 Einfluss der Vorspannung auf die Kettenkräfte am lastlosen Kettentrieb

Mit einer zusätzlichen statischen Vorspannung von etwa 18,3 N, aus dem am Spannelement anliegenden Öldruck von 2 bar, ergibt sich ein Vorspannungsverhältnis von etwa 2 zwischen der Variante mit 60 N und der mit 20 N Federkraft (Abbildung 4.13). Durch die Fliehkraft im bewegten Kettentrieb sinkt das Verhältnis der Mittelwerte der Kräfte im Leertrum schon bei 1000 U/min deutlich auf etwa 1,6 und nähert sich mit steigender Drehzahl 1,0 an. Je höher die Drehzahl ist, desto geringer wird der Einfluss der statischen Vorspannung.

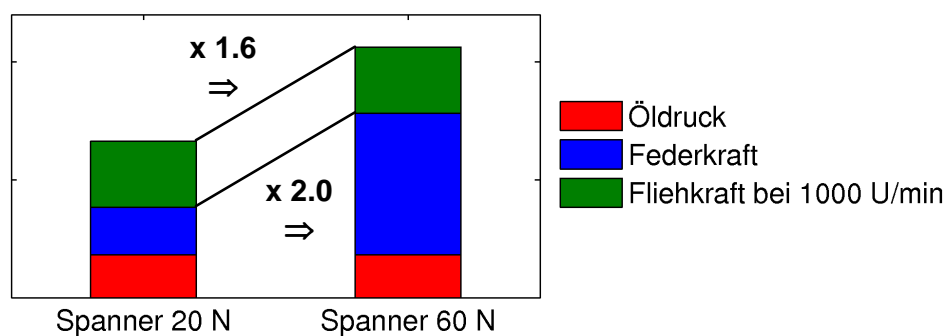


Abbildung 4.13 Statische und dynamische Kettenkräfte

Der Einfluss der geringeren Vorspannung und anderer Effekte auf die akustischen Eigenschaften eines Kettentriebs wird im nächsten Kapitel ausführlich anhand von Messungen betrachtet. Das hier abgegliche Dynamikmodell des Steuerkettentriebs dient dann in Kapitel 7 als Basis zur rechnerischen Betrachtung des akustischen Verhaltens.

5 Akustikmessung

Vor der Auswertung der durchgeführten Akustikmessungen und der Diskussion der Ergebnisse folgt noch einmal eine genauere Betrachtung der bereits in Abschnitt 1.3 beschriebenen Schallentstehungskette, um ein möglichst zielführendes Vorgehen zum späteren Abgleich mit Berechnungsergebnissen (siehe Kapitel 7) zu erarbeiten. Neben der Schallentstehung und -weiterleitung wird auf die Wahrnehmung des Menschen von Schall eingegangen, um einen Bewertungsmaßstab für das akustische Verhalten von Kettentrieben zu bekommen.

5.1 Geräusentstehung

Bei der Schallentstehung können der direkte und der indirekte Weg unterschieden werden. Beim direkten Weg erzeugt der Anregungsmechanismus Luftdruckschwankungen und somit Luftschall, z. B. bei Ventilatoren oder Turbinen. Dieser Weg ist irrelevant für Kettentriebe in Verbrennungsmotoren, denn er führt zur Luftschallentstehung im geschlossenen Kettenkasten und dieser wird von dort nicht nach außen weitergeleitet. Beim indirekten Weg wird die elastische Struktur der Maschine, hier Aggregat und Gesamtfahrzeug, durch Kraft- und/oder Geschwindigkeitsschwankungen erregt und strahlt dann von der Oberfläche Luftschall ab. Dieser Fall führt direkt auf die Schallentstehungskette an Kettentrieben.

Durch die innere Anregung aus der diskreten Struktur der Kette (siehe Abschnitt 2.1) kommt es im Gesamtsystem Kettentrieb zu Schwingungen in der Zahneingriffsfrequenz. Da diese periodischen Schwingungen keine reine Sinusform aufweisen, sondern einen stark impulsartigen Charakter haben, tritt nicht nur die Zahneingriffsfrequenz sondern auch deren Oberwellen hervor. Es entsteht ein tonales Geräusch, das als „chain whine“ bekannt ist. Neben diesem Effekt kommt es aus den Stoßprozessen zu einer breitbandigen Anregung, die näherungsweise einem weißen Rauschen entspricht, und als „chain wash“ beschrieben wird. Diese beiden Anregungen werden durch die Lagerstellen des Kettentriebs in den Motorblock eingeleitet, d. h. durch die Lager der Wellen und Kettenräder, die Anbindung von Spann- und Führungsschienen und die Befestigung des Spannelements. Besonders die Schallweiterleitung von den drehenden Komponenten des Kettentriebs hat ein sehr komplexes Übertragungsverhalten. Die in der Regel als Gleitlager ausgeführten Lagerstellen bilden abhängig von Belastung, Drehzahl, Öleigenschaften usw. einen Schmierfilm aus, der unterschiedliche Traganteile und Schmierstathöhen aufweist. So kann ein Nockenwellenlager bei niedrigen Motordrehzahlen in Mischreibung laufen, was die Haltbarkeit des Lagers noch nicht beeinträchtigen muss, aber die Weiterleitung von

Körperschall stark begünstigt. Von diesen Einleitungsstellen breiten sich die Schwingungen als Körperschall in der Motorstruktur aus und werden von dort zum Teil direkt als Luftschall abgestrahlt bzw. über die Aggregatelager und Antriebswellen in die Karosserie weitergeleitet. Dort erfolgt dann die weitere Ausbreitung und Abstrahlung in den Innenraum, wo das Geräusch vom Fahrer wahrgenommen wird.

Betrachtet man diesen linear angenommenen Vorgang im Frequenzbereich, so wird jede der oben genannten Lagerstellen im Kettentrieb mit einem drehzahlabhängigen Kraftpegel $L_F(f,n)$ angeregt. Die angeregte Motor- und Karosseriestruktur kann in ihrem Übertragungsverhalten durch das Körperschallmaß $L_h(f,n)$ beschrieben werden. Da das Körperschallmaß auch die Übertragung über die Gleitlagerungen beinhaltet, muss es in diesem Fall wenigstens neben der Frequenzabhängigkeit auch als drehzahlabhängig angenommen werden. Die auftretenden Oberflächenschwingungen setzen sich im umgebenden Medium als Luftschall fort, dieser Übergang vom Körper- zum Luftschall wird durch das Abstrahlmaß $L_\sigma(f)$ charakterisiert. Um noch die Eigenschaften des menschlichen Gehörs zu berücksichtigen, kann der Pegel noch mit einer A-Bewertung $L_A(f)$ nach DIN gewichtet werden (siehe Abschnitt 5.2), die die nur schwach wahrgenommenen niedrigen Frequenzen deutlich abwertet. Der Schalleistungspegel $L(f,n)$ ergibt sich aus der Summation der Einzelspektren und führt zur Grundgleichung der Maschinenakustik in Pegelschreibweise [36].

$$L(f,n) = L_F(f,n) + L_h(f,n) + L_\sigma(f) + L_A(f) \quad (5.1)$$

L_h und L_σ lassen sich als Übertragungsfunktionen zwischen Kraftanregung und Luftschall zum Übertragungsmaß L_U zusammenfassen. Eine analytische Abschätzung des Körperschallmaßes L_h und des Abstrahlmaßes L_σ ist nur für einfache Strukturen, die aus krafterregten Platten bestehen, möglich. Komplexe Strukturen wie Verbrennungsmotoren erfordern zur rechnergestützten Analyse der Schallentstehungskette den Einsatz mehrerer Berechnungsmethoden. Zur Ermittlung des Kraftpegels L_F können die frequenzerlegten Anregungskräfte aus einer MKS-Simulation, wie auch in dieser Arbeit dargestellt, verwendet werden. Die elastische Struktur der Maschine kann als FEM-Modell mit einer Modalanalyse und einer angeregten Rechnung analysiert werden, wobei letztere das Körperschallmaß L_h und die Oberflächenschnelle ergibt. Mit dieser als Randbedingung kann in einer Analyse nach der Methode der Randelemente (BEM) das umgebende Luftschallfeld und der Schalleistungspegel L berechnet werden. Alternativ zur BEM bieten neuere Verfahren der akustischen Finiten Elemente auch Lösungen des Abstrahlproblems, sie beruhen auf Varianten der Infiniten Elemente oder auf der DtN-Methode (Dirichlet to Neumann). Beide

Methoden unterteilen das Abstrahlgebiet in ein inneres Teilgebiet um den abstrahlenden Körper und ein äußeres Abstrahlgebiet. Im inneren Berechnungsgebiet wird die numerische Lösung mit der FEM ermittelt, während das äußere Gebiet numerisch mit den namensgebenden Infinite Elementen oder bei der DtN-Methode analytisch behandelt wird. Eine genauere Beschreibung der Verfahren mit den mathematischen Grundlagen und Verweisen auf weiterführende Literatur findet sich in [36].

Durch den gekoppelten Einsatz von drei Berechnungsmethoden an komplexen Geometrien lässt sich die Kette der Schallentstehung und -übertragung mit vertretbarem Aufwand vollständig rechnergestützt kaum darstellen. Dieses Vorgehen erfordert viele Schritte, da jeder Teil der Schallentstehungskette im entsprechenden Berechnungssystem modelliert, simuliert und ausgewertet werden muss. Schon die Betrachtung der Teilsysteme ist mit Unsicherheiten verbunden, die sich im Gesamtergebnis aufaddieren und die Interpretation erschweren. Selbst wenn die Ungenauigkeiten die Ergebnisqualität nur wenig beeinflussen, wäre der erforderliche Aufwand unter Kosten- und Nutzen-Aspekten praktisch nicht zielführend.

Vorteile können hierbei hybride Methoden aus der Kombination von Messung und Berechnung bieten. Bei diesen Verfahren kann das Übertragungsverhalten von Teilen der Schallentstehungskette aus Messungen gewonnen werden, indem z. B. das Aggregat an der Krafteinleitungsstelle oder die Karosserie an den Motorlagern durch synthetische Signale eines Shakers erregt werden und das vom Menschen wahrgenommene Schallfeld gemessen wird. Berechnete Anregungen an den in der Messung verwendeten Einleitungsstellen können dann mit der ermittelten Übertragungsfunktion gewichtet werden. Auch das umgekehrte Vorgehen mit der Messung der Betriebsanregung und der Simulation des Übertragungsmaßes $L_{\bar{u}}$ ist denkbar. Da diese Methoden aber nur auf den jeweiligen Anwendungsfall zugeschnitten sind, werden sie in dieser Arbeit nicht verwendet.

Viel mehr wird nur eine verkürzte und vereinfachte Übertragungskette zum Abgleich von Messung und Berechnung und bei der anschließenden Optimierung verwendet (siehe Kapitel 7 und 8). Dies ist zulässig, da nach Gleichung (5.1) die Pegelminderung eines Summanden zur betragsgleichen Minderung des Schalleistungspegels L führt. Da die Spektren der Schallübertragung weitestgehend nur frequenz- und drehzahlabhängig sind, bedeutet eine Reduzierung des Kraftpegels $L_F(f,n)$ auch eine Geräuschabsenkung für den Fahrer.

Für den Abgleich der Berechnung werden Körperschallmessungen auf der Motorstruktur gemacht und zwar möglichst nahe an der Schalleinleitungsstelle der Zwischenräder.

Zusätzlich wird die Lagerung des Zwischenrades von der serienmäßigen Gleitlagerung auf eine Wälzlagerung umgestellt (siehe Abbildung 5.1). Dies verbessert zum einen die Schalleinleitung zur Messstelle, was bei der Optimierung der Aggregateakustik natürlich unerwünscht aber für einen sinnvollen Vergleich von Berechnung und Messung zielführend ist, zum anderen zeigt die Übertragungsfunktion von Wälzlagern eine weitgehende Drehzahl- und Lastunabhängigkeit [56]. Auf das Übertragungsverhalten der Wälzlagerung wird noch genauer in Abschnitt 7.1 eingegangen. Durch diese Maßnahme vereinfacht sich die Entstehungskette auf die folgende Form.

$$L(f,n) = L_F(f,n) + L_n(f) \quad (5.2)$$

Zur Charakterisierung des Terms $L_n(f)$ wird genauer auf die Ausbreitung von Körperschall eingegangen. Im Gegensatz zu Schall in Gasen und Flüssigkeiten, der nur aus Kompressionswellen besteht, können in Festkörpern auch Schubspannungen und -deformationen auftreten, so dass neben Longitudinal- auch Transversalwellen vorkommen. Diese beiden Wellenformen treten in reiner Form jeweils nur in sehr großen Körpern auf, weil alle Diskontinuitäten eines Körpers wie z. B. Kanten oder Querschnittsänderungen einen Übergang zwischen den Formen bedingen. Da Longitudinal- und Transversalwellen einzeln praktisch nicht vorkommen, werden die wichtigsten Kombinationen bei der Beurteilung von Wellen unterschieden: Dehnwellen, Biegewellen, Torsionswellen und Rayleighwellen ([21] und [69]). Da Biegewellen die größten Bewegungen senkrecht zur Oberfläche des Körpers hervorrufen, sind sie im Allgemeinen die Hauptursache der Abstrahlung von Schall. Die starke Abhängigkeit der auftretenden Wellenform von der Geometrie des Körpers macht die Ausbreitung von Körperschall zu einem komplexen Problem, das nur für einfache Formen auf eine der oben genannten Wellenarten heruntergebrochen werden kann.

Handelt es sich bei dem betrachteten Körper um eine einfache Form, sind die Abmessungen noch entscheidend für die Ausbreitung von Körperschall. Bei den oben genannten Wellenarten sind die Abmessungen der Körper in Ausbreitungsrichtung groß gegen die Wellenlänge und quer dazu klein. Betrachtet man den Messaufbau nach Abbildung 5.1, so ist die Lagerung des Rades vom Schalleinleitungspunkt bis zum Messaufnehmer in allen Abmessungen klein gegenüber der Wellenlänge. Es tritt keine nennenswerte Ausbreitung und Überlagerung von Wellen auf und das Schwingungsverhalten wird nur von den elastischen Eigenschaften des Körpers bestimmt. Das Eigenverhalten der kontinuierlichen Struktur im relevanten Frequenzbereich wird daher in Kapitel 7 mittels FEM-Analyse diskutiert und L_n durch eine Abbildung des Systems als Mehrmassenmodell angenähert, ohne die Ausbreitung von Körperschallwellen genauer zu betrachten.

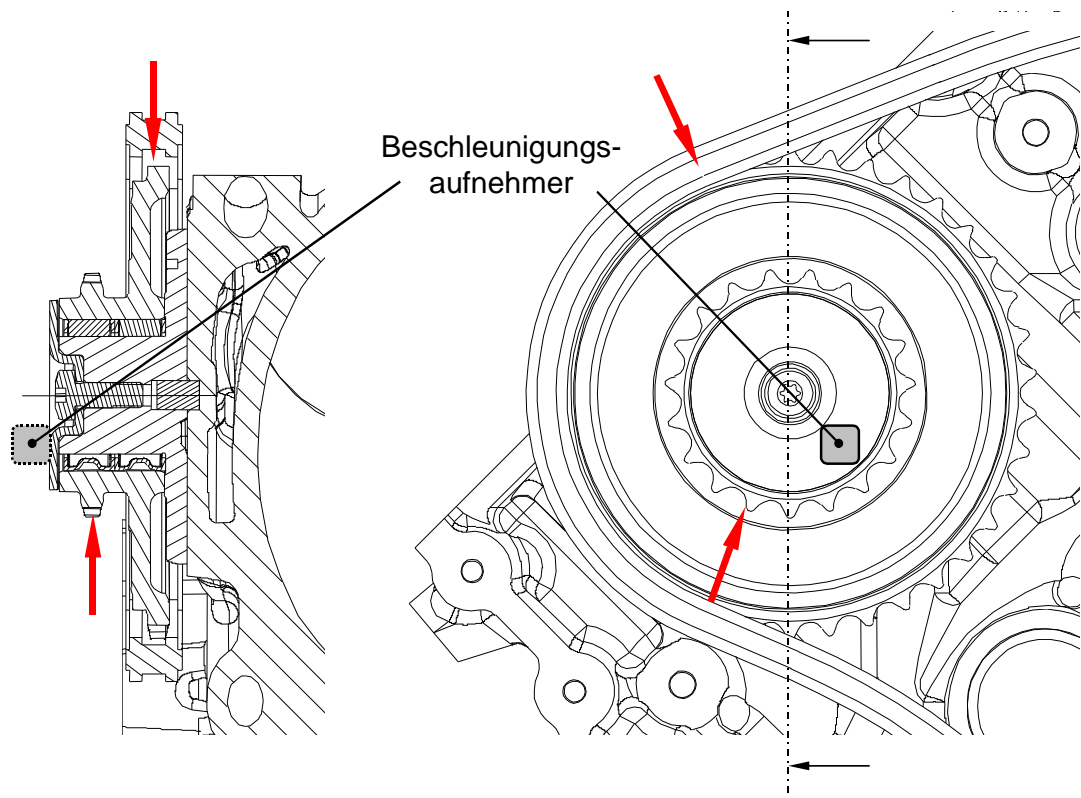


Abbildung 5.1 Messaufbau am Zwischenrad mit Anregungen

5.2 Schallwahrnehmung des Menschen

Das Gehör des Menschen nimmt akustische Ereignisse nur in einem bestimmten Frequenz- und Schallpegelbereich wahr. Die untere Schallpegelgrenze ist die Hörschwelle (siehe Abbildung 5.2) und die obere die Schmerzschwelle, beide Grenzen sind frequenzabhängig, genauso wie Kurven gleicher Lautheit. Die größte Empfindlichkeit besitzt das Ohr zwischen etwa 700 und 6000 Hz. Um die frequenzabhängige Wahrnehmung von Schall bei der Bewertung von Geräuschen zu berücksichtigen, wird der gemessene und berechnete Schallpegel mit der A-Bewertung nach DIN gewichtet. Frequenzen, die dabei außerhalb des Bereichs der höchsten Empfindlichkeit liegen, werden frequenzabhängig abgewertet. Die Filterkurve entspricht in etwa der Kurve gleicher Lautheit mit dem Pegelwert von 30 dB bei einer Frequenz von 1 kHz [11]. Je nach Pegelhöhe werden Schalldruckänderungen erst bei einer Pegeländerung von 2 bis 3 dB wahrgenommen. Die Verdopplung der akustischen Energie (entspricht 3 dB) liegt also etwa auf der Unterscheidungsschwelle, eine subjektiv empfundene Verdopplung bzw. Halbierung des Lautheitseindrucks erfordert dagegen eine Pegeländerung von etwa 10 dB [21].

Eine weitere Besonderheit bei der menschlichen Wahrnehmung von Geräuschen ist die Vernachlässigung der Phasenlage von Teiltönen bei der Beurteilung eines Klangs. Unter

einem Ton versteht man eine harmonische Schwingung. Überlagern sich mehrere Töne, deren Verhältnis zum Grundton ganzzahlig ist, zu einer nichtsinusförmigen Schwingung entsteht ein Klang. Die tonalen Anteile, die beim Betrieb eines Kettentriebs entstehen, („chain whine“) entsprechen Klängen. Bei der Wahrnehmung eines Klangs ist die Phasenlage der Teiltöne zueinander für die Klangfarbe unerheblich [70], viel mehr bestimmen die Obertöne den empfundenen Klangeindruck. Daher ist die Betrachtung der Amplituden von Grundton und Obertönen zur akustischen Beurteilung ausreichend. Eine akustische Optimierung kann nur durch die Änderung der Amplituden bzw. der Anzahl und Zusammensetzung der Oberwellen erfolgen.

Da ein Schallfeld, das auf einen Menschen wirkt, meist aus vielen Geräuschen besteht, ist für die Wahrnehmung eines Tons nicht die Hörschwelle sondern die Mithörschwelle entscheidend. Je nach Art des Hintergrundgeräusches hat die Mithörschwelle einen anderen frequenzabhängigen Verlauf. In Abbildung 5.2 ist die Mithörschwelle für die Wahrnehmung eines Tons bei der Verdeckung durch weißes Rauschen in Abhängigkeit des Störschallpegels dargestellt. Je nach Pegel des weißen Rauschens ist eine deutliche Anhebung der Wahrnehmungsschwelle erkennbar.

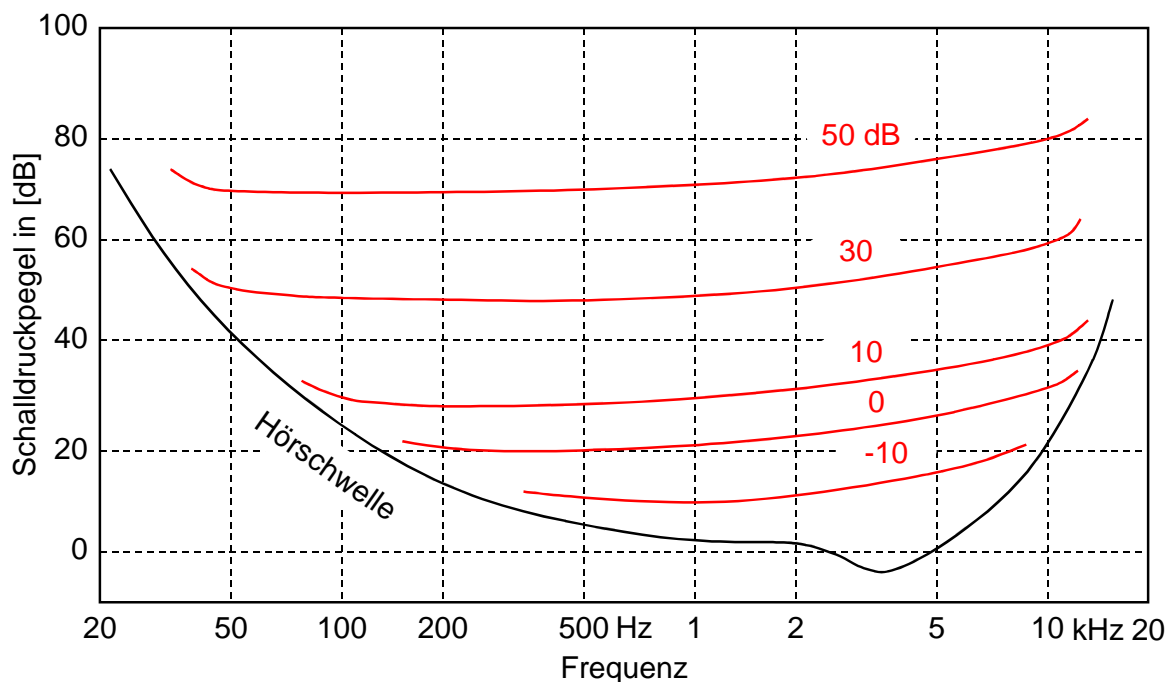


Abbildung 5.2 Mithörschwelle bei Verdeckung durch weißes Rauschen [70]

Töne und Klänge lassen sich durch eine Pegelanhebung des Hintergrundgeräusches oder durch die Absenkung des Pegels des betreffenden Tons oder Klangs unter das Niveau des umgebenden Geräusches maskieren. Im Fall des akustischen Verhaltens von Kettentrieben

wird sich der tonale Klang aus dem Polygoneffekt nie vermeiden lassen, er kann aber durch eine entsprechende Absenkung durch das breitbandige mechanische Geräusch der Verbrennungskraftmaschine verdeckt werden. Für die Verdeckung eines Geräusches ist die Reduktion auf das umgebende Geräuschniveau ausreichend. Soll eine Geräuschquelle praktisch nicht mehr zum Gesamtpegel beitragen, ist eine Pegeldifferenz zum laueren Geräusch von mindestens 10 dB erforderlich. Letzteres wird sich bei einem Kettentrieb kaum im gesamten Betriebsbereich erfüllen lassen.

5.3 Messmethode

Ein Schallfeld in Luft wird durch den skalaren Schalldruck und die vektorielle Schallschnelle definiert. Da in einem Festkörper aber auch Schubspannungen und -deformationen auftreten, wird ein Schallfeld in Körpern im allgemeinsten Fall erst durch den Spannungstensor und den Schnellevektor vollständig beschrieben. Weil diese Größen im Inneren des Körpers nur schwer erfassbar sind, wird Körperschall durch die Beobachtung kinematischer Größen an der Körperoberfläche gemessen. Außerdem ist nur die Bewegung der Oberfläche für den abgestrahlten Luftschall und damit den wahrgenommenen Schall entscheidend. Dabei steht eine Vielzahl von Messverfahren zur Verfügung, im Weiteren wird aber nur die hier verwendete Messtechnik genauer beschrieben. Als kinematischen Größen an der Körperoberfläche können Schwingweg s , Geschwindigkeit v und Beschleunigung a gemessen werden. Bei einer über der Frequenz f konstanten Beschleunigung a fällt die Geschwindigkeit v mit dem Faktor $1/f$ und der Weg s mit $1/f^2$ bei steigender Frequenz ab. Daher wird für Körperschallmessungen bei hohen Frequenzen wie in dieser Arbeit die Beschleunigung erfasst.

Die Messung erfolgt mit piezoelektrischen Beschleunigungsaufnehmern. In diesen Sensoren wird der Effekt genutzt, dass in piezoelektrischen Materialien bei der Deformation unter mechanischer Last eine Ladungsverschiebung auftritt, die der wirkenden Kraft proportional ist. Als piezoelektrische Materialien kommen Quarze und Keramiken zum Einsatz, im benutzten Aufnehmer werden letztere verwendet. Eine Anordnung mit auf Schub beanspruchter Keramik ermöglicht bei entsprechender Konstruktion eine weitgehende Unabhängigkeit von Temperatur und äußerer mechanischer Beanspruchung des Sensorgehäuses [4]. Abbildung 5.3 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines solchen Aufnehmers.

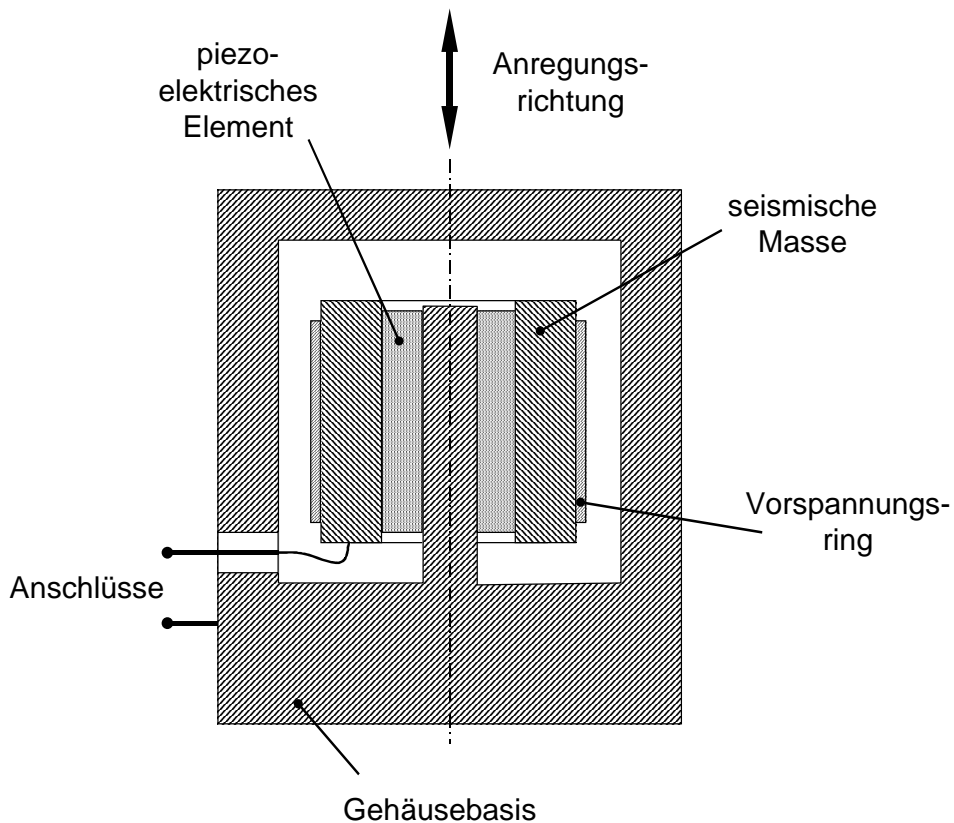


Abbildung 5.3 Prinzipieller Aufbau eines Beschleunigungsaufnehmers

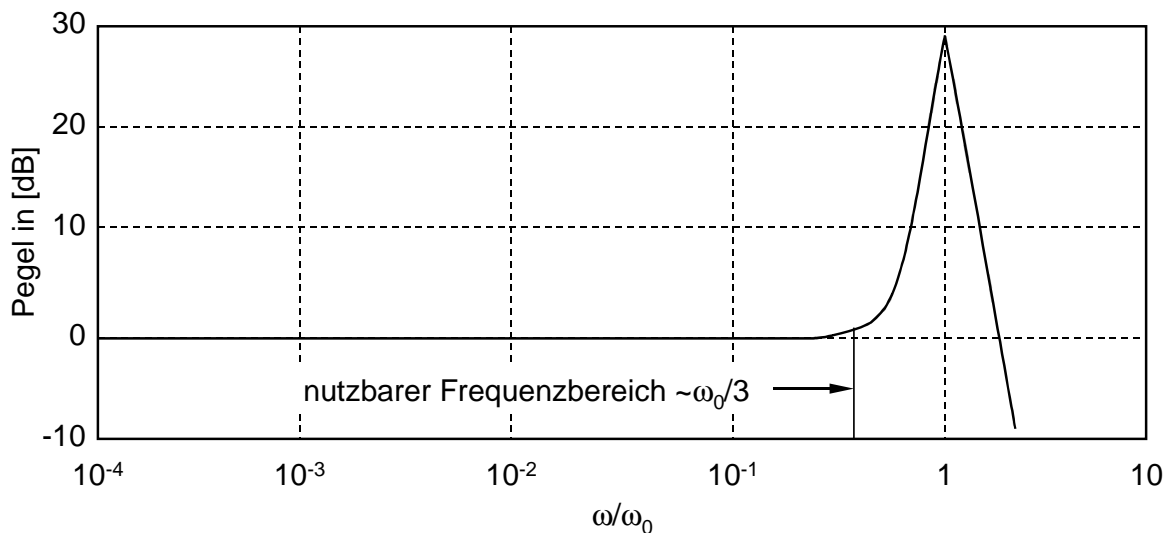


Abbildung 5.4 Frequenzgang eines piezoelektrischen Beschleunigungsaufnehmers

Der Sensor entspricht im Wesentlichen einem Einmassenschwinger mit der seismischen Masse m und der Piezokeramik als Feder c . Durch die schwache Dämpfung im System entspricht die Eigenfrequenz nahezu der des ungedämpften Schwingers $\omega_0 = \sqrt{c/m}$. Die hohe Steifigkeit und die geringe Masse ergeben eine sehr hohe Eigenfrequenz. Betrachtet

man den Frequenzgang eines Aufnehmers nach Abbildung 5.4, ergibt sich unterhalb der Eigenfrequenz ω_0 ein weit nutzbarer Frequenzbereich bis etwa $\omega_0/3$ mit einem frequenzunabhängigen Übertragungsverhalten. Bei $\omega_0/3$ entsteht ein noch akzeptabler Übertragungsfehler von etwa 1 dB [36].

Von der seismischen Masse m wirkt eine der Beschleunigung a proportionale Kraft F auf die Sensorceramik und bewirkt eine Ladungsverschiebung $Q \sim F$, die von Elektroden an der Keramik abgegriffen wird. Dieses Ladungssignal wird in einer im Aufnehmer integrierten Elektronik in ein Spannungssignal umgewandelt, das dann an einem Messrechner A/D-gewandelt, aufgezeichnet und ausgewertet werden kann. Neben der Steifigkeit des Sensors ist auch die Steifigkeit der Anbindung an das Messobjekt entscheidend für den nutzbaren Frequenzbereich, so ist z. B. bei der Montage mit Klebewachs eine Auswertung bis zu Frequenzen von 10 kHz möglich.

Technische Daten	
Empfindlichkeit ($\pm 10\%$)	10 mV/g
Messbereich	± 500 g (Peak)
Frequenzbereich ($\pm 5\%$) y-/z-Achse	2 Hz bis 10 kHz
Frequenzbereich ($\pm 5\%$) x-Achse	2 Hz bis 7 kHz
Resonanzfrequenz	≥ 55 kHz
Temperaturbereich	-54 bis 121 °C
Größe (Höhe \times Länge \times Breite)	10.2 mm \times 10.2 mm \times 10.2 mm
Gewicht (ohne Anschlusskabel)	4 g



Abbildung 5.5 Daten zum Beschleunigungsaufnehmer Modell 356B11 [49]

Der verwendete Aufnehmer Modell 356B11 der Firma PCB Piezotronics Inc. funktioniert nach dem oben beschriebenen Prinzip und besteht aus drei unabhängigen Sensorelementen, was Messungen in allen drei Raumrichtungen ermöglicht. Der Aufnehmer sowie ein Auszug aus den technischen Daten [49] ist in Abbildung 5.5 dargestellt. Durch die geringe Masse des Sensors wird das Schwingungsverhalten des Messaufbaus nicht nennenswert beeinflusst. Das dynamische Verhalten des Beschleunigungsaufnehmers wirkt sich durch die hohe Eigenfrequenz nicht negativ aus und ermöglicht eine Auswertung der

Ergebnisse bis zu Frequenzen von 10 kHz, was bei einer Motordrehzahl von 6000 U/min der 100. Motorordnung entspricht und für die akustische Beurteilung von Kettentrieben ausreicht. Der Temperaturbereich ist für den Einsatz an der verwendeten Schleppattrappe (siehe Abschnitt 5.4) passend.

5.4 Prüfstands Aufbau

Die Applikation des Beschleunigungsaufnehmers auf der linken Zwischenradlagerung wurde auf einem Ausschnitt des Motorblocks und im Schnitt schon in Abbildung 5.1 dargestellt. Abbildung 5.6 zeigt den kompletten Kettentrieb auf der Schleppattrappe, zur anschaulichen Darstellung sind der Kettenkastendeckel und die Abdeckung der oberen Kettentriebe nicht montiert.

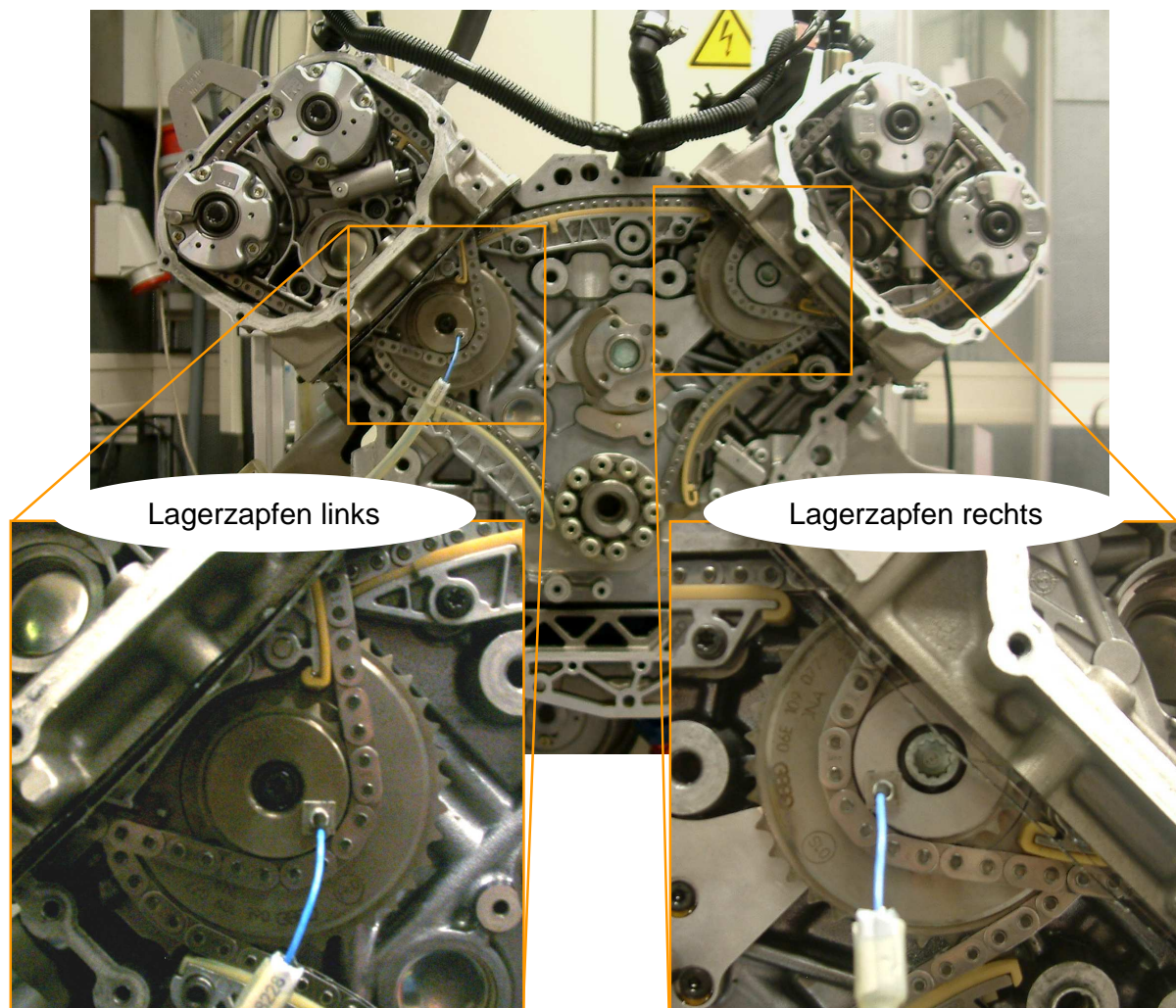


Abbildung 5.6 Applikation der Beschleunigungsaufnehmer

Die Messung erfolgt jeweils auf der linken und rechten Lagerung der Zwischenräder, wobei jeweils die Signale in Hoch- und Querrichtung, also in der Kettentriebsebene, aufgezeichnet

und ausgewertet werden. Die Ergebnisauswertung und -diskussion erfolgt für die Summation aller vier Kanäle. Da die Ölpumpe am betrachteten Motor auch durch eine Kette angetrieben wird (Trieb D in Abbildung 4.2) und die weitere Einbringung von Körperschall in die Motorstruktur minimal sein soll, wird die Ölversorgung des Motors über eine Ölkonditionieranlage realisiert. Der Antrieb erfolgt durch einen Elektromotor von der Vorderseite des Attrappenmotors über eine glatte Welle als Ersatz für den Kurbeltrieb (Abbildung 5.7).

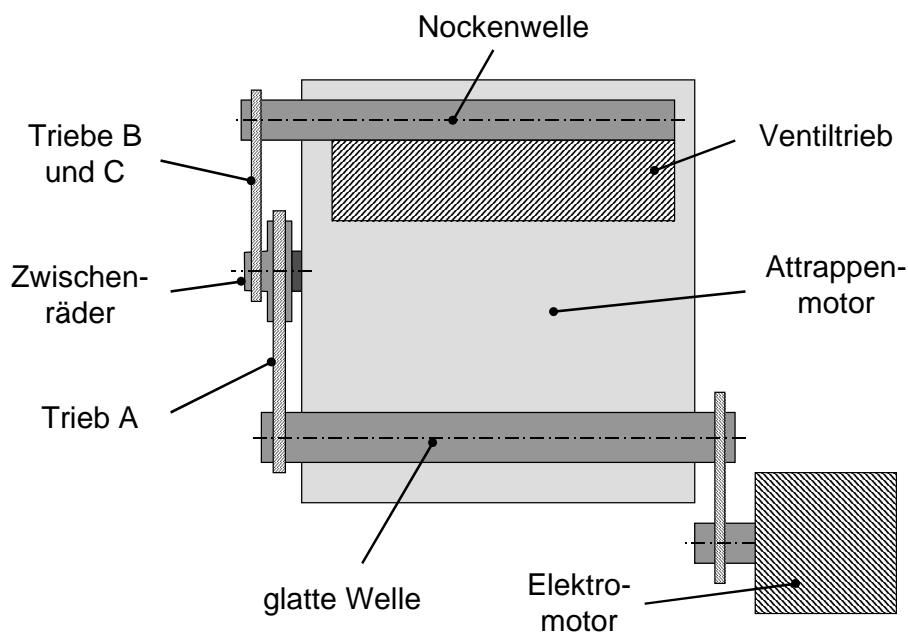


Abbildung 5.7 Skizze des Prüfstandsbaus

Der Aufbau am Prüfstand und ein befeuerter Motor unterscheiden sich im Wesentlichen in drei Punkten: Durch die Ölkonditionierung werden die Spannelemente drehzahlunabhängig mit dem gleichen Druck beaufschlagt. Die Drehungleichförmigkeit der Kurbelwelle entfällt durch den konstanten Antrieb des Elektromotors, diese führt sonst zu einer kinematischen Anregung am Kurbelwellenkettentrieb mit der Motorordnung 3.0 und ihren Oberwellen bei einem V6. Und die Phasenlage der Nockenwellenversteller wird nicht kennfeldgemäß nach Last und Drehzahl variiert, sondern die Einlassnockenwellenversteller stehen im Anschlag der Verstellung nach früh und die Auslassnockenwellenversteller nach spät. Die entsprechenden Anregungen am Kettentrieb werden in den Berechnungsmodellen beim Abgleich in Kapitel 7 angepasst. Der Einfluss der Kurbelwellendrehungleichförmigkeit auf das dynamische Verhalten des Kettentriebs ist den dominanten Anregungen aus den Nockenwellenwechsellmomenten klar untergeordnet. Der gesamte Prüfstand mit applizierter Messtechnik bei geschlossenen Kettenkastenabdeckungen ist in Abbildung 5.8 dargestellt.

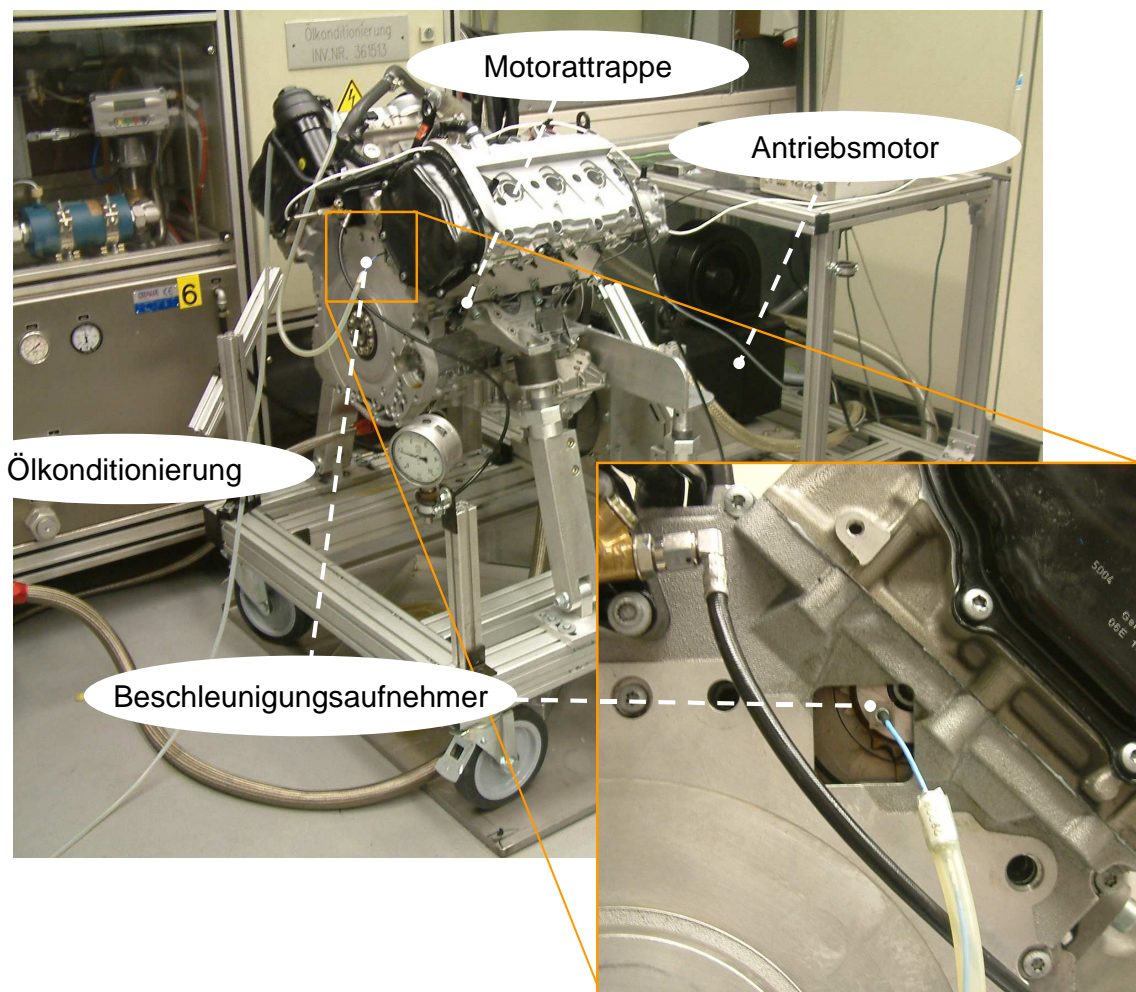


Abbildung 5.8 Schleppattrappe mit Antrieb

5.5 Ergebnisse

Die Variantenmessungen am Steuertrieb in diesem Abschnitt dienen zum einen, um grundsätzliche Effekte des akustischen Verhaltens von Kettentrieben darzustellen, und zum anderen, um eine Grundlage von Messdaten zu erstellen, die in Kapitel 7 zum Abgleich der Simulation verwendet wird. Um die Auswirkungen verschiedener Effekte auf die Schallentstehung an Kettentrieben zu ermitteln, wird der Aufbau der Messvarianten, ähnlich den Stripmessungen bei Reibungsuntersuchungen am Gesamtmotor, schrittweise vereinfacht. So wird der Einfluss der Ventilbetätigung, der Sekundärtriebe, der Ketteneigenschaften und der Vorspannung der Spannelemente bewertet. Alle in diesem Abschnitt gezeigten Beschleunigungspegel L_a sind auf 1 m/s^2 bezogen.

5.5.1 Einfluss der Ventilbetätigung

Nach der Ausgangsmessung am Gesamtsteuertrieb mit Antrieb des Ventiltriebs wird zunächst eine Variante ohne Betätigung der Ventile betrachtet. Ohne die Nockenwellenwechsellmomente sind die einzigen Lasten am Kettentrieb die Reibung in den Nockenwellenlagern und im Kettentrieb selbst. An der Schleppattrappe unterliegt der Steuertrieb damit keinen dynamischen Lasten und die Schwankung der Kettenkräfte wird stark reduziert.

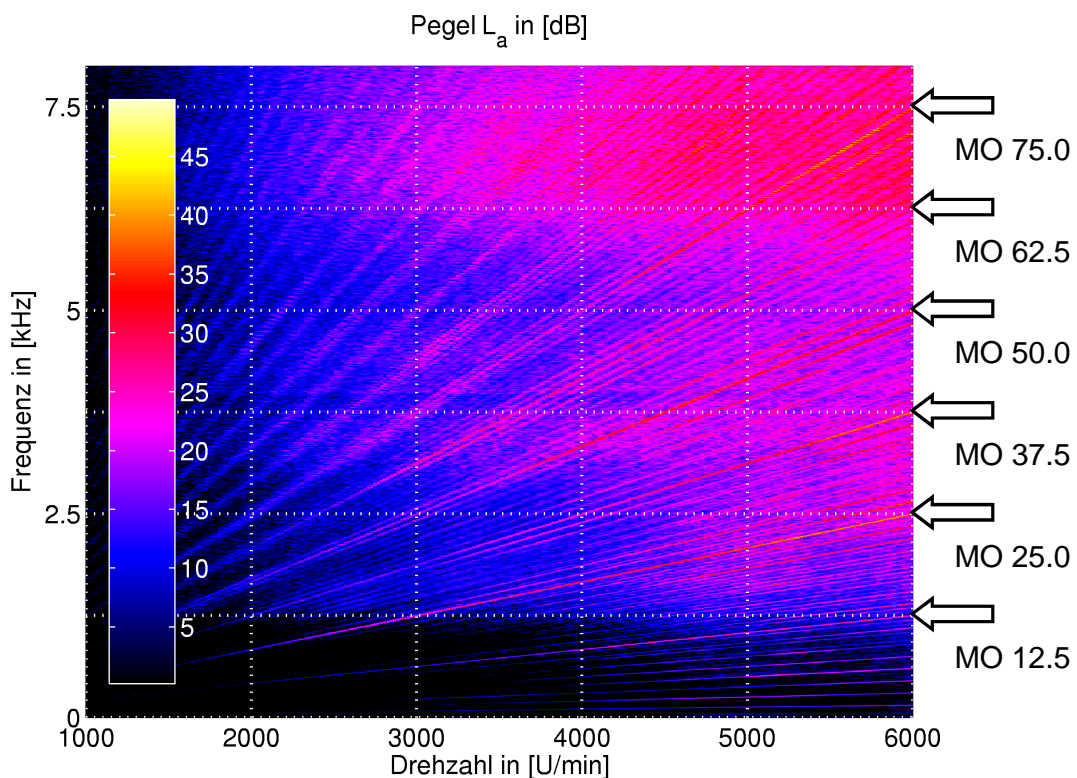


Abbildung 5.9 Spektrum des Gesamtsteuertriebs mit Ventilbetätigung

Die gemessenen Spektren summiert über beide Zwischenradlagerungen sind in Abbildung 5.9 und Abbildung 5.10 dargestellt. Im Vergleich der Spektren mit und ohne Ventilbetätigung erkennt man deutlich die Zahneingriffsfrequenzen und ihre Vielfachen, die Zahneingriffsfrequenz Trieb A ist Motorordnung 25.0 und die der Triebe B und C Motorordnung 12.5. Dazu tritt beim Antrieb des Ventiltriebs eine Modulation der Polygonfrequenz mit den anregenden Motorordnungen aus den Nockenwellenwechsellmomenten auf. Dieser Effekt lässt sich schon aus der Betrachtung der Kinematik beim Einlauf eines Kettengliedes auf das Kettenrad herleiten.

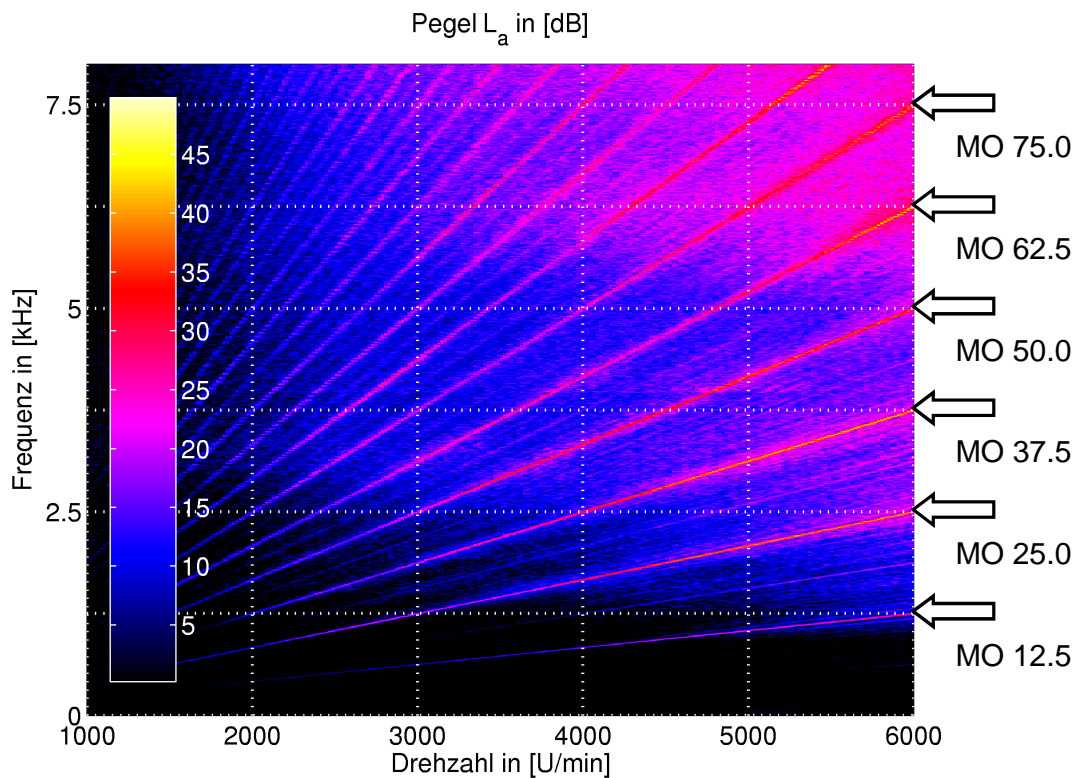


Abbildung 5.10 Spektrum des Gesamtsteuertriebs ohne Ventilbetätigung

Durch die äußeren Anregungen aus der Ventilbetätigung kommt es zu Schwingungen im Kettentrieb, insbesondere zu Drehschwingungen der Wellen. Jedes Kettenrad unterliegt daher einer Solldrehung Ω_0 und überlagerten Schwingungen in den anregenden Motorordnungen. Der Faktor ξ beschreibt die Hauptanregungsordnung, z. B. beim V6 Motor die Motorordnung 1.5.

$$\begin{aligned}\Omega(t) &= \Omega_0 + \sum_i \Omega_i \cdot \sin(i \cdot \xi \cdot \Omega_0 \cdot t + \varphi_i) \\ &= \Omega_0 + \sum_i [\Omega_{Ai} \cdot \sin(i \cdot \xi \cdot \Omega_0 \cdot t) + \Omega_{Bi} \cdot \cos(i \cdot \xi \cdot \Omega_0 \cdot t)]\end{aligned}\quad (5.3)$$

Die Geschwindigkeit eines Kettengliedes im Eingriff, das als Trumführungspunkt bestimmend für das angrenzende freie Trum (siehe Abschnitt 2.1) ist, berechnet sich aus der Winkelgeschwindigkeit $\Omega(t)$ und dem Radius R . Eine Zerlegung in radiale und tangentielle Richtung führt zu Anregungen des Trums in transversaler und longitudinaler Richtung (Abbildung 5.11).

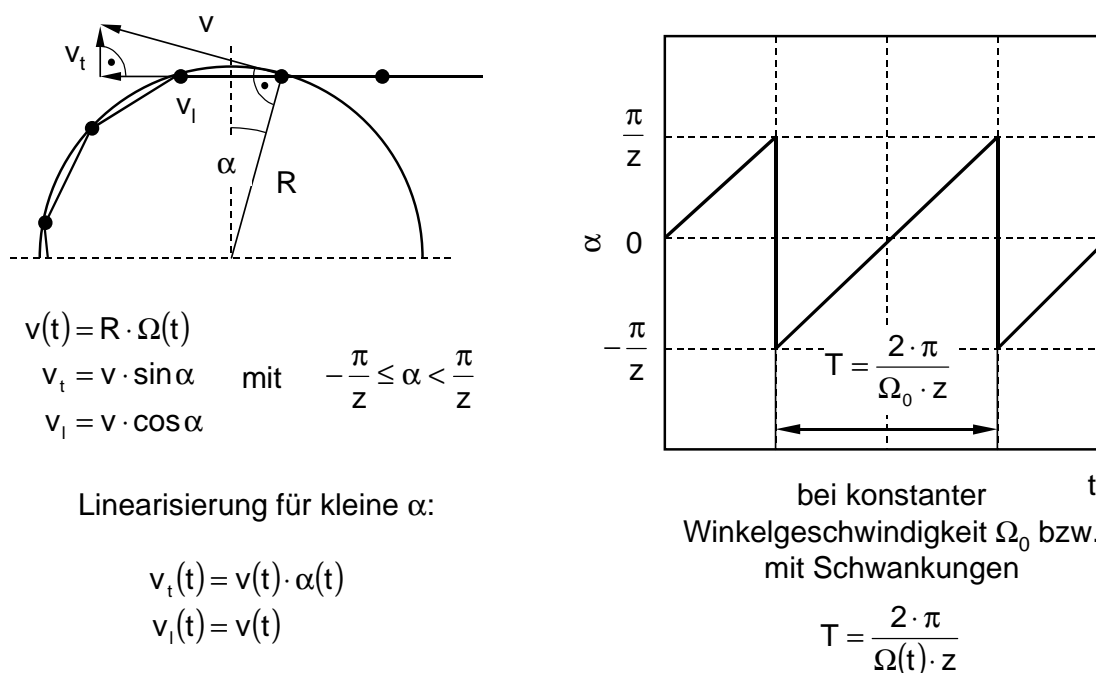


Abbildung 5.11 Kinematik im Zahneingriff

Da die transversalen Schwingungen den größeren Einfluss auf den Impuls beim Einlauf Kettenglied auf Kettenrad haben, wird die Betrachtung an dieser Geschwindigkeitskomponente fortgesetzt.

$$v_t(t) = R \cdot \Omega(t) \cdot \alpha(t) \quad (5.4)$$

Der Winkel $\alpha(t)$ überstreicht den Teilungswinkel und wird in eine Fourierreihe entwickelt. $\alpha(t) = 0$ wird auf $t = 0$ gesetzt, damit wird α eine ungerade Funktion, so dass alle Koeffizienten $a_k = 0$ werden. Die Herleitung ist auch für andere Phasenlagen von α möglich, wird dann aber durch $a_k \neq 0$ aufwändiger, während die Aussage gleich bleibt. Die Winkelgeschwindigkeit ergibt sich zu $\omega = 2 \cdot \pi / T = \Omega(t) \cdot z$.

$$\begin{aligned} \alpha(t) &= \frac{a_0}{2} + \sum_k [a_k \cdot \cos(k \cdot \omega \cdot t) + b_k \cdot \sin(k \cdot \omega \cdot t)] \\ &= \sum_k b_k \cdot \sin(k \cdot \Omega(t) \cdot z \cdot t) \end{aligned} \quad (5.5)$$

Die Annahme nur kleiner Drehschwingungen im Vergleich zur Grundwinkelgeschwindigkeit Ω_0 führt zur Vernachlässigung von trigonometrischen Termen höherer Ordnung in $\alpha(t)$ und nach Einsetzen von Gleichung (5.3) und (5.5) in Gleichung (5.4) folgt:

$$v_t(t) = R \cdot \left[\Omega_0 + \sum_i [\Omega_{Ai} \cdot \sin(i \cdot \xi \cdot \Omega_0 \cdot t) + \Omega_{Bi} \cdot \cos(i \cdot \xi \cdot \Omega_0 \cdot t)] \right] \cdot \left[\sum_k b_k \cdot \sin(k \cdot \Omega_0 \cdot z \cdot t) \right] \quad (5.6)$$

Nach Einsetzen von $\xi = 1.5$ und der Zähnezahl $z = 25$ und Abbruch der Summen mit $i_{\max} = 2$ und $k_{\max} = 1$ und anschließendem Auflösen der Produkte ergibt sich:

$$\begin{aligned}
 v_t(t) = R \cdot b_1 \cdot & \left[\Omega_0 \cdot \sin(25.0 \cdot \Omega_0 \cdot t) + \frac{\Omega_{B3.0}}{2} \cdot \sin(22.0 \cdot \Omega_0 \cdot t) \right. \\
 & + \frac{\Omega_{A3.0}}{2} \cdot \cos(22.0 \cdot \Omega_0 \cdot t) + \frac{\Omega_{B1.5}}{2} \cdot \sin(23.5 \cdot \Omega_0 \cdot t) + \frac{\Omega_{A1.5}}{2} \cdot \cos(23.5 \cdot \Omega_0 \cdot t) \\
 & + \frac{\Omega_{B1.5}}{2} \cdot \sin(26.5 \cdot \Omega_0 \cdot t) - \frac{\Omega_{A1.5}}{2} \cdot \cos(26.5 \cdot \Omega_0 \cdot t) + \frac{\Omega_{B3.0}}{2} \cdot \sin(28.0 \cdot \Omega_0 \cdot t) \\
 & \left. - \frac{\Omega_{A3.0}}{2} \cdot \cos(28.0 \cdot \Omega_0 \cdot t) \right] \quad (5.7)
 \end{aligned}$$

Aus den äußeren und inneren Anregungen ergeben sich Schwingungen in den Motorordnungen 22.0, 23.5, 25.0, 26.5 und 28.0. Diese Modulation ergibt sich auch bei den Oberwellen der Zahneingriffsfrequenz, wenn die zweite Summe aus Gleichung (5.6) nicht nach dem ersten Glied abgebrochen wird. Es entsteht ein dicht besetztes Spektrum, wie in Abbildung 5.12 im Vergleich zum Spektrum ohne äußere Anregungen dargestellt.

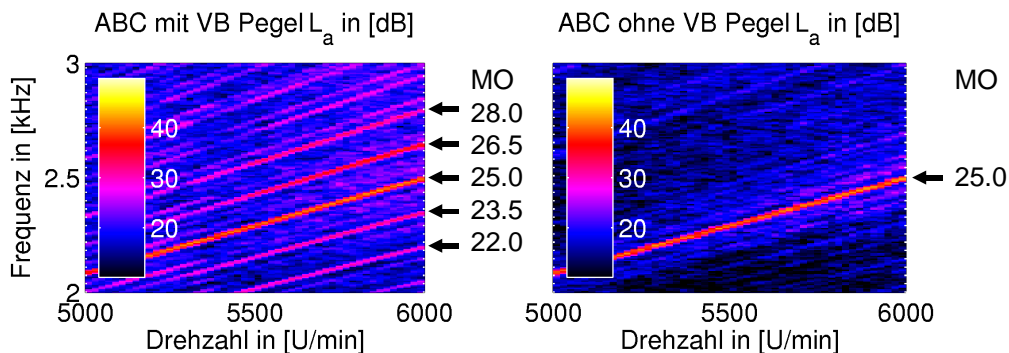


Abbildung 5.12 Modulation der Zahneingriffsfrequenz

Ein Vergleich der Ordnungsschnitte in Abbildung 5.13 zeigt den Einfluss der Ventilbetätigung auf die Pegel in der Polygonfrequenz und ihren Oberwellen. Obwohl die dynamischen Kräfte im Kettentrieb stark nachlassen (Abbildung 4.11), bleiben die Ordnungsschnitte ohne Antrieb des Ventiltriebs auf vergleichbarem Niveau. Die Kraft in der Kette hat damit einen geringeren Einfluss auf die Geräusentstehung als die Kettengeschwindigkeit. Während das mittlere Kraftniveau fällt, bleibt die Winkelgeschwindigkeit Ω_0 aus Gleichung (5.7) gleich, das Geräusch in der Polygonfrequenz bleibt somit auch ähnlich stark. Ohne anregende Wechsellmomente entstehen aber kaum Drehschwingungen in den niedrigen Motorordnungen im System, die Modulation der Zahneingriffsfrequenz tritt nicht mehr auf (Abbildung 5.10).

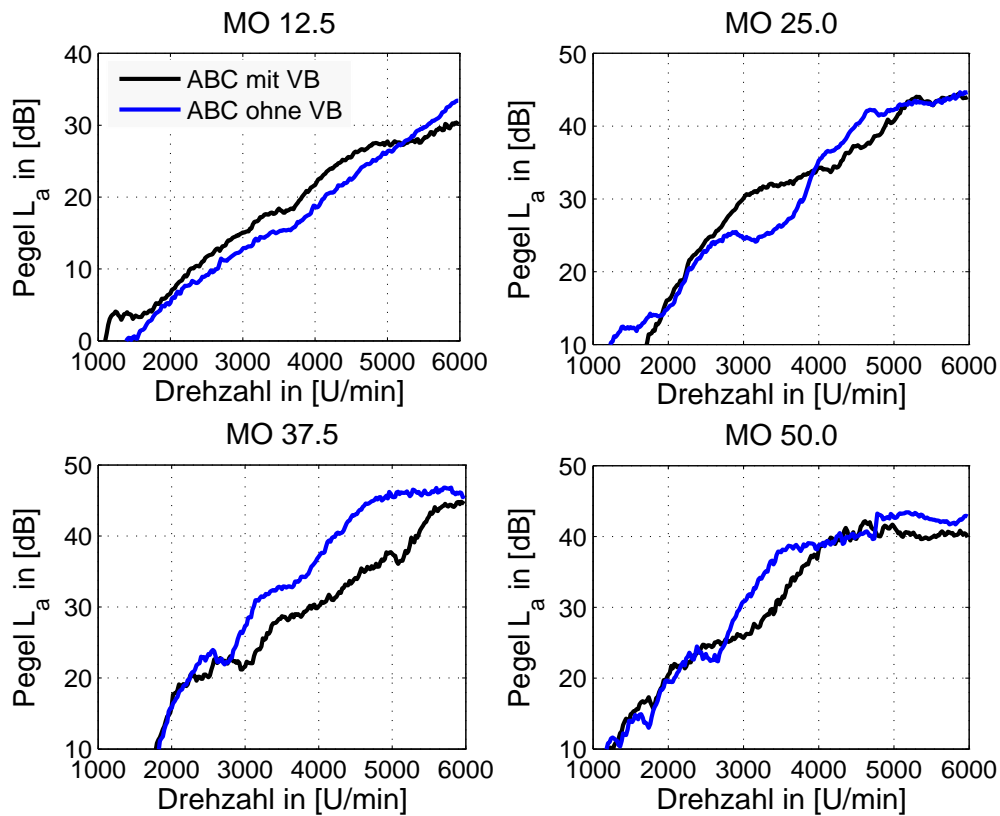


Abbildung 5.13 Einfluss der Ventilbetätigung auf die Ordnungsschnitte

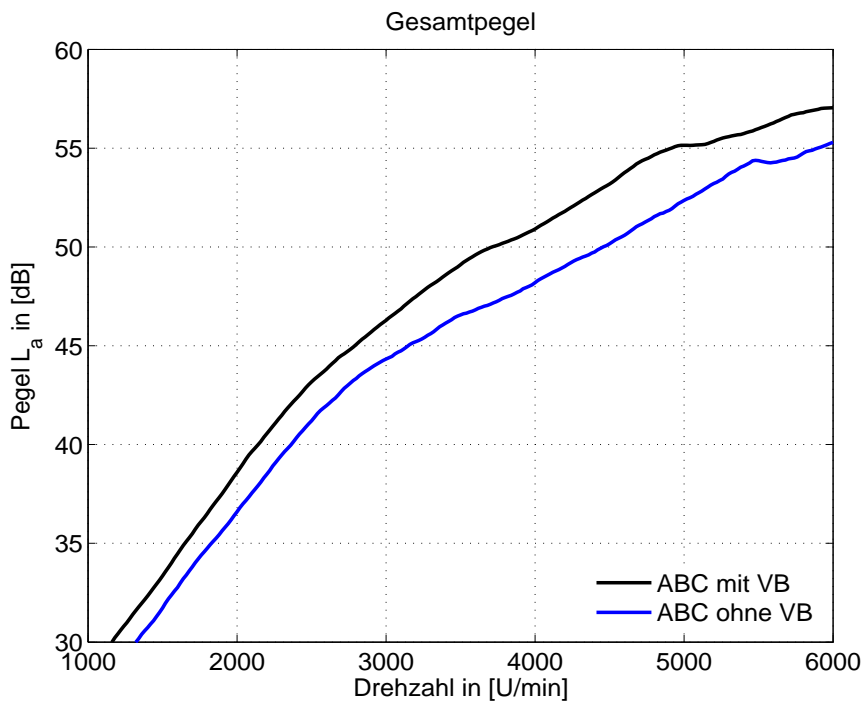


Abbildung 5.14 Einfluss der Ventilbetätigung auf den Gesamtpegel

Die durch die Modulation der Polygonfrequenz entstehenden weiteren ausgeprägten Motorordnungen führen bei der Summation zu einer Erhöhung des Gesamtpegels um bis zu 3 dB gegenüber der Variante ohne Ventilbetätigung (Abbildung 5.14), das Spektrum ist dichter besetzt und zeigt höhere breitbandige Anteile. Der hohe Gesamtpegel mit Ventilbetätigung wirkt sich in der subjektiven Wahrnehmung von Geräuschen des Kettentriebs eher positiv aus. Ohne Ventilbetätigung bleiben die Pegel in der Polygonfrequenz und ihren Oberwellen sehr ähnlich, der Gesamtpegel wird aber niedriger. Der verringerte Abstand zum Gesamtpegel macht sich durch eine verstärkte Wahrnehmung der als störend empfundenen tonalen Anteile des Kettengeräusches bemerkbar (siehe Abschnitt 5.2). Eine Absenkung der dynamischen Lasten im Kettentrieb muss also nicht zwangsläufig zu einem besseren akustischen Verhalten führen.

5.5.2 Einfluss der Sekundärtriebe

Nach der Vereinfachung des Steuertriebs durch den Entfall der Ventilbetätigung wird im nächsten Schritt der Einfluss der Sekundärtriebe betrachtet. Die Ergebnisse zum Trieb A in diesem und den nächsten Abschnitten sind in den Ordnungsschnitten und den Gesamtpegeln jeweils Mittelungen aus vier Messungen. Auf die Mittelwerte und die Streuung wird beim Abgleich in Kapitel 7 noch genauer eingegangen.

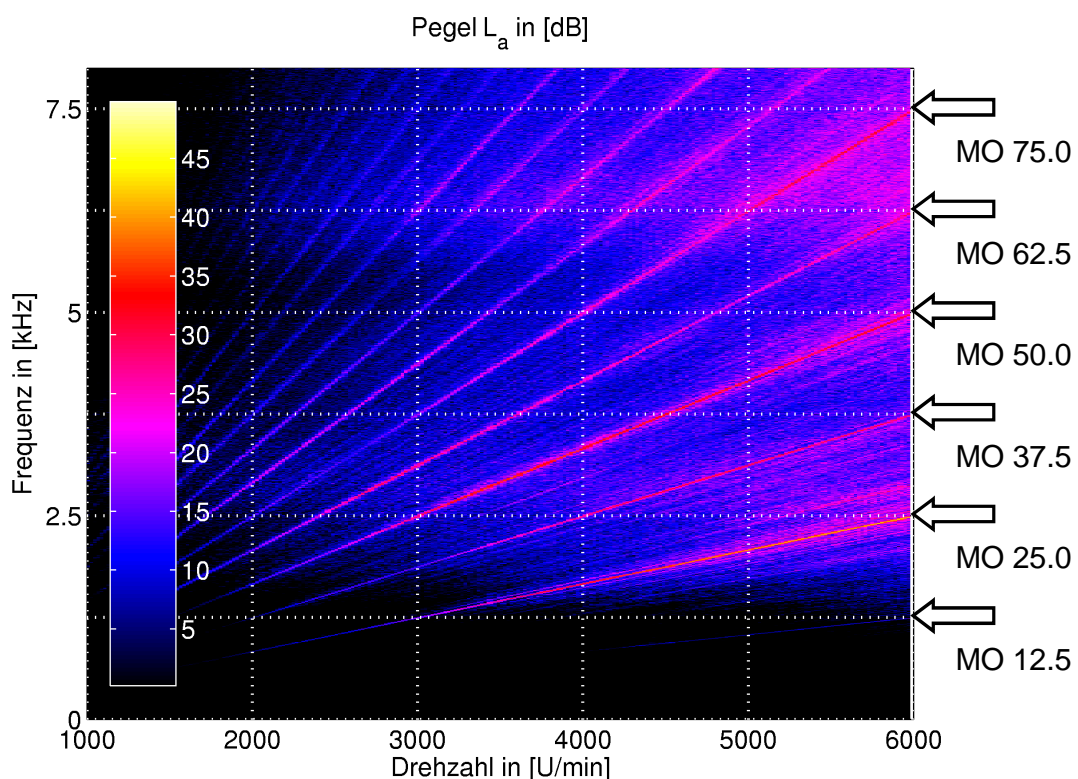


Abbildung 5.15 Spektrum des primären Kettentriebs (Trieb A)

Das Spektrum in Abbildung 5.15 zeigt einen fast vollständigen Entfall der Motorordnung 12.5 gegenüber dem Gesamtsteuertrieb ohne Ventilbetätigung (Abbildung 5.10). Diese Motorordnung entspricht der Zahneingriffsfrequenz der Sekundärtriebe, trotzdem ist sie noch vorhanden. Deutlich vorhanden ist die Polygonfrequenz des Triebes A und ihre Oberwellen, aber auch die Oberwellen der halben Zahneingriffsfrequenz wie z. B. die Motorordnungen 37.5 oder 62.5 sind im Spektrum erkennbar.

Die Ordnungsschnitte in der halben und vollen Polygonfrequenz zeigen das nach dem Spektrum zu erwartende Verhalten: die Pegel in der Motorordnung 12.5 und ihren Vielfachen sinken um bis zu 15 dB ab und die Pegel in der Motorordnung 25.0 und ihren Vielfachen bleiben fast auf dem gleichen Niveau wie am Gesamttrieb ABC (Abbildung 5.16). In den Sekundärtrieben ist die Motorordnung 12.5 die Zahneingriffsfrequenz, am Trieb A ist sie eine Subharmonische der Polygonfrequenz, verursacht durch die Ungleichheit von Innen- und Aussenglied. Innen- und Aussenglied unterscheiden sich in den Kontaktverhältnissen, Massen, Trägheiten und Steifigkeiten, was entsprechend beim Abgleich in Kapitel 7 zu berücksichtigen ist. Die Motorordnung 25.0 und ihre Vielfachen treten in den Sekundärtrieben als Oberwellen auf, entstehen aber hauptsächlich als Grundwelle in Trieb A und sinken daher kaum.

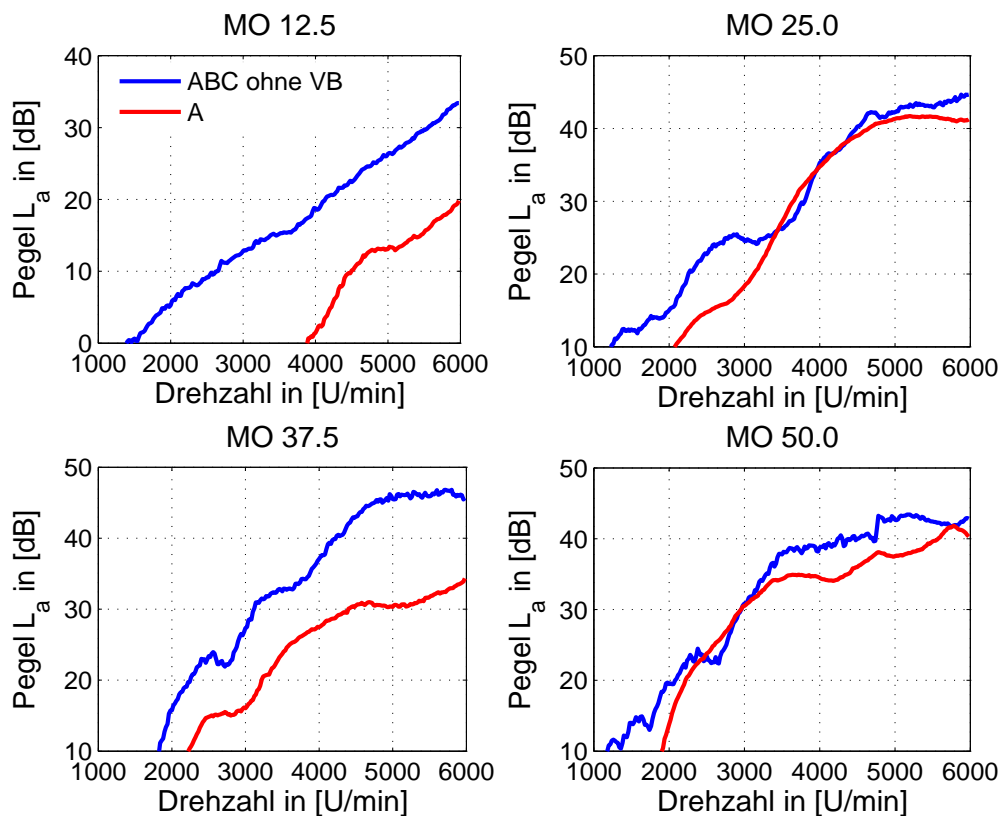


Abbildung 5.16 Einfluss der Sekundärtriebe auf die Ordnungsschnitte

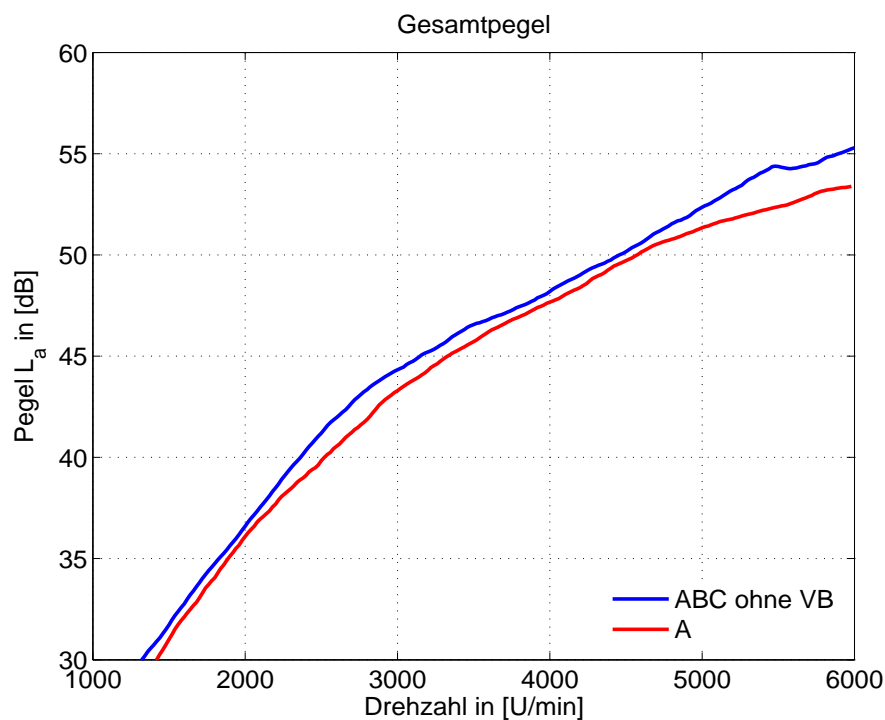


Abbildung 5.17 Einfluss der Sekundärtriebe auf den Gesamtpegel

Der Gesamtpegel des Triebs A sinkt um etwa 2 bis 3 dB im Vergleich zum Gesamtsteuertrieb ohne Ventilbetätigung (Abbildung 5.17). Betrachtet man jedes Kettenrad als Schallquelle, sinkt die Zahl der Quellen von vier auf zwei. Die Halbierung der erzeugten Schallenergie führt theoretisch zu einer Pegelreduktion von 3 dB. Da aber die Sekundärtriebe aufgrund der halben Kettengeschwindigkeit keine gleichwertige Schallquelle darstellen, ist die erzielte Pegeldifferenz niedriger als die theoretisch mögliche.

5.5.3 Einfluss der Ketteneigenschaften

Nach der Reduktion des Gesamtsteuertriebs auf einen einfachen Dreieckstrieb wird der Einfluss der Ketteneigenschaften auf das akustische Verhalten untersucht. Die Variation der Ketteneigenschaften erfolgt dabei durch den Wechsel der Kette auf einen Typ mit höherer Masse und Steifigkeit. Das Spektrum (Abbildung 5.18) zeigt keine signifikanten Unterschiede zum Spektrum mit der leichten Hülsenkette aus Abbildung 5.15. Die Variation der Ketteneigenschaften ist relativ gering und ihr Einfluss lässt sich deutlicher in den Ordnungsschnitten analysieren.

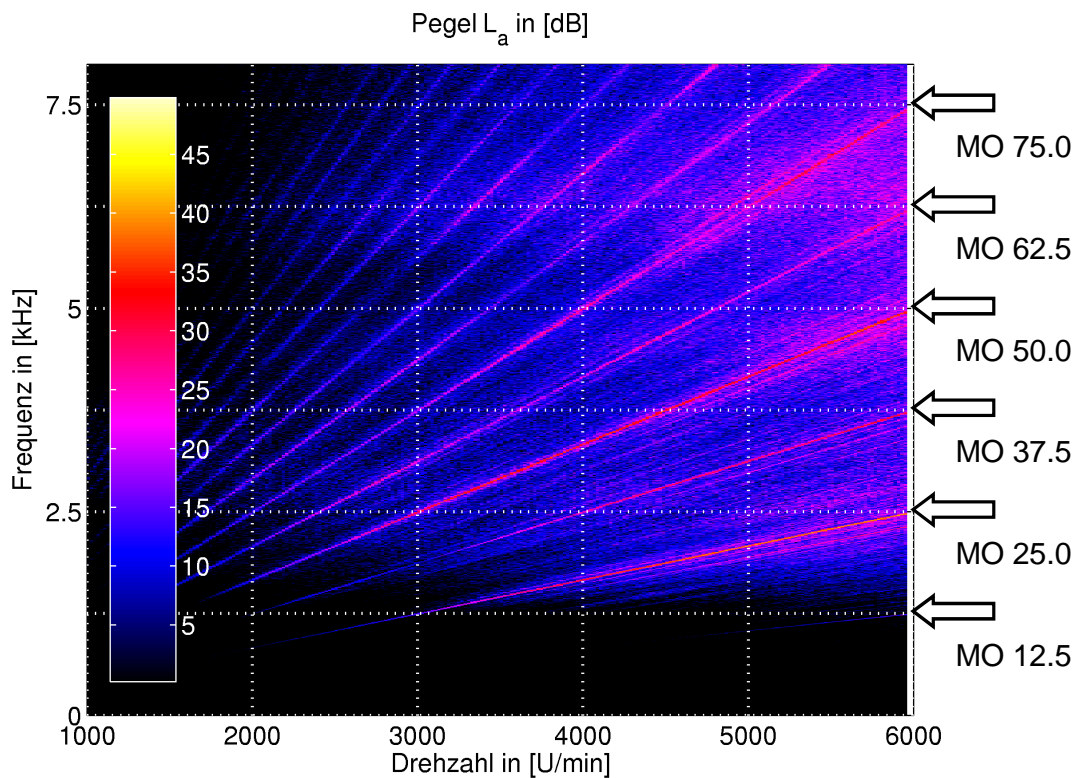


Abbildung 5.18 Spektrum des Triebs A mit schwerer Hülsekkette

	leichte Hülsekkette		schwere Hülsekkette	
	Innenglied	Aussenglied	Innenglied	Aussenglied
Masse m in [g]	4.29	6.14	5.19	6.25
Trägheitsmoment I_s in [gmm ²]	132	173	169	181
Steifigkeit c in [kN/mm pro Glied]	92.0		114.0	

Tabelle 5.1 Eigenschaften der verwendeten Ketten

In Tabelle 5.1 sind die Massen, Trägheiten und Steifigkeiten der beiden betrachteten Ketten zusammengefasst. Die schwere Kette hat zwar höhere Trägheiten und Steifigkeiten, aber der Einfluss auf den Pegel in der Polygonfrequenz in Abbildung 5.19 ist sehr gering. Viel mehr führt die Differenz zwischen Innen- und Außenglied zu Unterschieden zwischen den beiden Ketten. Bei der leichten Hülsekkette sind die Differenzen zwischen den Gliedern größer, was zu einer Erhöhung des Pegels in der halben Zahneingriffsfrequenz führt.

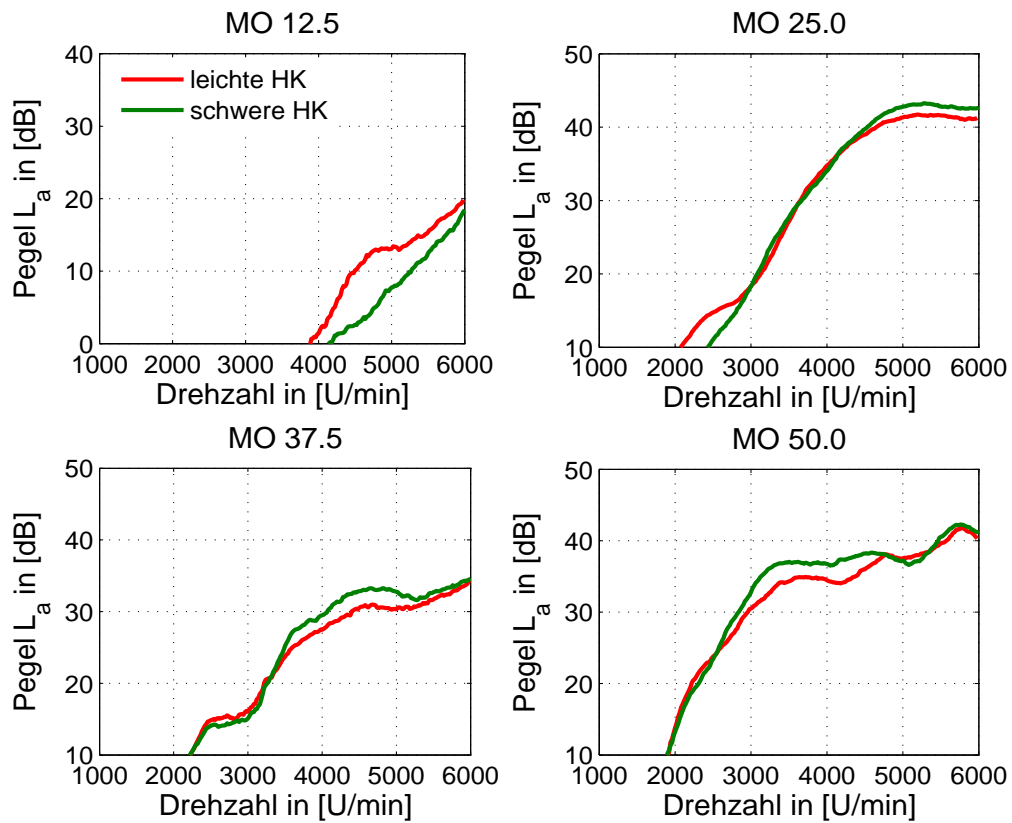


Abbildung 5.19 Einfluss der Ketteneigenschaften auf die Ordnungsschnitte

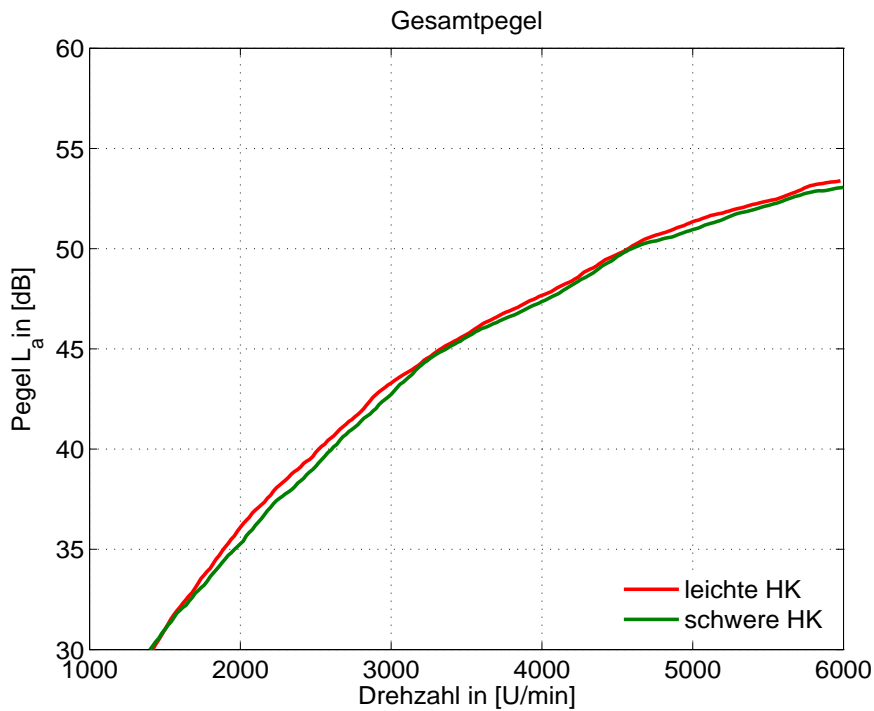


Abbildung 5.20 Einfluss der Ketteneigenschaften auf den Gesamtpegel

Wegen der geringen Unterschiede im Pegel der Polygonfrequenz und ähnlichen breitbandigen Anteilen in Spektrum liegen die Gesamtpegel beider Varianten auf gleichem Niveau (Abbildung 5.20). Eine entscheidende Verschlechterung durch die schwerere Hülsenkette war nicht zu erwarten, denn wenn man den Impuls als Bewertungsgröße für die Akustik heranzieht, führt eine Massenerhöhung von 9.7 % nur zu einer Pegelsteigerung von 0.8 dB. Die Indizes beziehen sich auf Innen- bzw. Aussenglied der leichten und der schweren Hülsenkette. Die Massen sind Tabelle 5.1 zu entnehmen.

$$L_l = 20 \cdot \lg \left(\frac{(m_{il} + m_{al}) / 2 \cdot v}{p_0} \right) \text{ dB}$$

$$L_s = 20 \cdot \lg \left(\frac{(m_{is} + m_{as}) / 2 \cdot v}{p_0} \right) \text{ dB}$$

$$\Delta L = L_s - L_l$$

$$= 20 \cdot \lg \left(\frac{m_{is} + m_{as}}{m_{il} + m_{al}} \right) \text{ dB}$$

$$= 20 \cdot \lg(1.097) \text{ dB} = 0.8 \text{ dB}$$

5.5.4 Einfluss der Vorspannung des Spannelements

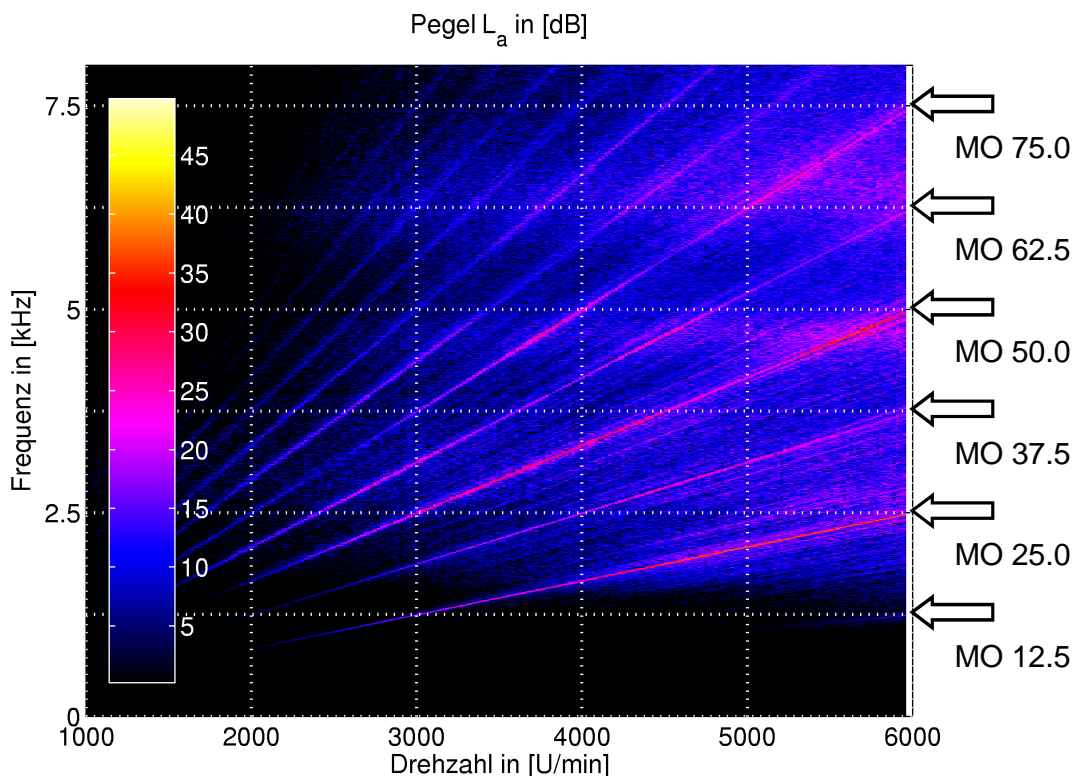


Abbildung 5.21 Spektrum des Trieb A mit Vorspannung 20 N

Als letzter Vergleich wird die Vorspannung des Spannelements variiert. Die ursprüngliche Vorspannung von 60 N wird auf 20 N abgesenkt und der Einfluss auf das gemessene Spektrum betrachtet. Der Vergleich des Spektrums in Abbildung 5.21 mit dem aus Abbildung 5.15 zeigt geringere breitbandige Anteile und weniger stark ausgeprägte Oberwellen der Polygonfrequenz durch die geringere Vorspannung. Die hochfrequenten Anteile in der Beschleunigung nehmen ab.

In den Ordnungsschnitten in Abbildung 5.22 ist auch eine Absenkung der Pegel in der halben und vollen Polygonfrequenz und ihren Oberwellen zu erkennen, wobei diese Absenkung in weiten Bereichen nur etwa 2 dB beträgt, vor allem in der Motorordnung 25.0. Diese Änderung liegt etwa auf dem Niveau der Wahrnehmungsschwelle (siehe Abschnitt 5.2) und ist wie die Auswirkungen des geringeren mittleren Kraftniveaus ohne VB auf die Pegel in der Polygonfrequenz und ihren Vielfachen kaum nennenswert.

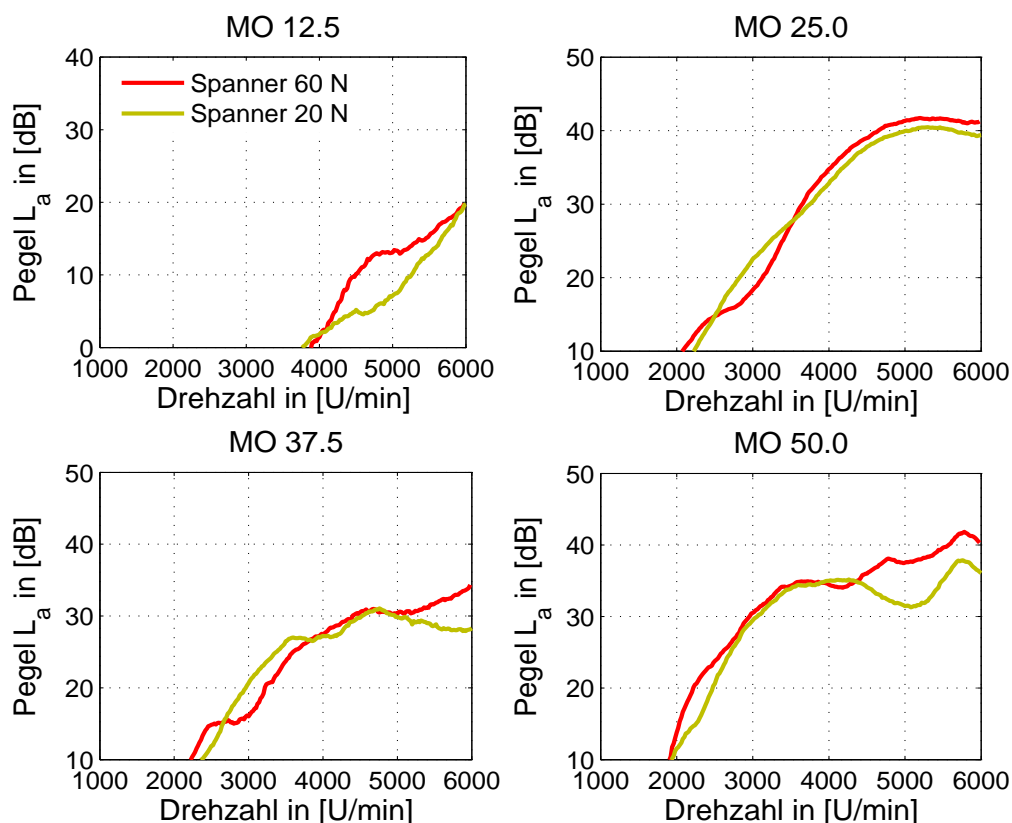


Abbildung 5.22 Einfluss der Vorspannung des Spannelements auf die Ordnungsschnitte

Der Gesamtpegel in Abbildung 5.23 sinkt um bis zu 4 dB bei der geringeren Vorspannung, was aus der Absenkung der Amplituden über den gesamten Frequenzbereich resultiert. Dabei wirken sich die Reduktion der breitbandigen Anteile und der Entfall der höheren Oberwellen stärker aus als die Verringerung der Pegel in der Polygonfrequenz und den

niedrigen Oberwellen. Die Abhängigkeit von der Vorspannung deckt sich mit Luftschallmessungen aus [66], in denen bei höherer Vorspannung auch höhere Schalldruckpegel ermittelt wurden. Auch hier muss die Pegelreduktion, wie beim Einfluss der Ventilbetätigung in Abschnitt 5.5.1, subjektiv nicht unbedingt als positiv empfunden werden. Der Pegel in der Polygonfrequenz sinkt nicht so stark wie der Gesamtpegel und tritt somit stärker hervor. Was sich aber positiv bemerkbar macht, ist der verstärkte Abfall der Pegel in den höheren Frequenzen bzw. Oberwellen der Zahneingriffsfrequenz, dadurch ändert sich die Klangfarbe des Signals und es wird als weniger störend empfunden.

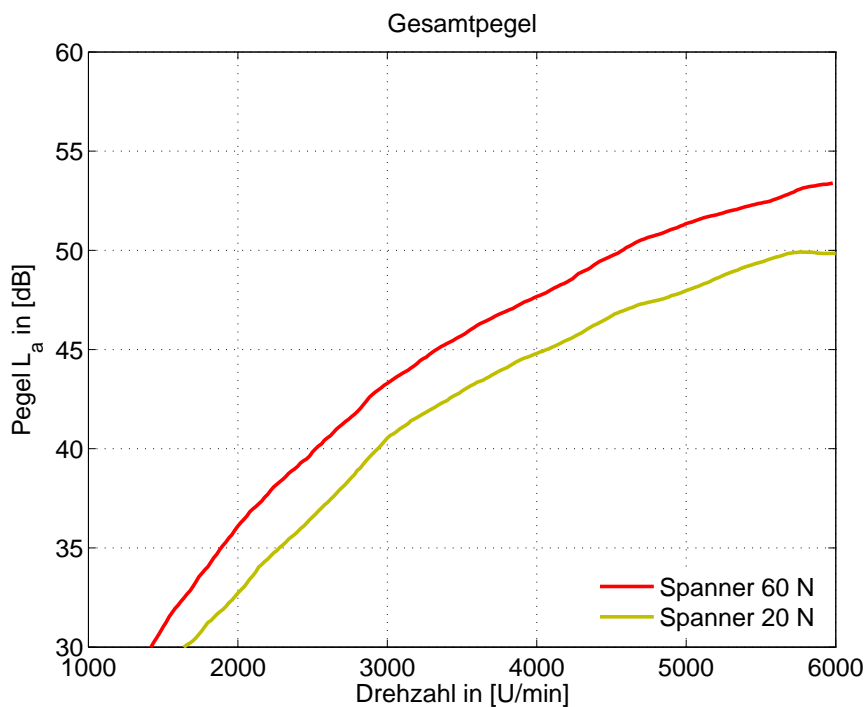


Abbildung 5.23 Einfluss der Vorspannung des Spannelements auf den Gesamtpegel

Bei der Beurteilung von Kettengeräusch sollte aufgrund der komplexen Wahrnehmung von Schall durch den Menschen möglichst nicht nur eine Drehzahl oder Frequenz sondern das gesamte Spektrum betrachtet werden. Was im letzten Beispiel am Trieb A gezeigt wurde, erfordert am Gesamtsteuertrieb außerdem noch die Betrachtung des dynamischen Verhaltens. Die Reduktion der Vorspannung mag zwar eine akustische Verbesserung erzielen, aber die dynamischen Beanspruchungen des Kettentriebs wären oberhalb der zulässigen Grenzwerte, so dass diese Maßnahme am Gesamtmotor nicht umsetzbar ist. Die Optimierung des akustischen Verhaltens von Kettentrieben kann nur unter der Berücksichtigung der Randbedingungen aus Dynamik und Festigkeit erfolgen.

6 Kontaktkraftberechnung

Auf die komplexen Vorgänge entlang der Schallentstehungskette an Steuerkettentrieben von Verbrennungsmotoren wurde bereits in Abschnitt 5.1 eingegangen. Nach der Vorstellung der durchgeführten Messungen im vorigen Kapitel und vor dem Abgleich der Simulation auf die Messergebnisse werden die in der Übertragungskette verfügbaren Berechnungsergebnisse genauer betrachtet und hinsichtlich weiterer Vergleichsmöglichkeiten untersucht.

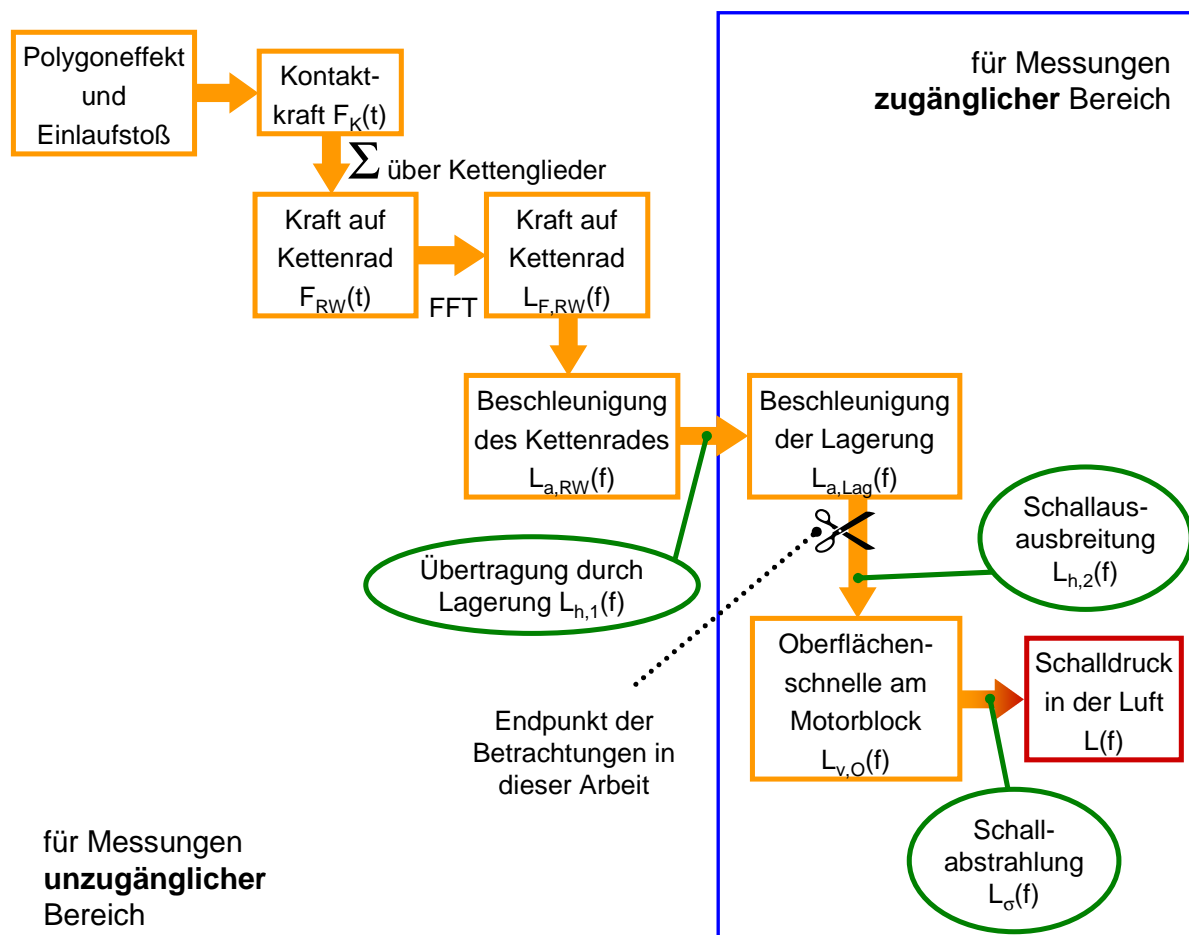


Abbildung 6.1 Schallentstehungskette

Die Berechnung der dynamisch und akustisch relevanten Vorgänge in Kettentrieben beginnt mit der inneren Anregung aus dem Polygoneffekt und dem Einlaufstoß beim Eingriff von Kettenglied und Kettenrad (Abbildung 6.1). Während des Eingriffs ergibt sich eine Kontaktkraft $F_K(t)$ zwischen Glied und Verzahnung, die über alle im Eingriff befindlichen Glieder aufsummiert, die Kraftwirkung $F_{RW}(t)$ auf das Rad darstellt. Wird diese Kraft mittels FFT vom Zeit- in den Frequenzbereich übertragen, entsteht der Kraftpegel $L_{F,RW}(f)$, die Anregung aus der Grundgleichung der Maschinenakustik (5.1). Die auf das Kettenrad

wirkende Kraft beschleunigt das Rad. Diese Bewegung wird frequenzabhängig durch das Körperschallmaß des Lagers $L_{h,1}(f)$ in die Motorstruktur übertragen und erzeugt die Beschleunigung des Lagers $L_{a,Lag}(f)$. Von dort erfolgt die Ausbreitung der Anregung, dargestellt durch das Körperschallmaß $L_{h,2}(f)$, bis zur Abstrahlung der Oberflächenschnelle von Aggregat und Karosserie als Luftschall. Sinnvolle Messungen sind in dieser Entstehungskette erst ab der Beschleunigung der Lagerung möglich. Wie in Abschnitt 5.1 ausgeführt, beziehen sich die Betrachtungen in dieser Arbeit bis zu diesem Punkt in der Schallentstehungskette, für den die Ergebnisse in Abschnitt 5.5 dargestellt sind.

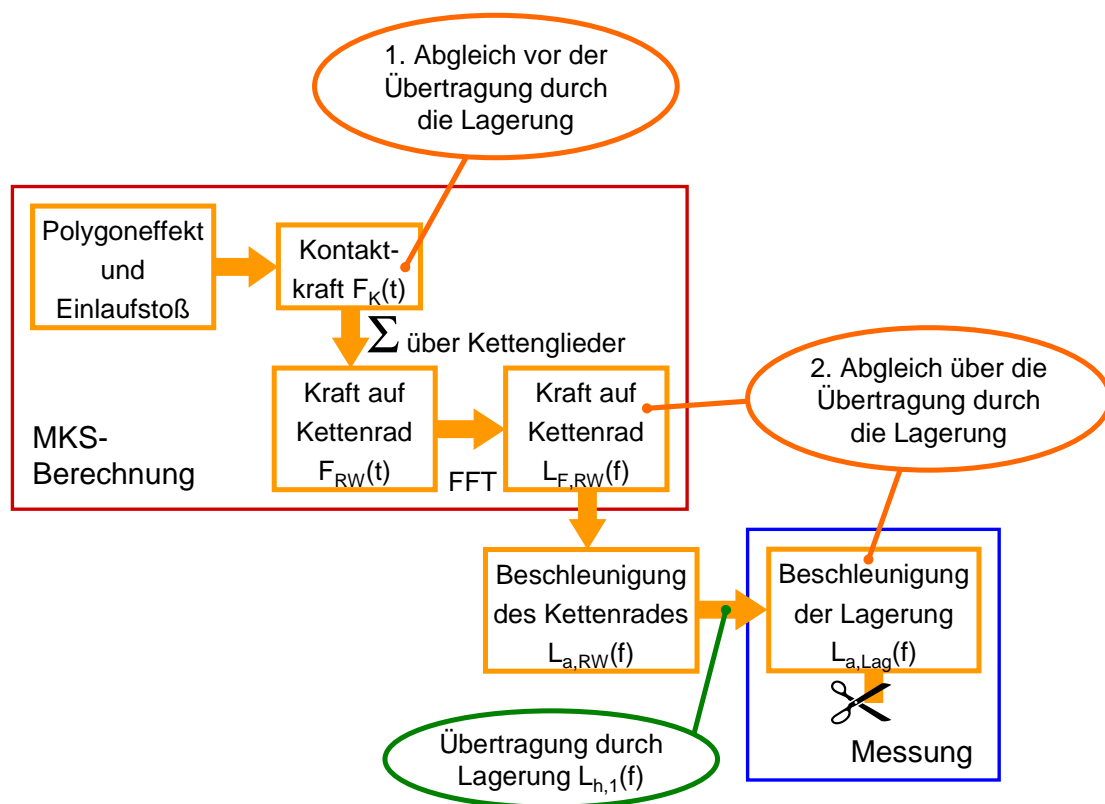


Abbildung 6.2 Abgleich Messung und Berechnung

Trotz der ersten Möglichkeit in der Übertragungskette eine akustisch relevante Größe zu messen, ist der direkte Abgleich mit einer berechneten Größe aus der MKS-Simulation nicht möglich. Das Ergebnis zum Abgleich, das der gemessenen Beschleunigung am nächsten liegt, ist die Kraft am Kettenrad $F_{RW}(t)$ (Abbildung 6.2). Zwischen der Kraft am Rad und dem Messergebnis liegt noch das Übertragungsverhalten der Lagerung $L_{h,1}(f)$. Um die Betrachtung der Lagerung zunächst zu umgehen, wird ein erster Abgleich an der Kontaktkraft $F_K(t)$ vor der Übertragung in die Motorstruktur durchgeführt. Der zweite Abgleich erfolgt mit den gemessenen Größen über die Lagerung hinweg.

Die Modellierung von Kontakten in einem MKS-System erfordert a priori die Angabe von Parametern, die die Kontaktdynamik beschreiben. So sind bei einem Starrkörperkontakt die Stoßzahl und bei einem nachgiebigen Kontakt Steifigkeit und Dämpfung nötig. Diese Parameter, die zunächst unbekannt sind, bestimmen das berechnete Ergebnis maßgeblich, sind aber analytisch kaum zu ermitteln. Die Beschreibung der Kontaktdynamik eines MKS erfordert also immer Vorgaben, die durch einen Abgleich mit anderen Quellen gewonnen werden müssen. Dazu bestehen an der betrachteten Schallentstehungskette zwei Wege, die beide bestimmte Nachteile haben. Zum einen ist ein Vergleich mit einem weiteren Berechnungsverfahren denkbar, das keine Parameter zur Kontaktbeschreibung benötigt, und zum anderen ein Abgleich mit Messungen, die der betrachteten Größe möglichst nahe kommen. Die Messungen der Beschleunigung wurden in Kapitel 5 vorgestellt, haben aber den genannten Nachteil, dass sie nicht direkt die betrachtete Kontaktkraft liefern.

Ein weiteres Berechnungsverfahren ist die Methode der finiten Elemente. Der Kontakt von Körpern in FE-Modellen hängt im Wesentlichen nur von der gegebenen Geometrie und den elastischen Eigenschaften ab, also vom Elastizitätsmodul E und der Querkontraktionszahl ν . Diese Werkstoffkennwerte sind für die betrachteten Körper bekannt. Das Verfahren benötigt daher keinen Abgleich der Kontaktdynamik, ist aber andererseits durch hohe Rechenzeiten sehr langsam und kann durch die unzureichende Modellierung von Dämpfungsvorgängen zu hochfrequenten Schwingungen neigen.

Neuere Typen von Verbindungselementen erlauben auch in FE-Modellen die Berücksichtigung von Spielen und Gelenken, so dass die Eigenschaften von Ketten abgebildet werden können. Die dynamische Simulation gleichwertiger Modelle macht somit einen Abgleich von Ergebnissen aus MKS- und FEM-Berechnung möglich.

Daher wird im Rahmen dieser Arbeit ein Abgleich auf beiden Wegen, Messung und Berechnung, vorgenommen, der die Vorteile der jeweiligen Methode nutzt und die Nachteile durch das jeweils andere Verfahren kompensiert. Der Abgleich der Dämpfungseigenschaften und die weitere Betrachtung der Messungen erfolgt in Kapitel 7. Hier wird zunächst die Kontaktsteifigkeit und -kontur im Zahneingriff näher betrachtet. Die folgenden Abschnitte umfassen einen Einblick in die Methode der finiten Elemente, den Aufbau des verwendeten Modells und den Vergleich der Ergebnisse.

6.1 Methode der finiten Elemente

Dieser Abschnitt gibt einen Einblick in das Aufstellen und Lösen von Gleichungssystemen in kinetischen Berechnungen nach der FEM, für eine ausführliche Darstellung der Zusammenhänge sei z. B. auf [3] von BATHE verwiesen.

6.1.1 Finite Elemente in nichtlinearen Problemen

Bei der Behandlung nichtlinearer Probleme in der Mechanik können nichtlineares Materialverhalten, große Verschiebungen, große Verzerrungen und wechselnde Randbedingungen auftreten. Bei der Betrachtung des Systems Kettentrieb treten zwar große Verschiebungen, aber nur kleine Verzerrungen mit wechselnden Randbedingungen in Form von Kontakten auf.

Die Lösung linearer Probleme mittels FEM verwendet Annahmen, die mit diesen Überlegungen im Widerspruch stehen. So wird von kleinen Verschiebungen ausgegangen, damit alle Integrationen über das Volumen der unverformten finiten Elemente vorgenommen und die Verzerrungsverschiebungsmatrizen der Elemente als konstant und unabhängig von den Elementverschiebungen angenommen werden können. Außerdem wird von unveränderlichen Randbedingungen ausgegangen, so dass die Lösung nur konstante Zwangsbedingungen erfüllen muss. Diese Annahmen können bei nichtlinearen Problemen nicht gemacht werden. Die Betrachtung großer Verschiebungen und kleiner Verzerrungen erfordert die Auswertung der Verzerrungen in einem körperfesten Koordinatensystem, das großen Starrkörperbewegungen ausgesetzt ist.

Die Herleitung der Bewegungsgleichung beginnt mit dem Aufstellen der kontinuumsmechanischen Gleichung in Tensorschreibweise [3], die das statische Gleichgewicht des Körpers zur Zeit $t + \Delta t$ mit Hilfe des Prinzips der virtuellen Verschiebungen beschreibt.

$$\int_{t+\Delta t V} {}^{t+\Delta t} \tau_{ij} \cdot \delta_{t+\Delta t} e_{ij} d^{t+\Delta t} V = \int_{t+\Delta t V} {}^{t+\Delta t} f_i^B \cdot \delta u_i d^{t+\Delta t} V + \int_{t+\Delta t S} {}^{t+\Delta t} f_i^S \cdot \delta u_i^S d^{t+\Delta t} S, i, j = 1, 2, 3 \quad (6.1)$$

Der obere linke Index bedeutet jeweils Größe zur angegebenen Zeit. Die linke Seite der Gleichung (6.1) beschreibt dabei die virtuelle Arbeit, die geleistet wird, wenn der Körper zur Zeit $t + \Delta t$ einer virtuellen Verschiebung unterworfen wird. Sie besteht aus den kartesischen Komponenten des Cauchyschen Spannungstensors ${}^{t+\Delta t} \tau_{ij}$ und denen eines infinitesimalen Verzerrungstensors ${}_{t+\Delta t} e_{ij}$, wobei δ die Variation des Tensors bedeutet, integriert über das Volumen ${}^{t+\Delta t} V$ des Körpers. Diese innere virtuelle Arbeit steht im Gleichgewicht mit der äußeren, die aus den äußeren Körper- bzw. Oberflächenkräften ${}^{t+\Delta t} f_i^B$ und ${}^{t+\Delta t} f_i^S$ und den Komponenten der virtuellen Verschiebungen δu_i besteht. Ein grundlegendes Problem bei der Anwendung von Gleichung (6.1) ist, dass der Zustand des Körpers zur Zeit $t + \Delta t$ unbekannt ist.

Die Auswertung zur Zeit $t + \Delta t$ erfordert daher die geeignete Wahl der Spannungs- und Verzerrungsmaße, so dass die innere virtuelle Arbeit als Integral über bekannte Volumina

ausgedrückt und die Spannungen und Verzerrungen inkrementell zerlegt werden können. Die anschließende Linearisierung der Gleichung führt bei einer kinetischen Berechnung unter Verwendung eines expliziten Zeitintegrationsverfahren auf folgende Bewegungsgleichung:

$$\int_{t_V} {}^t \tau_{ij} \cdot \delta_t e_{ij} \, d^t V = {}^t R, \quad i, j = 1, 2, 3 \quad (6.2)$$

In dieser Berechnung wird ein Gleichgewicht zur Zeit t angenommen, daher entfällt die inkrementelle Zerlegung der Spannungen und Verzerrungen. Die äußere virtuelle Arbeit ${}^t R$ muss die für das kinetische Gleichgewicht nötigen Trägheits- und Dämpfungskräfte enthalten. Die inkrementelle Lösung entspricht dann einem vorwärtseinsetzenden Algorithmus ohne Gleichgewichtsiteration (siehe Abschnitt 6.1.2).

Anstatt die exakte Lösung des Problems (6.2) zu berechnen, was selbst für sehr einfache Fälle geschlossen kaum möglich ist, wird es durch die Diskretisierung der kontinuierlichen Struktur und die Annäherung der Lösung durch Interpolationsfunktionen auf ein gewöhnliches Differentialgleichungssystem reduziert. Diese Diskretisierung mit finiten Elementen erfordert zunächst die Wahl der Interpolationsfunktionen zwischen den Elementknoten und die Interpolation der Elementkoordinaten und -verschiebungen mit diesen Funktionen in den kontinuumsmechanischen Gleichungen, dabei ist die Verwendung der gleichen Interpolationen für die Koordinaten und die Verschiebungen sinnvoll. Die Koordinaten bzw. Verschiebungen ergeben sich als Summe der Produkte aus den Interpolationsfunktionen h_k und den Koordinaten x_i^k bzw. den Verschiebungen u_i^k der Knotenpunkte.

$$x_i = \sum_{k=1}^N h_k \cdot x_i^k \quad \text{bzw.} \quad u_i = \sum_{k=1}^N h_k \cdot u_i^k, \quad i = 1, 2, 3$$

Die Verzerrungen werden durch die Differentiation der Verschiebungen nach den Koordinaten gewonnen. Bei bekannten Interpolationsfunktionen lassen sich für den jeweiligen Elementtyp so die Oberflächen- und Volumenverschiebungsinterpolationsmatrizen \mathbf{H}^S und \mathbf{H} bzw. die Verzerrungsverschiebungstransformationsmatrix ${}^t \mathbf{B}$ herleiten. Das Einsetzen der Interpolationen in die kontinuumsmechanischen Integrale ergibt die entsprechenden Matrizenauswertungen.

kontinuumsmechanische Integrale	Matrizenauswertungen
$\int_{\text{o}_V} \rho \cdot {}^t\ddot{u}_i \cdot \delta u_i \, d^0V$ ${}^tR = \int_{\text{t}_V} {}^t\mathbf{f}_i^B \cdot \delta u_i \, d^tV + \int_{\text{t}_S} {}^t\mathbf{f}_i^S \cdot \delta u_i^S \, d^tS$ $\int_{\text{t}_V} {}^t\boldsymbol{\tau}_{ij} \cdot \delta_t \mathbf{e}_{ij} \, d^tV$	${}^0\rho \cdot \left(\int_{\text{o}_V} \mathbf{H}^T \cdot \mathbf{H} \, d^0V \right) \cdot {}^t\ddot{\mathbf{u}} = \mathbf{M} \cdot {}^t\ddot{\mathbf{u}}$ ${}^t\mathbf{r} = \int_{\text{t}_V} \mathbf{H}^T \cdot {}^t\mathbf{f}^B \, d^tV + \int_{\text{t}_S} \mathbf{H}^{ST} \cdot {}^t\mathbf{f}^S \, d^tS$ $\int_{\text{t}_V} {}^t\mathbf{B}^T \cdot {}^t\boldsymbol{\tau} \, d^tV = {}^t\mathbf{F}$

mit

ρ Dichte

\mathbf{M} Massenmatrix

${}^t\mathbf{f}^S, {}^t\mathbf{f}^B$ Oberflächen- bzw. Volumenkraftvektor

$\boldsymbol{\tau}$ Vektor der Cauchyschen Spannungen

${}^t\mathbf{r}$ Vektor der äußeren Knotenpunktlasten

${}^t\mathbf{F}$ Vektor der Knotenpunktkräfte

Die numerische Integration erfolgt durch die Umwandlung der Integrale in Summen, wie beispielhaft folgt:

$$\int \mathbf{F}(x, y, z) \, dx \, dy \, dz = \sum_{i,j,k} \alpha_{ijk} \cdot \mathbf{F}(x_i, y_j, z_k)$$

Die α_{ijk} sind dabei Gewichtungsfaktoren, die durch die Interpolation der Werte $\mathbf{F}(x_i, y_j, z_k)$ durch eine Polynomfunktion berechnet werden. Neben den Gewichtungsfaktoren liefert das Verfahren der Gauß-Quadratur auch optimierte Werte der Stützstellen x_i , y_j und z_k , so dass diese abhängig von der Integrationsordnung im Voraus bekannt sind und die Funktion \mathbf{F} entsprechend ausgewertet werden kann. Nach der Integration aller Terme und der Umformung der oben angeführten Elementmatrizen zu den Gesamtmatrizen des Systems lautet die Bewegungsgleichung in Matrizenform:

$$\mathbf{M} \cdot {}^t\ddot{\mathbf{u}} = {}^t\mathbf{r} - {}^t\mathbf{F} \quad (6.3)$$

Sie entspricht im Wesentlichen der Bewegungsgleichung (3.3) eines MKS, wobei der Vektor der inneren Knotenpunktlasten ${}^t\mathbf{F}$ auch Dämpfungsanteile enthalten kann. Die Lagerungsrandbedingungen werden in der Gleichung durch entsprechende Manipulationen der Systemmatrizen berücksichtigt. Diese Gleichung ist in einer Zeitbereichsrechnung für alle Zeitschritte zu lösen.

6.1.2 Explizite Integration der Bewegungsgleichungen

In nichtlinearen kinetischen Berechnungen nach der FEM wird als expliziter Zeitintegrationsoperator häufig der zentrale Differenzenoperator verwendet, dabei wird das kinetische Gleichgewicht des Systems zur Zeit t betrachtet, um daraus die Verschiebungen zur Zeit $t + \Delta t$ zu ermitteln. Für jede diskrete Zeitschrittlösung wird von folgender Umformung der Bewegungsgleichung (6.3) ausgegangen:

$$\mathbf{M} \cdot {}^t \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{D} \cdot {}^t \dot{\mathbf{u}} + \mathbf{C} \cdot {}^t \mathbf{u} = {}^t \mathbf{r} \quad (6.4)$$

\mathbf{M} , \mathbf{D} und \mathbf{C} sind die Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrix und ${}^t \mathbf{u}$, ${}^t \dot{\mathbf{u}}$ und ${}^t \ddot{\mathbf{u}}$ sind der Verschiebungs-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungsvektor des Systems. Es wird im Prinzip das Gleichgewicht zur Zeit t betrachtet, das die Wirkung der beschleunigungsabhängigen Trägheitskräfte und der geschwindigkeitsabhängigen Dämpfungskräfte enthält. Bei zeitlich konstanten Matrizen ergibt sich ein System von gewöhnlichen linearen Differentialgleichungen zweiter Ordnung mit konstanten Koeffizienten. Um dieses numerisch zu lösen, werden Finite-Differenzen-Ausdrücke verwendet, die die Beschleunigungen und Geschwindigkeiten näherungsweise durch die Verschiebungen ausdrücken.

$$\begin{aligned} {}^t \ddot{\mathbf{u}} &= \frac{1}{\Delta t^2} \cdot ({}^{t-\Delta t} \mathbf{u} - 2 \cdot {}^t \mathbf{u} + {}^{t+\Delta t} \mathbf{u}) \\ {}^t \dot{\mathbf{u}} &= \frac{1}{2 \cdot \Delta t} \cdot (-{}^{t-\Delta t} \mathbf{u} + {}^{t+\Delta t} \mathbf{u}) \end{aligned} \quad (6.5)$$

Die Verschiebungslösung für die Zeit $t + \Delta t$ erhält man durch die Betrachtung der Bewegungsgleichung (6.4) zur Zeit t und Einsetzen der Ausdrücke (6.5).

$$\left(\frac{1}{\Delta t^2} \cdot \mathbf{M} + \frac{1}{2 \cdot \Delta t} \cdot \mathbf{D} \right) \cdot {}^{t+\Delta t} \mathbf{u} = {}^t \mathbf{r} - \left(\mathbf{C} - \frac{2}{\Delta t^2} \cdot \mathbf{M} \right) \cdot {}^t \mathbf{u} - \left(\frac{1}{\Delta t^2} \cdot \mathbf{M} - \frac{1}{2 \cdot \Delta t} \cdot \mathbf{D} \right) \cdot {}^{t-\Delta t} \mathbf{u} \quad (6.6)$$

Dieser Zusammenhang kann in mehreren Schritten nach ${}^{t+\Delta t} \mathbf{u}$ aufgelöst werden. Nach dem Aufstellen der Matrizen \mathbf{M} , \mathbf{D} und \mathbf{C} erfolgt die Berechnung der effektiven Massenmatrix $\hat{\mathbf{M}}$.

$$\hat{\mathbf{M}} = \frac{1}{\Delta t^2} \cdot \mathbf{M} + \frac{1}{2 \cdot \Delta t} \cdot \mathbf{D}$$

In der anschließenden Dreiecksfaktorzerlegung $\hat{\mathbf{M}} = \mathbf{L} \cdot \tilde{\mathbf{D}} \cdot \mathbf{L}^T$ erfolgt die Aufteilung in die untere Dreiecksmatrix \mathbf{L} und die Diagonalmatrix $\tilde{\mathbf{D}}$. Für jeden Zeitschritt werden dann die effektiven Lasten $\hat{\mathbf{r}}$ zur Zeit t berechnet.

$${}^t\hat{\mathbf{r}} = {}^t\mathbf{r} - \left(\mathbf{C} - \frac{2}{\Delta t^2} \cdot \mathbf{M} \right) \cdot {}^t\mathbf{u} - \left(\frac{1}{\Delta t^2} \cdot \mathbf{M} - \frac{1}{2 \cdot \Delta t} \cdot \mathbf{D} \right) \cdot {}^{t-\Delta t}\mathbf{u}$$

Mit $\hat{\mathbf{M}} \cdot {}^{t+\Delta t}\mathbf{u} = {}^t\hat{\mathbf{r}}$ werden die Verschiebungen \mathbf{u} zur Zeit $t + \Delta t$ ermittelt. Die anfängliche Zerlegung von $\hat{\mathbf{M}}$ in \mathbf{L} und $\tilde{\mathbf{D}}$ ermöglicht die Multiplikation von $\hat{\mathbf{r}}$ mit den Inversen und die effektive Berechnung von ${}^{t+\Delta t}\mathbf{u}$ durch Rückeinsetzen.

$$\mathbf{L}^T \cdot {}^{t+\Delta t}\mathbf{u} = \tilde{\mathbf{D}}^{-1} \cdot \mathbf{V} \quad \text{mit} \quad \mathbf{L} \cdot \mathbf{V} = {}^t\hat{\mathbf{r}}$$

Falls erforderlich können dann noch die Beschleunigungen $\ddot{\mathbf{u}}$ und Geschwindigkeiten $\dot{\mathbf{u}}$ zur Zeit t aus den Gleichungen (6.5) berechnet werden. Die Lösung beruht auf der Anwendung der Bewegungsgleichungen zur Zeit t , daher wird das Integrationsverfahren als eine explizite Integrationsmethode bezeichnet.

Die zentrale Differenzenmethode erfordert einen Zeitschritt Δt kleiner als ein kritischer Wert Δt_{kr} , der aus den Massen- und Steifigkeitseigenschaften des Systems bestimmt werden kann, um die Stabilität des Lösungsverfahrens zu gewährleisten. Eine Näherungslösung für diesen Wert ergibt sich praktisch aus dem Quotienten von kleinster Elementkantenlänge L_e durch die Schallgeschwindigkeit c im Werkstoff [1], was der Zeit entspricht, die eine Welle benötigt das Element zu durchschreiten.

6.2 Modellaufbau

Der Vergleich der Berechnungsergebnisse aus den beiden Methoden erfordert einen äquivalenten Aufbau der Berechnungsmodelle. Da das FE-Modell wesentlich mehr Freiheitsgrade als das MKS-Modell hat und entsprechend längere Rechenzeiten benötigt, ist insbesondere dort auf eine möglichst einfache aber ausreichend komplexe Formulierung für die benötigten Aussagen zu achten. Aus diesem Grund beziehen sich die Überlegungen zum Modellaufbau neben den gewünschten Ergebnissen besonders auf eine geringe Anzahl von Freiheitsgraden. Um die Zahl der Freiheitsgrade von vornherein niedrig zu halten, wird kein Teil des bisher betrachteten Steuertriebs sondern ein einfacher Zweiwellentrieb verwendet. Der Trieb besteht aus 48 Kettengliedern und zwei Kettenrädern mit jeweils 19 Zähnen (Abbildung 6.3). Die Berechnungen werden mit dem Programm ABAQUS/EXPLICIT durchgeführt, das auf den Grundlagen aus Abschnitt 6.1 beruht.

Das Hauptinteresse bei dieser Untersuchung liegt auf den Kontaktkräften im Zahneingriff zwischen Kettengliedern und Kettenrad, daher wird das Antriebskettenrad aus elastischen Volumenelementen modelliert, um dort die Kräfte auszuwerten. Das Abtriebskettenrad und die Schienen bestehen aus starren Schalenelementen, was den Vorteil hat, dass der jeweilige gesamte Körper nur die sechs Freiheitsgrade seines Referenzknotens hat. Die

Trägheiten dieser Körper sind durch Massenpunkte realisiert. Die Spannschiene wird durch ein lineares Feder-Dämpfer-Element vorgespannt und ist drehbar gelagert. Die Lagerung aller Körper ist in den jeweiligen gesperrten Freiheitsgraden starr. Die Innenglieder als Kontaktpartner des Kettenrades bestehen ebenfalls aus elastischen Volumenelementen.

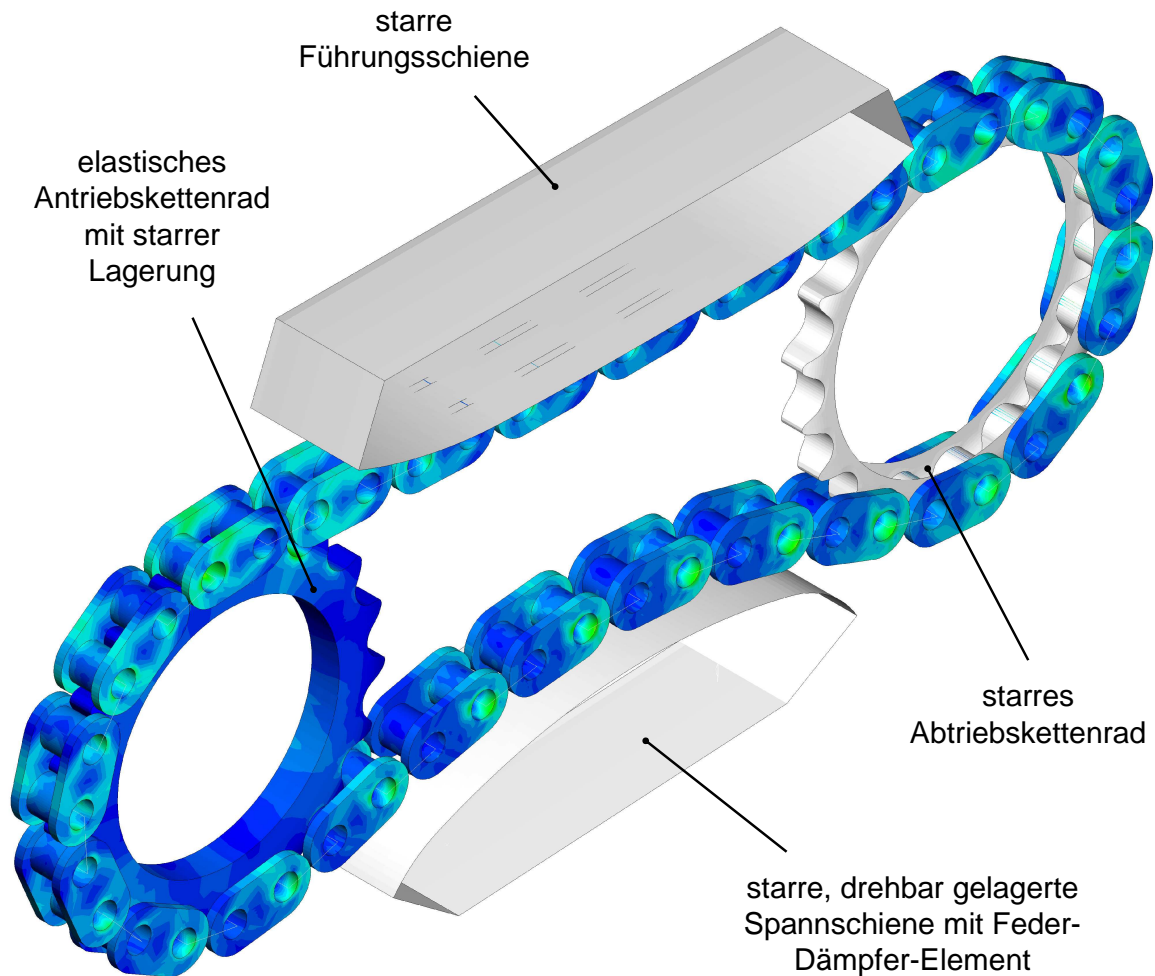


Abbildung 6.3 Gesamtmodell Zweiwellentrieb zum Vergleich der Kontaktkraftberechnung

Da die Aussenglieder keinen Kontakt zur Verzahnung haben, werden sie nur mit elastischen Balkenelementen nachgebildet, was wiederum die Zahl der Freiheitsgrade verringert. Die Verbindung zu den Innengliedern erfolgt über COUPLINGS und CONNECTOR-Elemente [1] (Abbildung 6.4). Die Querschnittsflächen der Balkenelemente entsprechen den Abmessungen der Aussenglieder.

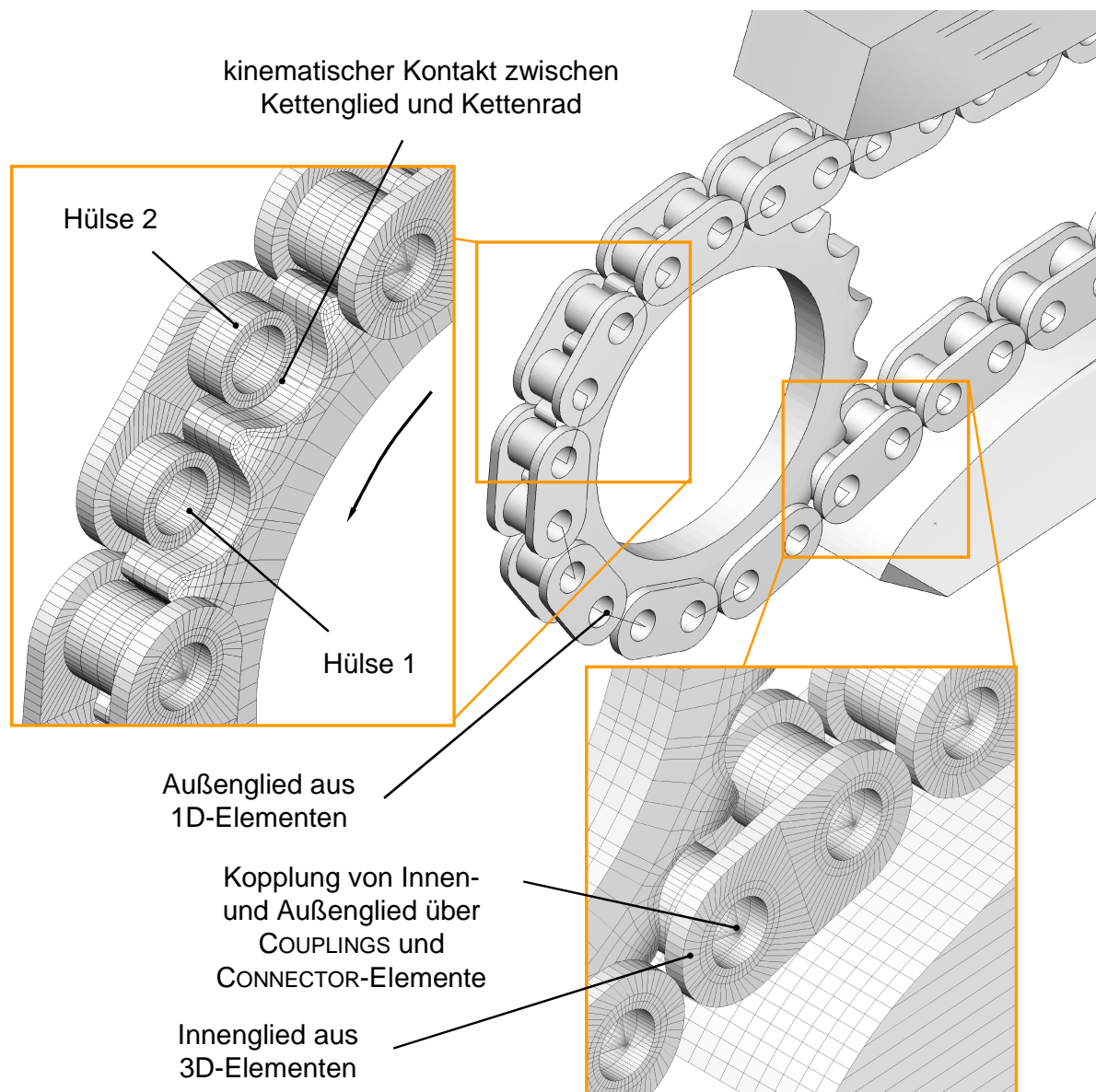


Abbildung 6.4 FE-Modell der Kette

Die Bezeichnung der Hülsen 1 und 2 in der Auswertung in Abschnitt 6.3 bezieht sich auf die Abbildung 6.4. Ein Teil der zylindrischen Hülseninnenfläche wird durch ein COUPLING, ein Koppellement zur Verbindung von Knoten, mit einem auf der Hülsenachse liegenden Referenzknoten verbunden. Die Lasten, die auf den Referenzknoten wirken, werden auf die Knoten der Hülseninnenfläche übertragen. Die Verteilung erfolgt dabei über eine Gewichtung, die den Abstand zum Referenzknoten und die angehängte Fläche am Knoten berücksichtigt, umgekehrt werden die Verschiebungen entsprechend weitergeleitet. Der Referenzknoten ist mit einem Knoten des Außengliedes über ein CONNECTOR-Element verbunden. Diese Elemente haben keine geometrische Erstreckung, sondern simulieren nur mechanische Eigenschaften. In diesem Fall ermöglichen sie die axiale und radiale

Bewegung von Innen- zu Aussenglied innerhalb des Gelenkspiels. In diesem Spielbereich ist zusätzlich noch eine geschwindigkeitsproportionale Dämpfung realisiert, so kann die Lagerung des Bolzens in der Hülse abgebildet werden. Diese Konstruktion aus COUPLING und CONNECTOR-Element sorgt jeweils an beiden Enden der Hülse für die Verbindung von Innen- und Aussenglied, so ist eine Lasteinleitung wie am realen Kettentrieb zwischen Bolzen und Hülse möglich. Die Deformation des Bolzens unter Last führt dort zu einem Kraftübertrag hauptsächlich an den Hülseenden.

Für die Kontaktbeschreibung nach der FEM stehen zwei Möglichkeiten zur Verfügung: der Penalty-Kontakt und der kinematische Kontakt. Der Penalty-Kontakt entspricht dem nachgiebigen Kontakt im MKS, sich berührende bzw. überdeckende Körper werden abhängig von der Eindringtiefe mit einer Kontaktkraft belegt. Die gewählte Kontaktsteifigkeit beeinflusst die berechnete Kontaktkraft wie im MKS, es gibt daher keinen Informationsgewinn. Um das zu vermeiden, verwendet der kinematische Kontakt ein Prädiktor-/Korrektorverfahren [1]. Zunächst wird aus dem kinematischen Zustand des Modells ohne Beachtung der Kontaktbedingungen eine neue Konfiguration vorhergesagt. An Knoten, die in den Gegenkörper eindringen, wird abhängig von Überdeckung, angehängter Masse und Zeitinkrement eine Kraft berechnet, die die Durchdringung verhindert. Die Kraft wird auf den Gegenkörper projiziert und mit den dort angehängten Massen wird eine Korrekturbeschleunigung der Knoten des Gegenkörpers berechnet. Abhängig von dieser, der Überdeckung und dem Zeitinkrement wird die Korrekturbeschleunigung der Knoten des ersten Körpers berechnet. Mit den Beschleunigungen wird eine neue Konfiguration ermittelt, die die Kontaktbedingungen erfüllt. Falls nach der ersten Korrektur noch Überdeckungen bestehen, erfolgt eine weitere Schleife. Ein Durchdringen der Kontaktpartner wird verhindert und die neue Konfiguration hängt nicht von vorgegebenen Steifigkeitsparametern ab. Die ermittelten Beschleunigungen gehen als Randbedingungen in die Lösung der Gleichung (6.4) ein. Der Kontakt der Hülsen zur Verzahnung und der Laschen zu den Führungselementen wird im Modell berücksichtigt, ausgewertet wird nur die Kontaktpaarung aus elastischem Antriebskettenrad und Innengliedern.

Zum Aufbau des FE-Modells werden die Lagen der Kettenglieder aus einer Konfiguration eines vergleichbaren MKS-Modells verwendet. Das so erzeugte Modell wird dann in einem ersten Rechenschritt durch eine stetig differenzierbare Geschwindigkeitsrampe, deren Steigung und Krümmung an Anfangs- und Endpunkt null sind, auf Drehzahlen zwischen 1000 und 4000 U/min beschleunigt. Das Ziel dabei ist durch einen stetig differenzierbaren Beschleunigungsverlauf die Zeit für den Einschwingvorgang des Modells zu minimieren. In einem zweiten Rechenschritt werden dann bei konstanter Drehzahl zwei Kettenumläufe

berechnet, wobei der zweite zur Ergebnisauswertung herangezogen wird. Das Antriebskettenrad wird dazu mit der konstanten Drehzahl und das Abtriebskettenrad mit einem konstanten Lastmoment beaufschlagt.

Der Ergebnisabgleich erfolgt mit einem vergleichbaren MKS-Modell. Die Lagerungen im Modell sind ebenfalls starr und die verwendeten Massen, Trägheiten, Geometrien und Randbedingungen stimmen mit denen des FE-Modells überein. Der Kettenspanner besteht aus einem einfachen Feder-Dämpfer-Modell identisch dem FE-Modell. Wegen der problematischen Modellierung von Dämpfungsvorgängen im FE-Modell wird in beiden Modellen soweit möglich auf entsprechende Terme verzichtet, so enthält das MKS-Modell z. B. keine Dämpfung vor Kontakt, die zur Simulation eines Ölfilms verwendet werden kann.

Im Gegensatz zu dem von GREGORI in [20] vorgestellten FE-Modell ist es mit diesem Modell nicht das Ziel das dynamische Verhalten eines Gesamtsteuertriebs abzubilden, sondern nur eine detaillierte Betrachtung der akustisch relevanten Kontaktvorgänge durchzuführen. Die Kettenglieder des Modells aus [20] bestehen aus Stab- und Balkenelementen und die Kontaktkonturen der Körper zueinander aus starren Schalenelementen. Auch mit dem Ziel Freiheitsgrade einzusparen, was aber die Verwendung eines Penalty-Kontakts mit den oben genannten Nachteilen erforderlich macht. Des Weiteren enthält das Modell keine Gelenkspiele und wird in der Kettentriebsebene zwangsgeführt, so dass die Modellierung für die Abbildung der Kontaktdynamik ungeeignet ist, aber den damaligen Stand der Kettentriebssimulation auch im Bereich der MKS darstellt. Für die damit betrachtete Gesamtdynamik ist das Modell aussagefähig, während bei dem verwendeten Modell der Schwerpunkt auf der Abbildung realer Gelenkeigenschaften und Kontaktnachgiebigkeiten liegt, was die Beurteilung der akustischen Eigenschaften ermöglicht.

Trotz des sparsamen Umgangs mit Freiheitsgraden durch die Modellierung der Schienen und des Abtriebskettenrades aus starren Schalenelementen und der Aussenglieder aus Balkenelementen besitzt das FE-Modell etwa 265 000 Freiheitsgrade. Das vergleichbare MKS-Modell hat dagegen nur etwa 250 Freiheitsgrade und ist mit wenigen Minuten Rechenzeit deutlich schneller als das FE-Modell, das für einen Kettenumlauf mehrere Tage benötigt. Die Kontaktkräfte aus dem MKS-System werden im nächsten Abschnitt mit den Summenkontaktkräften nach der FEM zwischen der jeweiligen Hülsenoberfläche und der Verzahnung verglichen.

6.3 Ergebnisvergleich

Der Vergleich der Kontaktkraftverläufe aus den beiden Berechnungsmethoden erfordert wie der Abgleich der Dynamik in Abschnitt 4.4 die Festlegung bestimmter Zielgrößen. In diesem

Fall soll mit den Ergebnissen aus der MKS-Berechnung möglichst gut das Verhalten nach der FEM abgebildet werden. Dabei geht es nicht darum die Zeitverläufe exakt nachzurechnen, sondern bestimmte Charakteristika eines Kettentriebs, die sich gut aus den FE-Ergebnissen ableiten lassen, wiederzugeben. Die zu diesem Zweck betrachteten Zeitpunkte **T** und Amplituden **A** sind in Abbildung 6.5 in den Kontaktkraftverlauf aus dem MKS-Modell mit starrem Kontakt eingezeichnet. Zunächst wurde auch die Abweichung der MKS-Ergebnisse von der FE-Berechnung ausgedrückt durch die Summe der kleinsten Fehlerquadrate als Zielgröße geprüft, aber da so nicht der Vergleich bestimmter Charakteristika sondern des gesamten Zeitverlaufs im Vordergrund stand, wurde diese Überlegung zu Gunsten diskreter Punkte verworfen.

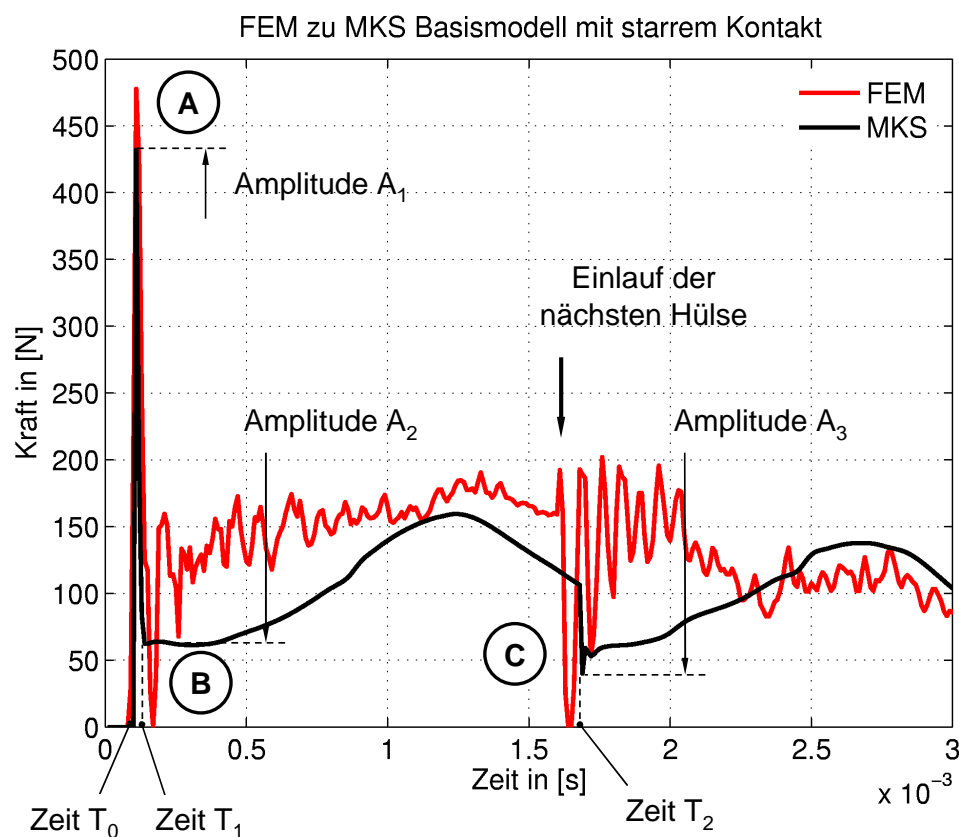


Abbildung 6.5 Vergleichsgrößen FEM zu MKS an Hülse 2 bei 2000 U/min

In der Kontaktkraft nach der FEM treten hochfrequente Schwingungen auf, die durch die geringe Dämpfung im Modell begünstigt werden. Am realen System wird die Energie durch eine Reihe von Dämpfungseffekten dissipiert, die modellbedingt in der FE-Berechnung nicht vorhanden sind. Zwar geht die kinetische Energie der Knoten im Kontakt bei dem verwendeten kinematischen Kontakt verloren, dennoch ist dieser Dämpfungsvorgang unzureichend und es treten trotzdem Schwingungen auf, die sich den realen Effekten im

Modell überlagern. Da die beiden Einflüsse nicht zu trennen sind, wird die Streuung der Schwingungen durch die Auswertung der Mittelwerte über alle Kettenglieder minimiert. Auch in den Ergebnissen aus der MKS-Berechnung wird auf die Mittelwerte zurückgegriffen. Die gewünschten Erkenntnisse zur Polygonfrequenz und ihren Oberwellen betreffen im betrachteten Drehzahlbereich bei der vierten Oberwelle Frequenzen bis etwa 6.5 kHz, während die auftretenden Störfrequenzen hauptsächlich bei etwa 12 bis 14 kHz liegen, also deutlich über den gewünschten Ergebnissen. Daher muss beim Vergleich von FEM zu MKS immer berücksichtigt werden, dass Vorgänge im FE-Modell, die mit Frequenzen weit über der Zahneingriffsfrequenz auftreten, nicht als relevant zu betrachten sind, da sie in der Realität nicht vorkommen.

Der Zeitverlauf der Kontaktkraft zeigt drei markante Punkte: A einen ausgeprägten Kontaktkraftpeak beim ersten Kontakt des Kettengliedes mit dem Kettenrad, B ein anschließender Einbruch der Kraft bis auf null und C ein weiterer Einbruch der Kraftamplitude beim Einlauf der nächsten Hülse. Das Absinken der Kraft ist gleichbedeutend mit einem kurzfristigen Abheben der Hülse aus der Verzahnung und darauf folgendem erneuten Aufprall. Der zweite Einbruch der Kraftamplitude zeigt deutlich die Rückwirkung der einlaufenden Hülse auf ihre Vorgänger. Der Verlauf der Kontaktkraft ist in Abbildung 6.5 der Übersichtlichkeit halber nur für den Beginn des Eingriffs dargestellt. Der Vergleich der beiden Verläufe zeigt, dass die Kontaktkraft aus dem MKS mit starrem Kontakt die Einbrüche der Kraftamplitude nur unzureichend wiedergibt. Die lokale Nachgiebigkeit der Kontaktpartner hat hier einen Einfluss auf die betrachteten dynamischen Effekte, daher wird nach Abschnitt 2.2.5 zur zeitlichen Auflösung der Vorgänge in den weiteren Betrachtungen mit einem nachgiebigen Kontakt gerechnet.

Die Parameter, die den nachgiebigen Kontakt im MKS-Modell beschreiben, setzen sich aus Dämpfungswerten und einem linearen Steifigkeitsansatz zusammen. Der Zusammenhang zwischen diesen drei Parametern und den Zielgrößen aus Abbildung 6.5 wird wie der Abgleich der Dynamik in Abschnitt 4.4 mittels DOE bestimmt. Als Ansatz für die Regressionsfunktion werden die quadratischen Effekte der Faktoren \mathbf{x} und Wechselwirkungen zwischen zwei Faktoren verwendet.

$$f(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^3 \left(\beta_i \cdot x_i + \beta_{ii} \cdot x_i^2 + \sum_{j=i+1}^3 \beta_{ij} \cdot x_i \cdot x_j \right) + \beta_0$$

Der Einsatz dieses Verfahrens für jede Drehzahl einzeln zeigt zunächst, dass keiner der gewählten Faktoren einen nennenswerten Einfluss auf die Zeiten T hat. Es ergibt sich für jede Drehzahl eine eigene optimale Kombination der Faktoren. Da später eine

allgemeingültige Parametrierung des nachgiebigen Kontakts für alle Drehzahlen verwendet werden soll, wird innerhalb des Parameterbereichs der optimalen Kombinationen für die Einzeldrehzahlen eine Kombination für den gesamten Drehzahlbereich wieder mittels DOE berechnet. Dabei werden nur noch die Amplituden **A** als Zielgrößen betrachtet.

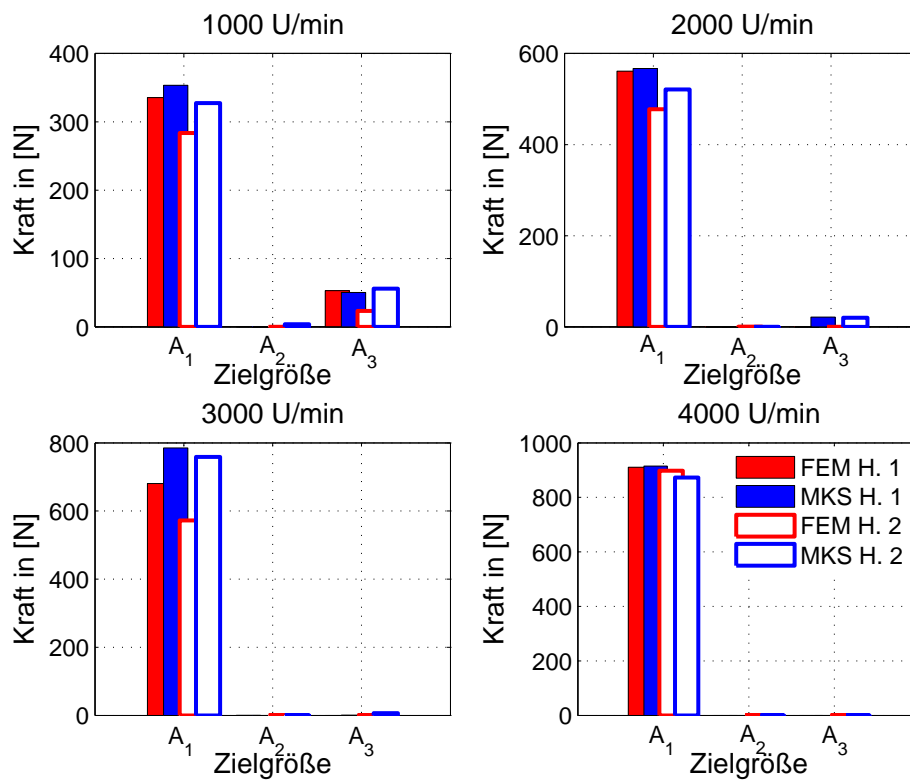


Abbildung 6.6 Vergleich der Kraftamplituden nach FEM zu MKS mit nachgiebigem Kontakt

Den signifikantesten Einfluss auf die Amplituden hat die Kontaktsteifigkeit, die sich etwas geringer als die Steifigkeit eines Kettengliedes ergibt und somit die Steifheit des Gleichungssystems nicht weiter erhöht. Das Ergebnis des Abgleichs zeigt Abbildung 6.6, besonderes Augenmerk wurde dabei auf den Abgleich des ersten Kontaktkraftpeaks A₁ gelegt. Weil die ermittelten Parameter ein Optimum über den gesamten Drehzahlbereich darstellen, sind nicht alle Drehzahlen gleich gut abgeglichen. In der Abbildung betreffen die Abkürzungen H. 1 und H. 2 die jeweilige Hülse im FE-Modell bzw. Innen- und Aussenglied im MKS-Modell. Für die Kontaktkontur im MKS wird das Basismodell aus Abschnitt 2.2.5 verwendet. Ein Vergleich des Basismodells mit den ermittelten Kontaktparametern und der FE-Ergebnisse in Abbildung 6.7 zeigt eine gute Übereinstimmung der betrachteten Amplituden, aber einen zeitlichen Versatz ΔT für den Zeitpunkt T₂. Bei Hülse 1 läuft das MKS-Ergebnis vor und bei Hülse 2 nach. Zum Einlauf der übernächsten Hülse sind die Signale wieder gleich auf.

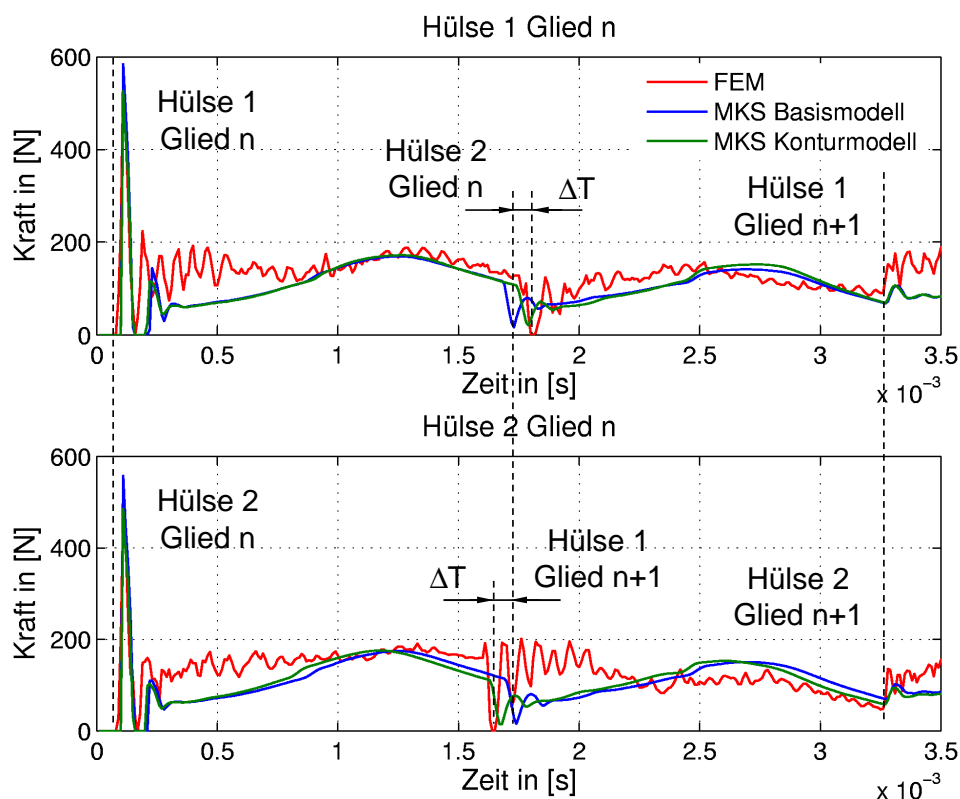


Abbildung 6.7 Zeitlicher Versatz zwischen MKS Basis- und Konturmodell bei 2000 U/min

Der Versatz in den Einzelkräften der Hülsen ist eher wenig relevant, aber er bedeutet umgekehrt bei der Summation aller Kräfte am Kettenrad, dass im Basismodell alle Einlaufpeaks äquidistant sind. Es tritt eine ausgeprägte Zahneingriffsordnung mit Oberwellen auf. Wird der zeitliche Versatz berücksichtigt, sind aufeinander folgende Abstände zwischen Peaks immer unterschiedlich. Es ergibt sich neben der vollen auch die halbe Polygonfrequenz. Diese wird zwar auch durch unterschiedlich hohe Peaks bei Hülse 1 und 2, bedingt durch verschiedene am Einlauf beteiligte Massen und Trägheiten, erzeugt, aber durch den zeitlichen Versatz noch einmal verstärkt. Die Auswertung der Messergebnisse in Kapitel 5 hat die Wichtigkeit der Frequenzinhalte des Signals für die Wahrnehmung gezeigt, daher wird hier auch ein Fokus auf die richtige Wiedergabe der halben Zahneingriffsordnung gelegt. Das Ziel ist den zeitlichen Versatz im FE-Modell durch eine Anpassung des MKS-Modells in dessen Ergebnissen nachzuvollziehen. Der Ansatz den Zeitverlauf durch eine Variation der Kettengliedteilung von Innen- und Aussenglied innerhalb akzeptabler Grenzen zu verändern, war nicht zielführend. Aber die Verwendung des Konturmodells aus Abschnitt 2.2.5 ermöglicht die Nachbildung des zeitlichen Versatzes aus den FE-Ergebnissen mit dem MKS-Modell.

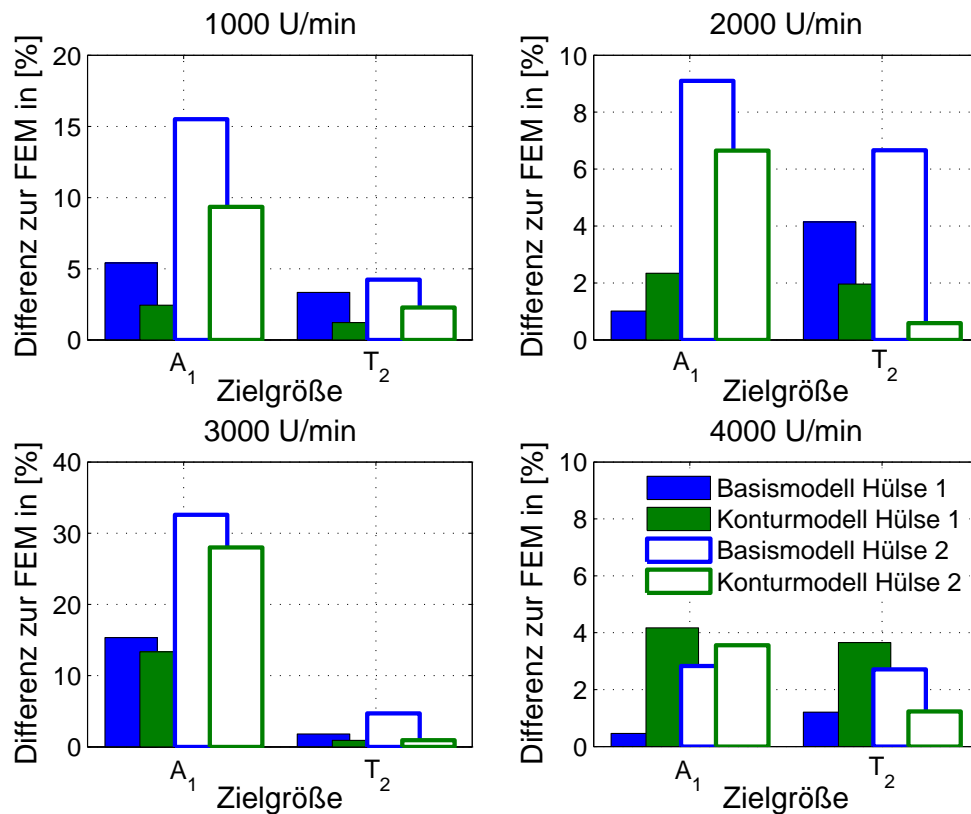


Abbildung 6.8 Einfluss der Kontaktkontur auf den Abgleich zur FEM

Die Kopplung von zwei Hülsenkonturen am Innenglied wie am realen Kettentrieb macht einen wechselnden Abstand zwischen den Kraftpeaks möglich, so dass auch die zeitlichen Zielgrößen T besser abgeglichen werden. Die Abweichungen der Kombination aus nachgiebigem Kontakt und Konturmodell zur FEM sind in Abbildung 6.8 dargestellt. Die zeitliche Differenz der Ergebnisse ist minimiert und auch die Amplitudenabweichungen sind bei fast allen Drehzahlen geringer. Besonders der Abgleich der Amplituden beim Einlauf der zweiten Hülse, die nun fest mit Hülse 1 verbunden ist, kann weiter verbessert werden. Die resultierenden Zeitverläufe und damit die erreichte Abgleichqualität für Drehzahlen von 1000 bis 4000 U/min im Vergleich zu den Ergebnissen nach der FEM zeigt Abbildung 6.9. Die Amplituden A und Zeitpunkte T sind gut getroffen. Der Verlauf der Kräfte aus dem MKS zeigt die Charakteristika eines Kettentriebs ohne die hochfrequenten Schwingungen des FE-Modells. Die gewonnenen Erkenntnisse aus dem Vergleich bezüglich Steifigkeitsparameter und relevanter Kontaktkontur werden in Kapitel 7 auf das Modell des Gesamtsteuertriebs übertragen und als Basis für den Abgleich auf die Messergebnisse verwendet.

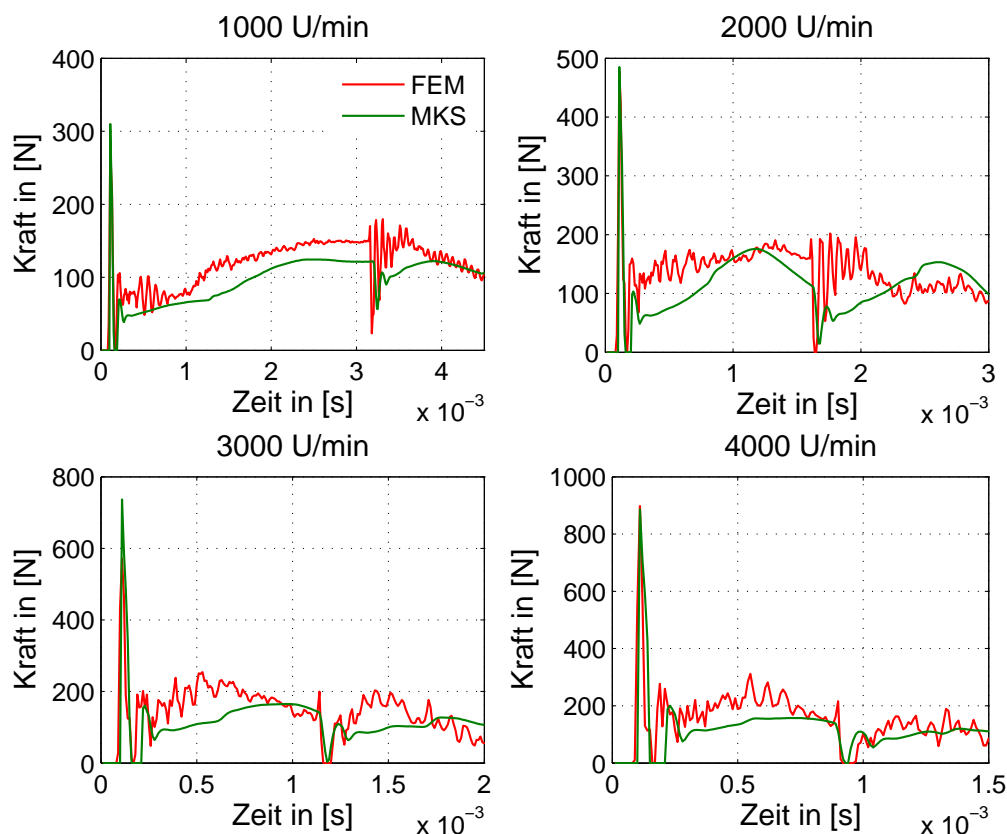


Abbildung 6.9 Kontaktkraftverlauf nach FEM und aus MKS an Hülse 2

Zum Abschluss dieses Kapitels seien noch einige Überlegungen zu dem gemachten Vergleich angeführt. Wie bei der Diskretisierung und Modellierung jedes realen Systems hängt natürlich auch die Ergebnislösung eines FE-Modells von seiner Detaillierung ab. Das Problem bei einer Zeitbereichsrechnung wie dieser liegt in einem guten Kompromiss zwischen Netzfeinheit und Rechenzeit. Ein feineres FE-Netz kann unter Umständen noch bessere Ergebnisse liefern, aber es wird in jedem Fall die Rechenzeit verlängern. Für die hier gewonnenen und gewünschten Erkenntnisse zur Kontaktmodellierung ist die verwendete Detaillierung ausreichend, dennoch liegen die Rechenzeiten des FE-Modells im Bereich von Tagen gegenüber wenigen Minuten des MKS-Modells. Das soll zeigen, dass dieses Vorgehen zwar für grundsätzliche Untersuchungen gut aber für praktische Variationen völlig ungeeignet ist. Die grundlegenden Erkenntnisse zur Modellierung der Kontaktkontur im MKS sind so auch in jedem Fall auf andere Kettentypen (z. B. andere Teilungen) übertragbar, wohingegen die ermittelte Steifigkeit nicht für andere Ketten verwendbar sein muss.

7 Abgleich Akustikmessung zu Akustikberechnung

Im vorigen Kapitel wurde der Abgleich der berechneten Kontaktkraft zwischen Kettenglied und Kettenrad in MKS- und FEM-Berechnung durchgeführt, dabei wurde der Einfluss der Kontaktkontur auf den zeitlichen Verlauf der Kraft im Zahneingriff betrachtet und ein Parameter für die Kontaktsteifigkeit ermittelt. Da die Abbildung von Dämpfungsvorgängen in FE-Modellen eine gewisse Problematik darstellt, erfolgten die Untersuchungen ohne die Betrachtung der Dämpfung. In diesem Kapitel wird die ermittelte Kontaktmodellierung auf das Modell des Steuertriebs übertragen und anhand der Abstimmung der Dämpfungsparameter der Abgleich mit den Messergebnissen aus Abschnitt 5.5 durchgeführt. Dieses Kapitel gliedert sich in den Abgleich der Ergebnisgrößen, die Auswertung der Berechnungsergebnisse und den Vergleich von Messung und Berechnung.

7.1 Abgleich der Ergebnisgrößen

Wie bereits in Kapitel 6 betrachtet, ist der direkte Abgleich der gemessenen Beschleunigung mit der berechneten Kraft nicht möglich. Vor dem direkten Vergleich der Größen ist eine genauere Betrachtung der dynamischen Eigenschaften der Zwischenradlagerung nötig.

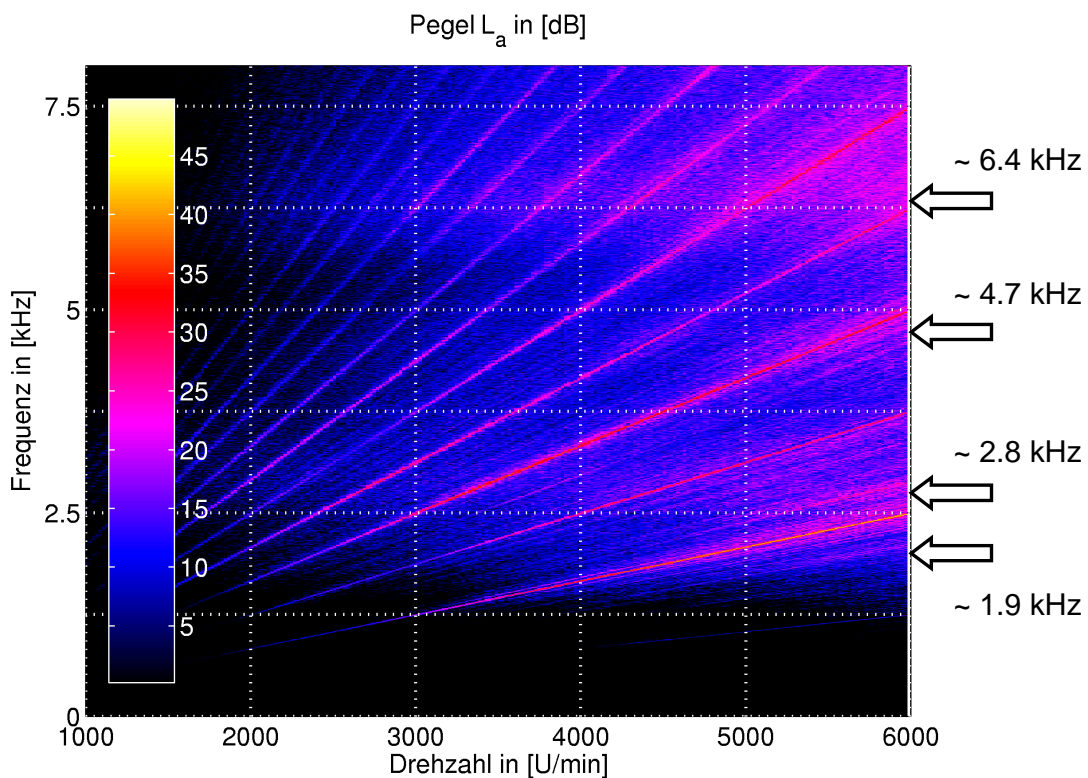


Abbildung 7.1 Resonanzen der Struktur im Campbelldiagramm

In den gemessenen Campbelldiagrammen (Abbildung 7.1 z. B. Trieb A mit leichter Hülsenkette und einer Vorspannung von 60 N) sind Resonanzen als waagerechte Bänder zu erkennen. Es treten vor allem Resonanzen bei etwa 1.9, 2.8, 4.7 und 6.4 kHz hervor. Diese Überhöhungen beruhen im Wesentlichen auf den Eigenfrequenzen der Zwischenradlagerungen. Das Körperschallfeld in der Lagerung von der Krafteinleitung zur Messstelle ist bei den Abmessungen des Körpers nach Abschnitt 5.1 zwar irrelevant, aber die angeregten Eigenformen des Lagers haben einen maßgeblichen Einfluss auf das Messergebnis.

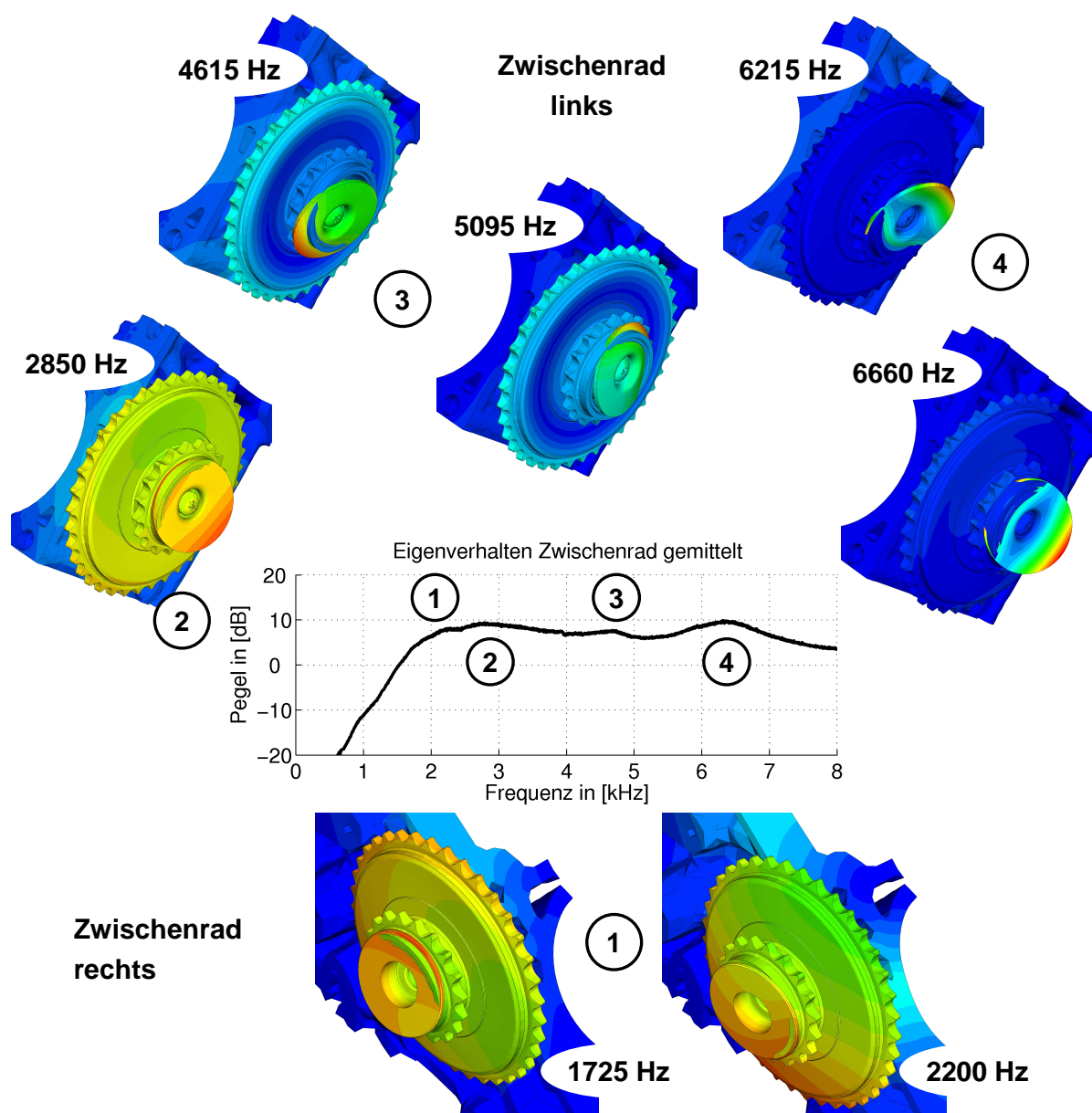


Abbildung 7.2 Eigenverhalten der Zwischenradlagerungen

Das Eigenverhalten der Zwischenradlagerungen ist in Abbildung 7.2 dargestellt. Die mit 1 und 2 bezeichneten niedrigen Eigenfrequenzen beschreiben eine Schwingung des

Lagerzapfens mit Zwischenrad gegen den Block. Die nächsten Eigenformen der linken Lagerung sind Schwingungen des Zapfens gegen das ruhende Rad und bei den höchsten betrachteten Eigenfrequenzen schwingt die Anlaufscheibe auf dem Zapfen. Eine experimentelle Modalanalyse an diesem System liefert kein befriedigendes Ergebnis, da die gleichmäßige Anregung der Lagerung über den betrachteten weiten Frequenzbereich nicht möglich ist und die Steifigkeit des ruhenden Systems nicht den Eigenschaften des Systems im vorgespannten, bewegten Kettentrieb entspricht. Die Impulsanregung der Lagerung im Anschlagversuch ermöglicht die ausreichende Einbringung der nötigen Energie nur bis zur ersten Eigenfrequenz, so dass die Bewertung der höheren Eigenformen damit ausgeschlossen ist. Eine Alternative bietet die Auswertung der gemessenen Campbelldiagramme. Während des Betriebs des Kettentriebs in der Messung wird die Struktur breitbandig stark genug angeregt und die Steifigkeitsverhältnisse richtig wiedergegeben. Aus den Campbelldiagrammen der gemachten Messungen werden die Zahneingriffsordnungen und ihre Oberwellen herausgefiltert und der verbleibende breitbandige Anteil über der Drehzahl gemittelt. Es ergibt sich das Eigenverhalten der Zwischenradlagerungen aus Abbildung 7.2.

Die vorhandenen Überhöhungen decken sich gut mit den Eigenfrequenzen der Modalanalyse nach der Methode der finiten Elemente. Da die beiden Zwischenradlagerungen konstruktiv etwas unterschiedlich ausgeführt sind, ergeben sich unterschiedliche Eigenformen. Die Wälzlagerung ist als Federelement mit einer mittleren, der Vorspannung entsprechenden Steifigkeit abgebildet. Die berechneten Eigenfrequenzen sind tendenziell etwas zu hoch, was in der Vernachlässigung der Ketten im Berechnungsmodell begründet ist, deren Masse die Frequenzen etwas verringern würde. Die Resonanzüberhöhungen aus dem gemessenen Schwingungsverhalten sind in ihrer Ausprägung breit und flach, was in den Eigenschaften des Systems begründet ist. Die schwankende Vorspannung des Systems und die damit wechselnde Steifigkeit „verschmieren“ die Eigenfrequenzen. Auch die wechselnden Kontakte zwischen Kettengliedern und Kettenrädern führen zu wenig ausgeprägten Resonanzstellen. Der Verlauf des Eigenverhaltens zeigt einen Anstieg bis zur niedrigsten Eigenfrequenz des Systems, ab da fällt der Pegel, unterbrochen von den Resonanzüberhöhungen, leicht ab.

Beim Abgleich von gemessener Beschleunigung und berechneter Kraft ist dieses Verhalten zu berücksichtigen. Da die niedrigste Eigenfrequenz des Systems eine Biegeschwingung des Lagerzapfens gegen den Block darstellt, wird der Zapfen als Massepunkt in einem Mehrmassensystem betrachtet und mit einer Federsteifigkeit und Dämpfung gegen die Umgebung gelagert. Das Kettenrad ist über die Wälzlagerung auf dem Zapfen montiert.

Nach [56] zeigt das Übertragungsverhalten von Wälzlagern eine weitgehende Unabhängigkeit von Drehzahl und Last. Das Verhalten über der Frequenz ist mit einem PT_2 -Glied vergleichbar, entspricht also einem Einmassenschwinger mit Dämpfung. Das Rad wird daher auch als Massepunkt mit einem Feder-Dämpfer-Element an den Lagerzapfen angebunden. Es ergibt sich der einfache Zweimassenschwinger aus Abbildung 7.3. An der Kettenradmasse greift die berechnete Kraft $F(t)$ an und an der Zapfenmasse wird die Beschleunigung $\ddot{x}_B(t)$ gemessen.

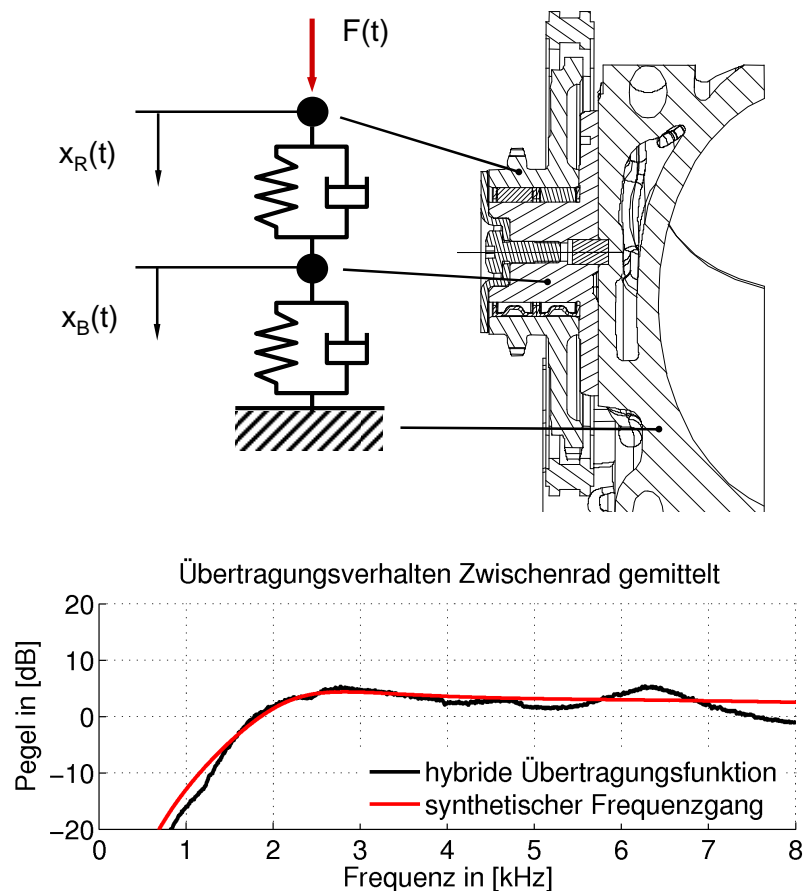


Abbildung 7.3 Übertragungsverhalten der Zwischenradlagerungen

Das dynamische Verhalten des vereinfachten Systems lässt sich durch ein Differentialgleichungssystem beschreiben. Die Bewegung der Körper wird durch die Freiheitsgrade $x_R(t)$ und $x_B(t)$ dargestellt.

$$\begin{aligned} m_B \cdot \ddot{x}_B(t) + d_B \cdot \dot{x}_B(t) + c_B \cdot x_B(t) + d_R \cdot (\dot{x}_B(t) - \dot{x}_R(t)) + c_R \cdot (x_B(t) - x_R(t)) &= 0 \\ m_R \cdot \ddot{x}_R(t) + d_R \cdot (\dot{x}_R(t) - \dot{x}_B(t)) + c_R \cdot (x_R(t) - x_B(t)) &= F(t) \end{aligned} \quad (7.1)$$

Durch die Laplace-Transformation [6] werden die Differentialgleichungen vom Zeit- in den Bildbereich transformiert, es entsteht ein algebraisches Gleichungssystem. Die Funktionen und ihre Ableitungen werden zum Zeitpunkt $t = +0$ zu $x_B, \dot{x}_B, x_R, \dot{x}_R(+0) = 0$ angenommen.

$$\begin{aligned} m_B \cdot s^2 \cdot X_B(s) + (d_B + d_R) \cdot s \cdot X_B(s) + (c_B + c_R) \cdot X_B(s) - d_R \cdot s \cdot X_R(s) - c_R \cdot X_R(s) &= 0 \\ m_R \cdot s^2 \cdot X_R(s) + d_R \cdot s \cdot X_R(s) + c_R \cdot X_R(s) - d_R \cdot s \cdot X_B(s) - c_R \cdot X_B(s) &= F(s) \end{aligned} \quad (7.2)$$

Nach Auflösen der ersten Gleichung aus (7.2) nach $X_R(s)$, Einsetzen in die zweite Gleichung und Umformen folgt die komplexe Übertragungsfunktion $G(s)$ zwischen der Beschleunigung $s^2 \cdot X_B(s)$ und der Kraft $F(s)$:

$$\begin{aligned} G(s) &= \frac{s^2 \cdot X_B(s)}{F(s)} \\ &= \frac{s^2 \cdot (d_R \cdot s + c_R)}{(m_R \cdot s^2 + d_R \cdot s + c_R) \cdot (m_B \cdot s^2 + (d_B + d_R) \cdot s + (c_B + c_R)) - (d_R \cdot s + c_R)^2} \end{aligned} \quad (7.3)$$

Aus der Übertragungsfunktion $G(s)$ lässt sich der Frequenzgang $G(j\omega)$ erstellen, der das frequenzabhängige Verhalten zwischen Ein- und Ausgangsgröße wiedergibt. Der Frequenzgang ist der Ausschnitt aus der Übertragungsfunktion auf der imaginären Achse mit $s = j\omega$ [17]. Da die Phasenlage der Schwingungen für die menschliche Wahrnehmung nicht relevant ist, genügt in der weiteren Betrachtung der Betrag des Frequenzgangs.

$$|G|_{dB} = 20 \cdot \lg|G(j\omega)|$$

Es entsteht die synthetische Frequenzkennlinie aus Abbildung 7.3. Da sie das Verhältnis zwischen Kraft am Kettenrad und Beschleunigung an der Lagerung wiedergibt, kann sie nicht direkt mit dem Eigenverhalten aus Abbildung 7.2 verglichen werden. Die anregende Kraft kann in der Messung nicht ermittelt werden, daher wird das Übertragungsverhalten mit Kräften aus der Berechnung bestimmt. Die Daten der gemessenen Campbelldiagramme werden über mehrere Messungen gemittelt und die frequenz- und drehzahlabhängigen Pegelwerte der berechneten Kräfte (siehe Abschnitt 7.2.1) werden von ihnen subtrahiert. Eine Mittelung der Ergebnisse über der Drehzahl ergibt dann das hybride Übertragungsverhalten in Abbildung 7.3 zwischen Ein- und Ausgang des Systems.

Die Parameter m_R und m_B des Differentialgleichungssystems entsprechen den ausgewogenen Rad- und Zapfenmassen. Eine berechnete Steifigkeitskennlinie des Wälzlagers liefert c_R als mittleren Wert aus dem Bereich der vorhandenen Vorspannung, die Dämpfung d_R stammt aus Literaturwerten aus [35]. Die Steifigkeit des Lagerzapfens c_B lässt sich aus einem FE-Modell ermitteln, während die Dämpfung d_B , die hauptsächlich auf Fugendämpfung in der Verschraubung zum Motorblock besteht, eigentlich nur

messtechnisch ermittelt werden kann [36]. Da das hybride Übertragungsverhalten aus der Summation der Campbelldiagramme bekannt ist, wird d_B so gewählt, dass die Überhöhung der ersten Eigenfrequenz des Systems richtig wiedergegeben wird.

Der synthetische Frequenzgang gibt das Übertragungsverhalten gut wieder, besonders die erste Eigenfrequenz wird exakt nachgebildet. Die höheren Eigenfrequenzen können mit dem einfachen Zweimassenschwinger natürlich nicht abgebildet werden. Auch der Anstieg vor der ersten Eigenfrequenz ist bei der synthetischen Kennlinie etwas zu flach. Für einen Vergleich der berechneten Kraft mit der gemessenen Beschleunigung ist dieser Modellierungsansatz dennoch ausreichend, um die gemessenen Effekte gut wiederzugeben. Daher werden die Kräfte aus der MKS-Berechnung in Abschnitt 7.3 für den direkten Vergleich mit der Messung mit diesem Frequenzgang gewichtet. Der Abgleich der Berechnungsergebnisse auf die Messung erfolgt einerseits durch die Detaillierung des MKS-Modells und andererseits durch die Optimierung der Auswertung. Die Nutzung der Berechnungsergebnisse bei der Ermittlung des Übertragungsverhaltens vor ihrer Vorstellung in Abschnitt 7.3 zeigt, dass der Abgleich ein iterativer Prozess ist.

7.2 Auswertung der Berechnungsergebnisse

Neben der Gewichtung der berechneten Kräfte mit dem Frequenzgang aus dem vorigen Abschnitt ist eine den Messdaten gleichwertige Auswertung nötig. Bei der Vorstellung der Messergebnisse in Kapitel 5 wurde nicht genauer auf die Auswertung eingegangen, das wird in diesem Zusammenhang nun nachgeholt.

7.2.1 Berechnung der Campbelldiagramme

Um die Auswertung der Ergebnisse bis zu Frequenzen von 10 kHz zu ermöglichen, wird in der MKS-Berechnung eine Ausgabeschrittweite von $2 \cdot 10^{-5}$ s verwendet. Das entspricht einer Frequenz von 50 kHz und bietet einen ausreichenden Abstand zum SHANNONSchen Abtasttheorem, das eine Frequenz von mindestens 20 kHz fordert. Die Dauer des Hochlaufs von 500 bis 7000 U/min beträgt 13 s, um den Einfluss des Drehzahlgradienten auf die Ergebnisse der FFT zu verringern. Das entspricht zwar nur etwa einem Viertel der Hochlaufdauer aus der Messung, stellt aber einen guten Kompromiss aus Rechenzeit und Genauigkeit dar.

Bei der FFT wird eine Fensterfunktion verwendet, um das „Verschmieren“ des Spektrums, falls relevante Frequenzen zwischen zwei Analysefrequenzen liegen, zu minimieren. Bei Signalen mit hauptsächlich tonalen Anteilen wie dem „chain whine“ ist die Verwendung eines Hanning-Fensters empfehlenswert [21], dabei tritt ein maximaler Amplitudenfehler von

$\Delta L_{\max} = -1.4 \text{ dB}$ auf. Mit der Gewichtung des Signals im Zeitbereich durch die Fensterfunktion ist eine Absenkung der berechneten Amplituden im Frequenzbereich verbunden, die durch einen Faktor von 2 in der Auswertung korrigiert werden muss. Die Fensterlänge der FFT beträgt 4096 Samples, was eine Frequenzauflösung von $\Delta f \approx 12.2 \text{ Hz}$ ermöglicht. Die berechneten Amplituden der FFT werden noch mit dem Faktor $1/\sqrt{2}$ in den Effektivwert umgerechnet. Sowohl die Messung als auch die Berechnung wird jeweils durch die Summation von mehreren Kanälen ausgewertet, so dass sich der Gesamtpegel als Summe der Einzelwerte ergibt.

$$L_{F,\text{ges}} = 10 \cdot \lg \left(\sum_{i=1}^n \left(\frac{F_i}{F_0} \right)^2 \right) \text{ dB} = 20 \cdot \lg \left(\sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{F_i}{F_0} \right)^2} \right) \text{ dB}$$

Die Bezugskraft F_0 in der Auswertung der berechneten Kräfte beträgt 1 N, entsprechend sind alle gemessenen Beschleunigungen auf die Größe $a_0 = 1 \text{ m/s}^2$ bezogen. Das so berechnete Gesamtspektrum wird mit der synthetischen Frequenzkennlinie aus Abschnitt 7.1 gewichtet und über der Frequenz und Drehzahl dargestellt.

7.2.2 Berechnung der Ordnungsschnitte und Gesamtpegel

Die Auswertung der Ordnungsschnitte erfolgt mit der gleichen Ausgabeschrittweite und Hochlaufdauer wie die, die zur Erstellung der Campbelldiagramme genutzt werden. Um aber über den Hochlauf keine konstante Frequenzauflösung wie beim Campbelldiagramm zu bekommen, sondern eine konstante Ordnungsbreite, wird die Fensterlänge der Drehzahl angepasst. Die Länge ist dann bei niedrigen Drehzahlen entsprechend größer (Abbildung 7.4).

$$l = \frac{60}{\Delta MO \cdot n \cdot T}$$

mit

ΔMO	Ordnungsbreite
n	Drehzahl in [U/min]
T	Ausgabeschrittweite in [s]

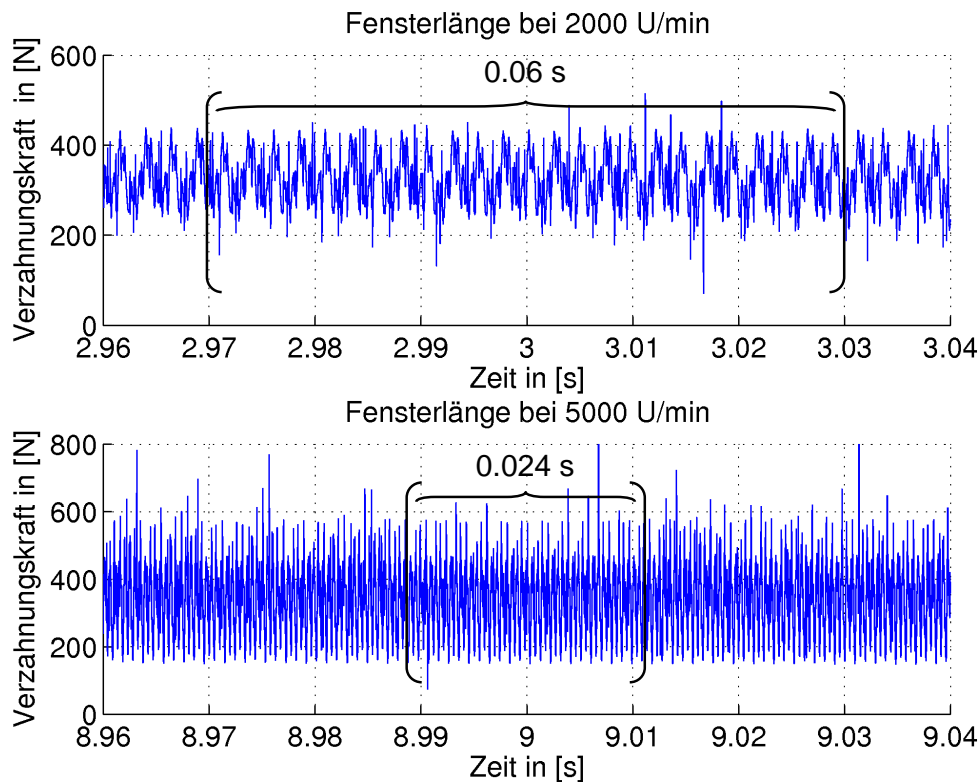


Abbildung 7.4 Fensterlänge bei FFT mit konstanter Ordnungsauflösung

Die FFT erfolgt in Drehzahlschritten von 20 U/min. Um den Zusammenhang zwischen der zeitlichen Struktur eines Signals und den dynamischen Eigenschaften des menschlichen Gehörs zu berücksichtigen, wird das Signal zeitabhängig bewertet [21]. Die Zeitkonstante zur Bewertung beträgt $\tau = 1000$ ms. Die Bewertung wird mit dem folgenden Zusammenhang ermittelt:

$$\bar{F}_n = \left(1 - e^{-\frac{\Delta T}{\tau}}\right) \cdot F_n + e^{-\frac{\Delta T}{\tau}} \cdot \bar{F}_a$$

mit

- ΔT Zeit zwischen den FFTen
- F_n aktueller Ergebniswert
- \bar{F}_a alter Mittelwert
- \bar{F}_n neuer Mittelwert

Diese exponentielle Mittelung wird für jede Ordnung einzeln berechnet. Alle weiteren relevanten Rechenschritte entsprechen dem Vorgehen bei der Erstellung der Campbelldiagramme. Das Vorgehen bei der Berechnung der Gesamtpegel ist mit dem bei der Ordnungsschnitterstellung vergleichbar, nur vor der exponentiellen Mittelung erfolgt die

Addition der Pegel. Die Berechnung des Gesamtpegels inkohärenter Signale $f_1 \neq f_2$ ergibt sich zu [11]:

$$L_{\text{ges}} = 10 \cdot \lg \left(\sum_{j=1}^m 10^{L_j/10} \right) \text{ dB}$$

Die so berechneten Ergebnisse entsprechen vom Vorgehen bei der Auswertung den ausgewerteten Messergebnissen und sind direkt mit ihnen vergleichbar. Der Abgleich von Messung und Berechnung erfolgt im nächsten Abschnitt, wobei besonders auf den Einfluss der Überlegungen aus Abschnitt 7.1 und zum Abschluss auf die Möglichkeiten der rechnergestützten Akustikbewertung eingegangen wird.

7.3 Vergleich Messung und Berechnung

Die Betrachtungen in Kapitel 6 zum Vergleich der Ergebnisse aus FE- und MKS-Berechnung wurden ohne den Einfluss von Dämpfungseigenschaften gemacht. Die Parameter des MKS-Modells zur Modellierung von Dämpfung vor und im Kontakt werden jetzt genutzt, um die Berechnungsergebnisse auf die Messergebnisse abzugleichen. Drei Parameter beschreiben den Verlauf der Dämpfungskennlinie vor Kontakt. Da die umfangreiche Betrachtung der akustischen Eigenschaften, wie sie in Abschnitt 5.5 für die Messergebnisse vorgenommen wurde, eine sinnvolle Reduktion auf wenige quantitative Größen nicht zulässt, erfolgt der Abgleich nicht über DOE-Methoden, sondern als iterativer Prozess über Parametervariationen.

Die im Folgenden dargestellten Ergebnisse sind mit den so ermittelten Parametern berechnet und wie die Ergebnisse der Messungen Summen über beide Zwischenradlagerungen und die Hoch- und Querrichtung. Der Vergleich von Messung und Berechnung ist nicht so ausführlich wie die Darstellung der Messergebnisse, sondern beschränkt sich auf einige wichtige Erkenntnisse.

7.3.1 Vergleich am Gesamtsteuertrieb

Wie in der Messung zeigt sich auch in den Berechnungsergebnissen des Gesamtsteuertriebs mit Ventilbetätigung die Modulation der Zahneingriffsfrequenzen und ihrer Oberwellen mit den dominanten Motorordnungen. Abbildung 7.5 zeigt den berechneten Pegel im Campbelldiagramm vergleichbar mit dem Messergebnis in Abbildung 5.9.

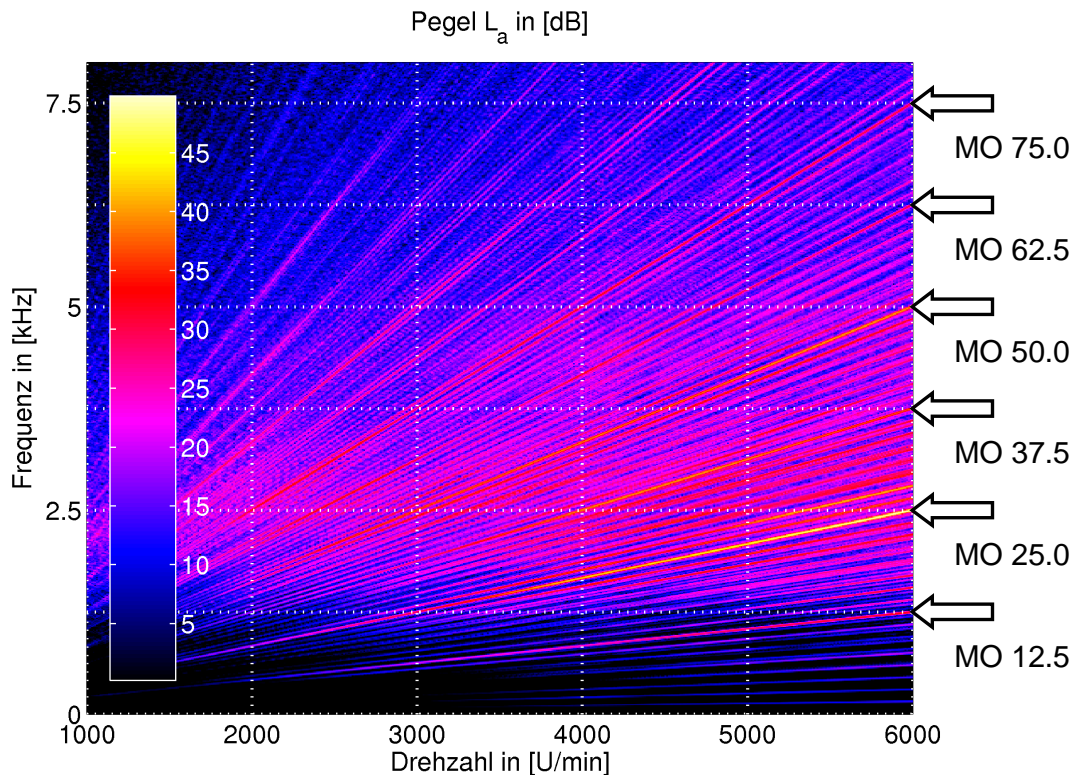


Abbildung 7.5 Berechnetes Spektrum des Gesamtsteuertriebs mit Ventilbetätigung

Der Einfluss der Ventilbetätigung lässt sich gut im Vergleich mit Abbildung 7.6 erkennen, die der Messung aus Abbildung 5.10 entspricht. Ein quantitativer Vergleich von Messung und Berechnung zeigt die Überbetonung der Eigenfrequenz des Systems bei etwa 1.9 bis 2.8 kHz und das Fehlen der höheren Eigenfrequenzen besonders oberhalb von 6 kHz in der Berechnung, was in der verwendeten synthetischen Frequenzkennlinie begründet ist. Die Kennlinie wurde auf die erste Eigenfrequenz abgestimmt und stellt die höheren nicht dar. Dazu wäre die Modellierung als Mehrmassenschwinger mit mehr als zwei Massen nötig. Dabei ist aber eine physikalisch interpretierbare Aufteilung der Massen kaum möglich, ebenso wenig wie die praktikable Bestimmung der benötigten Steifigkeiten und Dämpfungen. Für den Vergleich von Messung und Berechnung ist die Modellierung als Zweimassenschwinger ausreichend. Die Überhöhung der ersten Eigenfrequenz wurde als Mittelung aus den in größerer Zahl vorhandenen Messungen am Trieb A bestimmt und ist daher bei der Anwendung der Kennlinie auf den Gesamtsteuertrieb etwas zu ausgeprägt. Am Gesamtsteuertrieb greifen an jedem Zwischenrad zwei Ketten ein, was zu einer höheren Masse am Kettenrad und zusätzlichen Kontakten führt. Durch die zusätzlichen Kontakte ändern sich die Dämpfungseigenschaften des Systems, was mit der zusätzlichen Masse zu einer anderen, in diesem Fall etwas niedrigeren, Ausprägung der Resonanzüberhöhung führt.

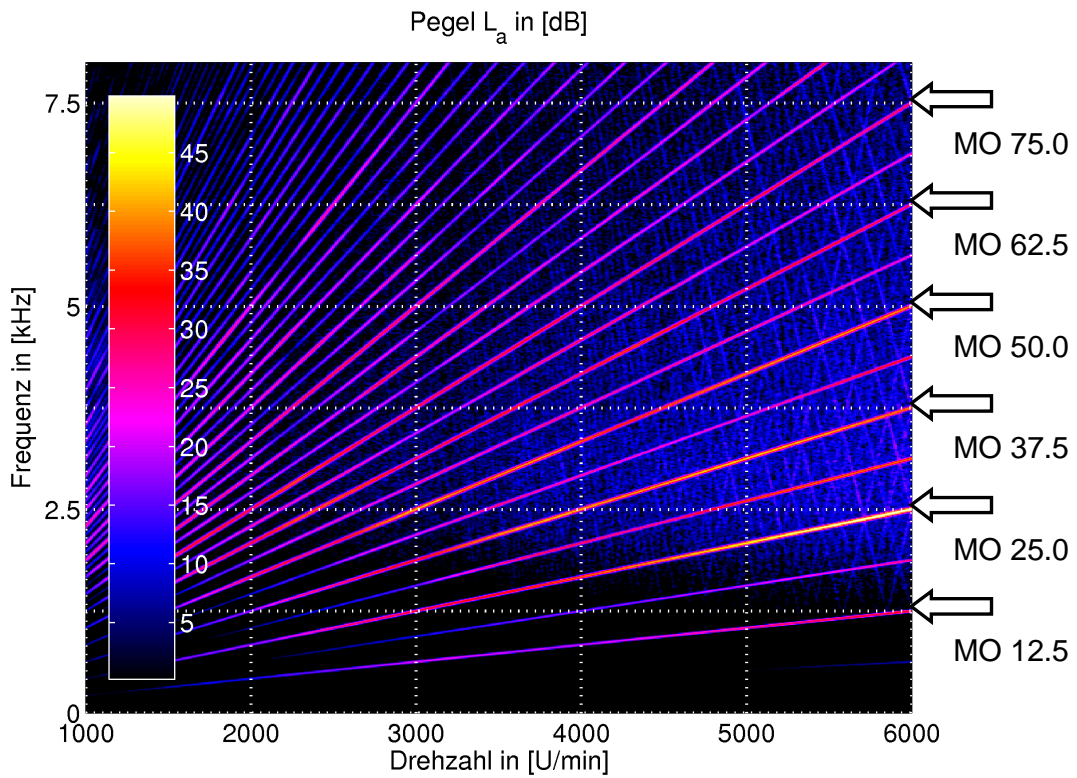


Abbildung 7.6 Berechnetes Spektrum des Gesamtsteuertriebs ohne Ventilbetätigung

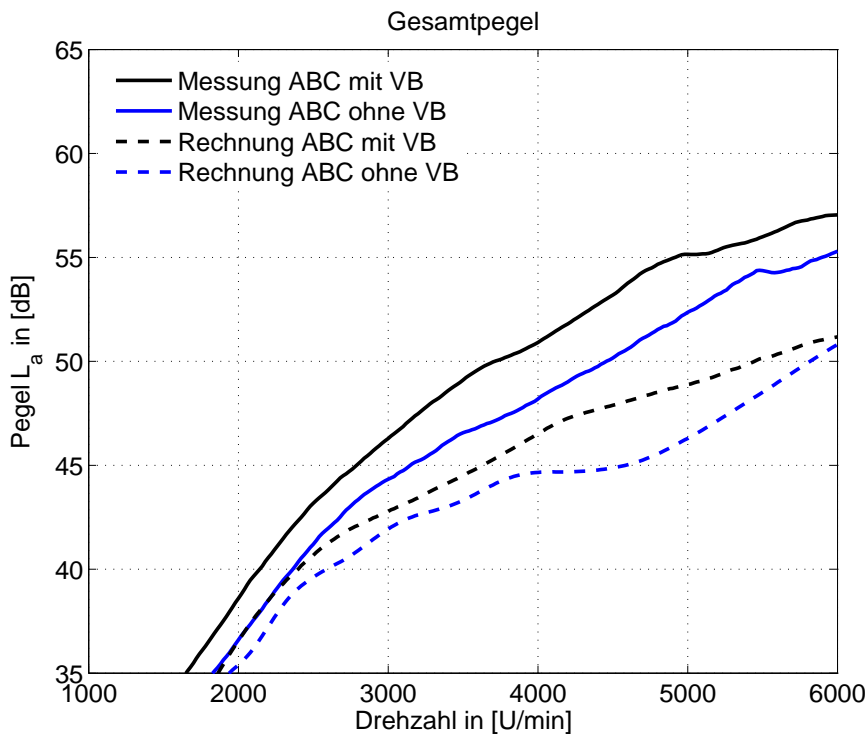


Abbildung 7.7 Einfluss der Ventilbetätigung auf den berechneten Gesamtpegel

Der Anstieg bis zur ersten Eigenfrequenz kann aber gut wiedergegeben werden, so stimmen Verlauf und Verhältnis von Motorordnung 12.5 und 25.0 (Frequenzbereich bis etwa 2.5 kHz) gut mit der Messung überein. Die Berechnungsergebnisse zeigen keinen so deutlichen Abfall bei niedrigen Drehzahlen unter 3000 U/min wie in der Messung, wohingegen der breitbandige Anteil aus der Messung kaum vorhanden ist, besonders deutlich ohne Ventilbetätigung. Diese Anteile resultieren zum Teil aus Anregungen, die nicht vom Kettentrieb stammen sondern z. B. aus dem Ölkreislauf oder Lagerstellen, die das Spektrum über den gesamten Frequenzbereich anregen, und können daher im Berechnungsergebnis nicht vorhanden sein.

Der Vergleich der Gesamtpegel in Abbildung 7.7 zeigt, dass die Berechnung mit zunehmender Drehzahl eine größer werdende Differenz zur Messung aufweist, die bei 6000 U/min etwa 5 bis 6 dB beträgt. Wie schon die Gegenüberstellung der Campbelldiagramme gezeigt hat, liegt auch diese Differenz in den gemessenen breitbandigen Anteilen, die nicht aus dem Kettentrieb stammen, begründet. Der Einfluss der Ventilbetätigung von etwa 2 dB über den gesamten Drehzahlbereich kann in der Berechnung gut nachvollzogen werden.

7.3.2 Vergleich am Primärtrieb

Neben den Ergebnissen am Gesamtsteuertrieb werden auch noch die Ergebnisse für die Untersuchungen am Trieb A zwischen Messung und Berechnung verglichen. Abbildung 7.8 zeigt den Vergleich gemessener und berechneter Ordnungsschnitte mit leichter und schwerer Hülsenkette (siehe auch Abschnitt 5.5.3). Wie aus den Messergebnissen zu erwarten ist, sind auch die Differenzen in der Berechnung gering. Der auffälligste Unterschied ist der erhöhte Pegel in der Motorordnung 12.5 mit der leichten Hülsenkette, der so auch aus der Messung bekannt und physikalisch plausibel ist. Die Verläufe der Pegel in den einzelnen Ordnungen sind gut wiedergegeben und auch das Verhältnis der Pegel der Ordnungen zueinander stimmt überein. Überhöhungen, in denen die gemessenen Ordnungen Resonanzen der Struktur aus Lagerung und Motorblock durchlaufen, sind in der Berechnung nicht enthalten. Dies würde die Verwendung einer Frequenzkennlinie eines Mehrmassenschwingers mit mehr als zwei Massen zur Gewichtung der Berechnungsergebnisse erfordern, ist aber für den hier angestrebten Vergleich nicht nötig.

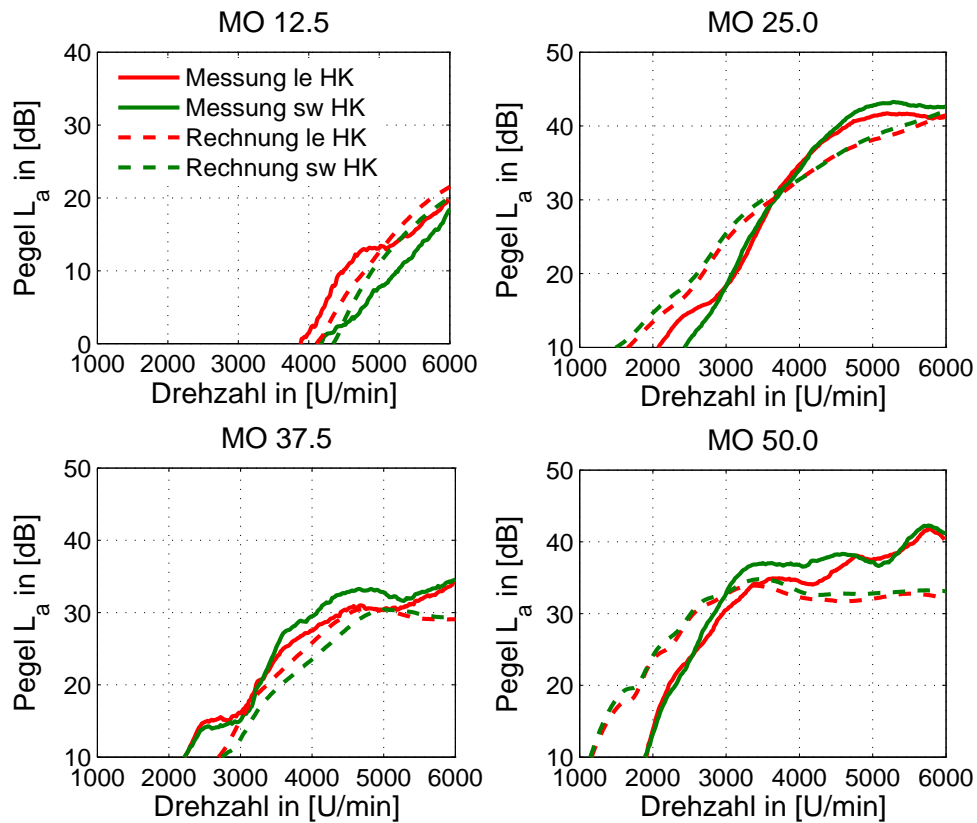


Abbildung 7.8 Einfluss der Ketteneigenschaften auf die berechneten Ordnungsschnitte

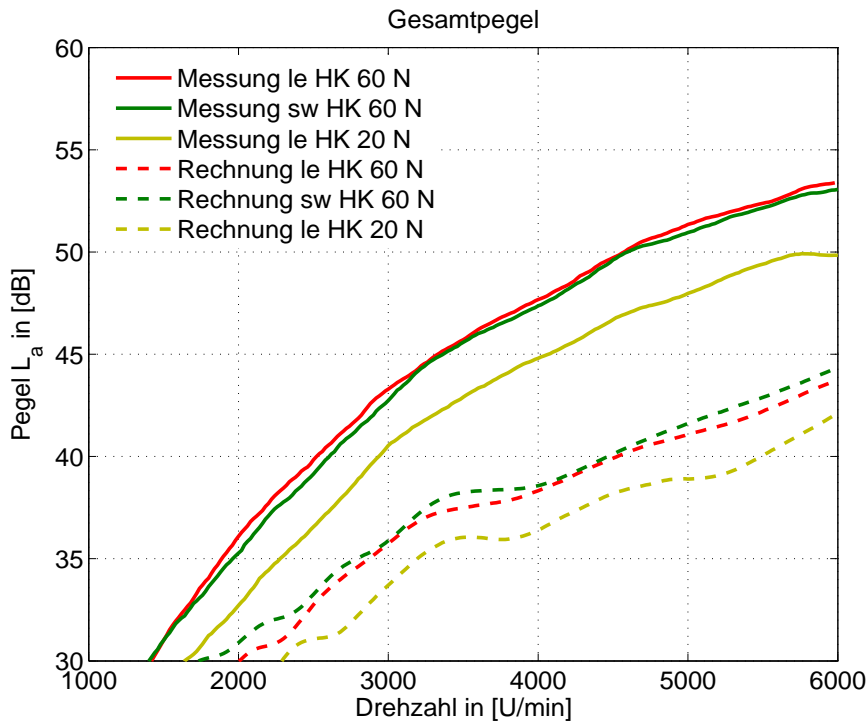


Abbildung 7.9 Einflüsse auf den berechneten Gesamtpegel am Trieb A

Die gemessenen und berechneten Gesamtpegel der betrachteten Varianten am Trieb A sind in Abbildung 7.9 dargestellt. Wie bei den Gesamtpegeln am Gesamtsteuertrieb ist auch hier eine mit steigender Drehzahl zunehmende Differenz zwischen Messung und Berechnung erkennbar. Die Ursache für diese Abweichung liegt wieder in den gemessenen breitbandigen Anteilen aus dem Versuchsaufbau. Die Differenz steigt bei 6000 U/min auf etwa 7 bis 8 dB an. Der Einfluss der Ketteneigenschaften, der in der Messung gering ist, wird in der Berechnung entsprechend wiedergegeben, genau wie der Einfluss der Vorspannung von etwa 2 dB. Die niedrigere Vorspannung wirkt sich positiv auf den Gesamtpegel aus.

7.4 Ergebnisse

Nach der Vorstellung des Vergleichs von Messung und Berechnung im vorigen Abschnitt werden nun die Möglichkeiten der Berechnung genauer bewertet. Der Vergleich der Ordnungsschnitte und Campbelldiagramme zeigt die Darstellbarkeit der Pegel in der halben und vollen Zahneingriffsfrequenz in der Berechnung. Der Verlauf der Pegel in den einzelnen Ordnungen aus dem Kettentrieb wird qualitativ und das Niveau quantitativ gut wiedergegeben. Bis zur ersten Oberwelle der Polygonfrequenz, hier Motorordnung 50.0, ist die Abbildung in der Simulation noch sehr gut. Die Messungen werden auch im Campbelldiagramm qualitativ gut wiedergegeben und grundsätzliche Einflüsse wie z. B. die Anregungen sind darstellbar.

Da die gemessenen Gesamtpegel nicht nur die reine Körperschallanregung aus dem Kettentrieb enthalten, ist hier nur ein relativer Vergleich mit den Berechnungsergebnissen sinnvoll. Die Einflüsse von wechselnden Lasten am Kettentrieb und der Vorspannung des Spannelements werden gut wiedergegeben und können anhand der Simulation beurteilt werden. Die relative Beurteilung verschiedener Berechnungsvarianten ist praktisch ausreichend für die Optimierung der akustischen Eigenschaften von Kettentrieben.

Neben den Möglichkeiten der Simulation wird noch auf die Differenzen zur Messung eingegangen, dabei sind sowohl Messung als auch Berechnung zu betrachten. Zunächst zeigt Abbildung 7.10 den Mittelwert der Messungen am Trieb A mit leichter Hülsenkette und 60 N Vorspannung am Spannelement, wie er zum Vergleich mit der Berechnung herangezogen wurde. Zusätzlich ist noch die Standardabweichung aus den vier gemachten Messungen dargestellt, die je nach Ordnung bis zu 3 dB beträgt. Zwei der Messungen wurden jeweils hintereinander durchgeführt und dazwischen lag ein Umbau des Prüfstands. Trotz nominell gleichem Aufbauzustands und gleichen Randbedingungen unterliegen die Messergebnisse nicht zu vernachlässigenden Streuungen. Diese sind in Effekten begründet, die nicht im Berechnungsmodell abgebildet sind. So variiert z. B. die Vorspannung von

Verschraubungen und die Position der verschraubten Bauteile geringfügig, auch Temperatur und Luftgehalt des Öls lassen sich nur mit begrenzter Genauigkeit reproduzieren. Die Summation von Effekten, die im Einzelnen vernachlässigbar sind, führt insgesamt zu einer statistischen Verteilung der Messergebnisse. Beim Vergleich mit Berechnungen ist daher immer eine Mittelung über mehrere Messungen anzustreben, um statistisch abgesicherte Messergebnisse zu verwenden.

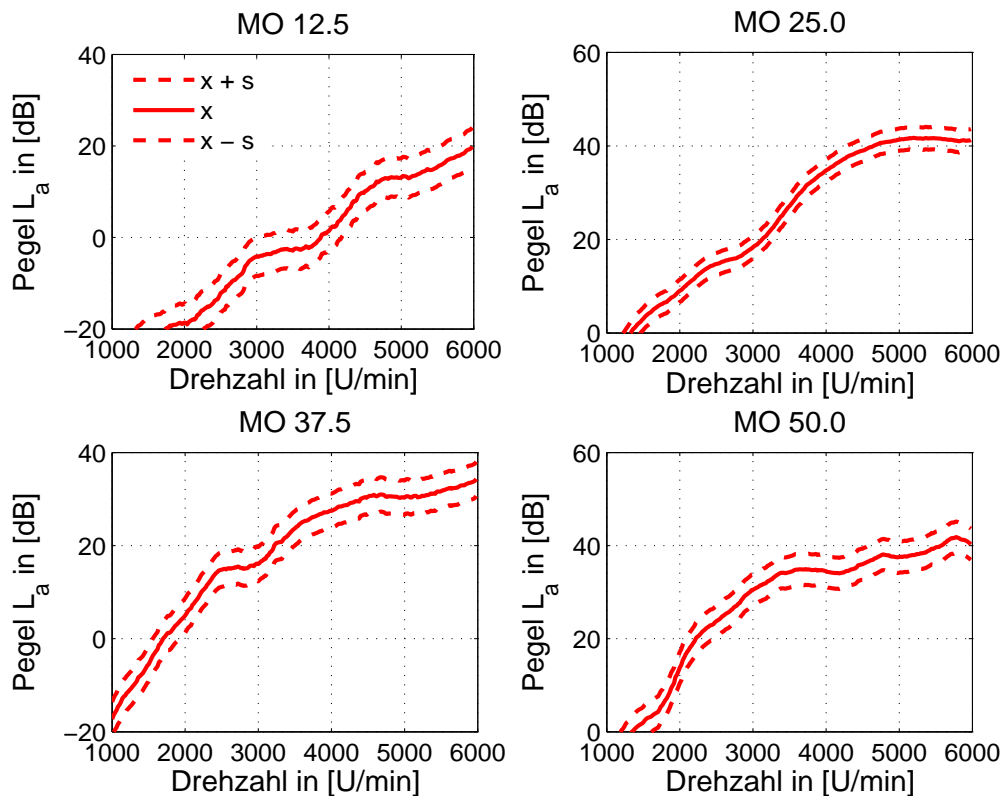


Abbildung 7.10 Streuung der gemessenen Ordnungsschnitte

Auch die Modellierung des Systems in der Berechnung enthält Unsicherheiten in der Abbildung des realen Kettentriebs, so zeigen experimentelle Untersuchungen in [14] eine Abhängigkeit der Drehbeschleunigung der Wellen von den Schmierungsverhältnissen. Die hier zum Abgleich verwendeten Parameter der Dämpfung vor Kontakt modellieren einen Ölfilm auf der Verzahnung. Dieser wird im realen Kettentrieb nicht an allen Kettenrädern gleich sein, ist aber im Modell so angenommen. Die unterschiedliche Variation der Parameter zur Dämpfungsmodellierung an den verschiedenen Kettenrädern könnte somit die Ergebnisse weiter beeinflussen. Am realen Kettentrieb wird die Variation der Kontaktverhältnisse von Kettenglied zu Kettenrad von Kontakt zu Kontakt durch Schmierungsverhältnisse und Toleranzen eine stochastische Verteilung der

Kontaktkraftpeaks bewirken, was in der Akustikauswertung die breitbandigen Anteile des Kettengeräusches („chain wash“) liefert. Durch die immer gleiche Modellierung der Kontakte im Berechnungsmodell werden diese Anteile in der Simulation nicht wiedergegeben.

Auch wenn bei dieser Untersuchung alle Kettenräder mit gleichen Dämpfungseigenschaften abgebildet sind und die Dämpfungsparameter nur durch die iterative Parametervariation und den subjektiven Vergleich von Messung und Berechnung ermittelt wurden, ist die Abbildung der entscheidenden Einflüsse durch den erreichten Detaillierungsgrad im Modell möglich, wie die angestellten Vergleiche zeigen. Die akustische Bewertung und daraus resultierend die akustische Optimierung von Kettentrieben durch die Variation verschiedener Parameter am Kettentrieb wird auf dieser Grundlage im nächsten Kapitel durchgeführt. Die qualitative Vorhersage von Kettengeräusch ist mit dem erreichten Stand sicher möglich, auch wenn der Abgleich unter Umständen noch verbessert werden kann. Ob weitere Effekte, als die beim Abgleich gezeigten, auch quantitativ bewertet werden können, ist nur auf Basis entsprechender Nachmessungen zu entscheiden.

8 Rechnergestützte Akustikoptimierung

Mit dem im vorigen Kapitel erreichten qualitativ guten Modellierungsstand, der Einflüsse aus der Anregung bzw. Last auch quantitativ gut wiedergibt, werden nun verschiedene Parametervariationen durchgeführt. Nach der Identifikation akustisch relevanter Parameter folgt die Überprüfung und Bewertung ihrer Auswirkungen auf den betrachteten Steuertrieb. Die gemachten Untersuchungen zeigen zum Schluss das Potential zur Optimierung der akustischen Eigenschaften des Kettentriebs auf, dieser wird dann weiteren Varianten von V-Motorsteuerkettentrieben gegenübergestellt.

8.1 Identifikation akustisch relevanter Parameter

In der Literatur finden sich eine ganze Reihe von Veröffentlichungen, die die Akustik von Kettentrieben behandeln. Im Stand der Technik in Abschnitt 1.2 liegt der Schwerpunkt auf der Berechnung von Kettentrieben unabhängig von den betrachteten Eigenschaften. Hier liegt der Fokus auf der Akustik von Kettentrieben unabhängig von der Untersuchungsmethode, so dass nun zusätzlich experimentelle Arbeiten betrachtet werden, um mögliche akustisch relevante Parameter zu selektieren. Die im Folgenden dargestellten Arbeiten beschränken sich auf Messungen von Luftschall, Kontaktkräften und Beschleunigungen zur Beurteilung der Akustik und Berechnungen, die die systematische Analyse von Einflüssen an dynamischen Modellen nach dem heutigen Stand der Technik behandeln. Veröffentlichungen, die nur Untersuchungen an Teilen des Gesamtsystems Kettentrieb bzw. rein kinematische Betrachtungen beinhalten, werden nicht aufgeführt.

FAWCETT untersucht in [14] den Einfluss der Schmierungsverhältnisse auf die Winkelbeschleunigungen am Kettenrad. Er betrachtet die Schmierung über Öltropfen, -düsen und -bad bei verschiedenen Drehzahlen und Ölviskositäten an einem ungeführten Zweiwelldentrieb. Die Beschleunigungen können je nach Drehzahl durch eine entsprechende Schmierung reduziert werden, die weitere Erhöhung der Schmierölmenge bringt dann keine Verbesserung mehr.

Den Einfluss verschiedener Parameter auf den gemessenen Luftschall ebenfalls an einem Zweiwelldentrieb ohne Führungselemente untersucht UEHARA in [66]. Der Zahneingriff stellt dabei die Hauptgeräuschquelle dar. Das Geräusch nimmt dabei ohne Schmierung bzw. mit steigender Drehzahl, Teilung und Vorspannung zu. Bei hoher Drehzahl ist der Einfluss der Vorspannung geringer, da der Drehzahleinfluss dominiert.

In [10] betrachtet CONWELL den Kontaktkraftpeak zwischen Kettenglied und Verzahnung, der mit wachsender Drehzahl und Last zunimmt. Wegen der linearen und nichtlinearen Schwingungsphänomene erfolgt der Anstieg aber nicht monoton. Die Wirkrichtung der Stoßkraft ist hauptsächlich radial, bekommt aber mit steigender Drehzahl eine zunehmend tangentielle Komponente.

Die Abhängigkeit des gemessenen Luftschalls in der Zahneingriffsfrequenz von Last und Drehzahl zeigt LIU in [41]. An einem ungeführten Zweiwellentrieb steigt das Geräusch mit zunehmender Drehzahl und Last, wobei der Einfluss der Last bei hohen Drehzahlen wächst. An einem Trieb mit vier Kettenrädern wird das akustische Verhalten von Rollen- bzw. Zahnkette verglichen, sowohl in der Polygonfrequenz als auch im Gesamtpegel ist die Zahnkette leiser.

Neben dem Einfluss der Zahnformen auf das Drehschwingungsverhalten eines R4-Ausgleichs- und eines R4-Steuerkettentriebs betrachtet LACH in [38] rechnerisch unter anderem auch die auftretenden Kontaktkräfte in der Verzahnung. Während das Schwingungsverhalten von der Zahnform fast unbeeinflusst ist, treten mit einer schmalen Zahnformenform deutlich höhere Kräfte am Beginn und am Ende der Zahneingriffsphase auf.

SOPOUCH untersucht in [63] ebenfalls den Einfluss der Zahnform auf den Kontaktkraftverlauf in der Berechnung. Die Unterschiede zwischen schmaler und weiter Zahnform nach DIN sind sehr gering. Der Ansatz eines geführten Einlaufs des Kettengliedes auf den Zahn durch eine noch schmalere Verzahnungskontur ist nicht zielführend, es kommt zu mehrmaligen Kontaktkraftpeaks bei erhöhten Kräften. Die Untersuchungen zum Einfluss des Spannelements zeigen keine nennenswerte Polygonfrequenz im Spannerdruck bei Spannelementen mit Drossel, wohingegen die Zahneingriffsfrequenz bei Spannern mit Rückschlagventil mit steigender Drehzahl steigt. Die Auswertung der Schienenbeschleunigung von SCHAFFNER in [59] am gleichen Beispiel ergibt mit Rückschlagventil ebenfalls eine deutliche Polygonfrequenz mit Modulation durch die dominanten Motorordnungen. Der Einsatz eines Überdruckventils im Hochdruckraum des Spanners führt zur Absenkung der Zahneingriffsfrequenz und ihrer Modulation im Spannerdruck.

Den Vergleich von 8 mm zu 3/8" Teilung und Hülsen- zu Zahnkette bei verschiedenen Achsabständen und Drehzahlen an einem geführten Zweiwellentrieb betrachtet HÖSL in [24]. In der dynamischen Berechnung führen sowohl Zahnkette als auch kleinere Teilung zu kleineren Lagerkräften. Der optimale Achsabstand variiert aber je nach Kraftereinleitungsstelle, was bei der Optimierung die Kenntnis der dominanten Schallentstehungspfade erfordert.

In [26] zeigt JOERRES die statistische Auswertung verschiedener Varianten an einem R4-Steuertrieb mittels DOE in Versuch und Berechnung. Im Versuch werden der axiale Versatz der Kettenräder auf Kurbelwelle und Nockenwelle, der Leckagespalt am Spannelement, der Schienenradius, die Kettenlängung, die Schienenposition und die Zahnform auf der Kurbelwelle und der Nockenwelle variiert. Die Auswertung der Summe der Amplituden in der Polygonfrequenz zwischen 1000 und 2500 U/min ergibt ein Minimum bei großer Spannerleckage, großer Kettenlängung und weiter Zahnform auf der Kurbelwelle. Die Ergebnisse der Berechnung gleichen den Aussagen der Messung, wobei der axiale Versatz nicht variiert wurde. Die Amplitude der berechneten Kettenkraft in der Zahneingriffsfrequenz bei 1500 U/min wurde ausgewertet. Die optimale Zahnform war in der Messung nur auf der Kurbelwelle die weite Zahnücke, nicht aber auf der Nockenwelle. Der Einfluss der Zahnückenform kann also je nach Drehzahl und Zähnezahl variieren.

An einem R4-Steuerkettentrieb untersucht YOUNG in [75] den Einfluss gummierter Kettenräder, verschiedener Zahnformen und der Spannercharakteristik auf den Luftschall in der Polygonfrequenz im gesamten Drehzahlbereich. Als Zahnformen werden asymmetrische Zahnücken mit vergleichsweise steilen Zahnflanken an der Einlaufseite und flachen an der Auslaufseite verwendet, was einem hohen Rollenbett beim Einlauf entspricht, und die Akustik positiv beeinflusst. Zusätzlich moduliert die zufällige Verteilung zweier asymmetrischer Zahnücken die Zahneingriffsfrequenz. Die Verringerung der Dämpfung am Spannelement sowie die Gummierung der Kettenräder senken ebenfalls das entstehende Geräusch.

In [16] stellt FINK eine Vielzahl von Untersuchungen zum Einfluss von Kettenteilung, Kettentypen, Spannerdämpfung, Gummierung und Fliehringen an den Kettenrädern vor. Beschleunigungsmessungen an einem Massenausgleichstrieb zeigen deutliche akustische Vorteile einer 7 mm gegen eine 8 mm Hülsenkette und geringe Vorteile einer 8 mm Rollenkette gegenüber der Hülsenkette, dabei wurde der Gesamtpegel und der Summenpegel aus der Polygonfrequenz und ihren Harmonischen ausgewertet. Der Einsatz von Fliehringen verringert an einem anderen Massenausgleichstrieb das Geräusch in der Zahneingriffsfrequenz im Körper- und Luftschall, genau wie die Gummierung des Kurbelwellenkettensrades in einem Reihenmotorsteuertrieb. An einem weiteren Steuerkettentrieb senkt der Ersatz der 8 mm Hülsenkette durch eine 8 mm Zahnkette den gemessenen Luftschall in der Polygonfrequenz und ihren Oberwellen. Körperschallmessungen am gleichen Kettentrieb zeigen akustische Vorteile für Spannelemente mit reduzierter Dämpfung.

Veröffentlichungen	[14]	[66]	[10]	[41]	[38]	[63]	[59]	[24]	[26]	[75]	[16]	Σ
Parameter												
Geschwindigkeit / Drehzahl	x	x	x	x	x	x	x	x		x	x	
Teilung / Zähnezahl		x						x			x	x
Trumlänge / Achsabstand								x				x
Schmierung	x											
Kettenlänge / -länge									x			
Axialer Versatz der Räder									x			
Zahnform									x	x		x
Spannerdämpfung									x	x	x	x
Last / Spannervorspannung		x	x	x								x
Kettenführung												x
Kettentypen				x				x			x	
Fliehringe / Gummierung											x	

Tabelle 8.1 Akustisch relevante Parameter

Eine Zusammenfassung der Parameter zeigt Tabelle 8.1. Die Schmierung, der Einfluss von Fliehringen und Gummierung und der axiale Versatz der Räder werden mangels Abbildungsmöglichkeiten im Programm nicht weiter betrachtet. Der bekannte Einfluss von

Rollen- bzw. Zahnketten wird auch nicht untersucht, da die vorliegende Arbeit sich auf Hülsenkettentriebe konzentriert und an diesen die Verbesserung der Akustik durch eine Optimierung des Layouts dargestellt wird. Der Einfluss der Kettenlängung wird ebenfalls nicht untersucht. Die Kettenlängung resultiert aus dem Verschleiß der Kontaktpaarung Bolzen zu Hülse im Kettenglied. Die Hülsenaußenfläche ist davon nicht betroffen, so dass nur die Aussengliedteilung, nicht aber die Innengliedteilung zunimmt. Daraus resultieren zwei Effekte: Zum einen nimmt die Vorspannung des Spannelements ab, da bei größerer Kettenlänge der Spannerkolben weiter ausfährt, zum anderen läuft jede zweite Hülse etwas anders in der Verzahnung durch die unterschiedlichen Teilungen. Ersteres kann auch durch die Variation der Vorspannung am Spannelement untersucht werden, letzteres führt zu keinem nennenswerten Einfluss auf den zeitlichen Verlauf der Kontaktkräfte wie schon beim Abgleich in Abschnitt 6.3 festgestellt. Es kann höchstens zu einer etwas erhöhten halben Polygonfrequenz, wie bei der Verwendung einer Kette mit größeren Unterschieden zwischen den Parametern von Innen- und Außengliedern, kommen (siehe Abschnitt 5.5.3). Da die Beurteilung des akustischen Verhaltens hier immer über größere Drehzahl- und Frequenzbereiche erfolgt, wird der Drehzahleinfluss bei jeder Untersuchung mit betrachtet und ist daher nicht explizit aufgeführt. So bleiben für die rechnerische Optimierung der akustischen Eigenschaften sechs Parameter übrig: Teilung, Trumlängen, Zahnform, Spannerdämpfung, -vorspannung und Kettenführung, die als Summe in Tabelle 8.1 angeführt sind.

8.2 Rechnergestützte Optimierung

Für die Untersuchung der Einflüsse der verschiedenen Parameter in diesem Abschnitt wird zunächst von dem bisher betrachteten V-Motorsteuertrieb aus drei gekoppelten Dreieckstrieben (Abbildung 4.2) ausgegangen. Je nach Parameter werden die Betrachtungen am Gesamtsteuertrieb bzw. nur am Trieb A vorgenommen. Die Bewertung erfolgt über Ordnungsschnitte und Gesamtpegel mit Ergebnissen, die wie bisher über beide Zwischenräder in Hoch- und Querrichtung summiert sind, falls nicht anders angeführt.

8.2.1 Einfluss der Spannercharakteristik

Die verwendeten Spannelemente bestehen im Wesentlichen aus den Komponenten, die in Abbildung 2.5 dargestellt sind, außer dem Überdruckventil. Um den Einfluss der Spannercharakteristik auf die Akustik zu untersuchen, werden zum einen am Trieb A und zum anderen an den Trieben B und C die Vorspannung und die Leckspalte ausgehend vom Basiszustand erhöht bzw. verringert.

Beispielhaft für den Einfluss der Federvorspannung auf die Ordnungsschnitte zeigt Abbildung 8.1 die Variation der Federkraft in den Sekundärtrieben. Mit wachsender Vorspannung steigen die Pegel in der Zahneingriffsfrequenz, hier Motorordnung 12.5, und in ihren Oberwellen an. Ein ähnliches Verhalten ergibt sich bei der Variation der Vorspannung im Trieb A, auch dort nehmen die Pegel in der Polygonfrequenz und ihren Oberwellen bei steigender Vorspannung zu. Die Pegel in der halben Zahneingriffsfrequenz, dort Motorordnung 12.5, und ihren Vielfachen bleiben nahezu gleich. Der Gesamtpegel steigt mit wachsender Vorspannung ebenfalls an (Abbildung 8.2). Für die Variation der Federkraft im Trieb A ergibt sich ein ähnliches Ergebnis.

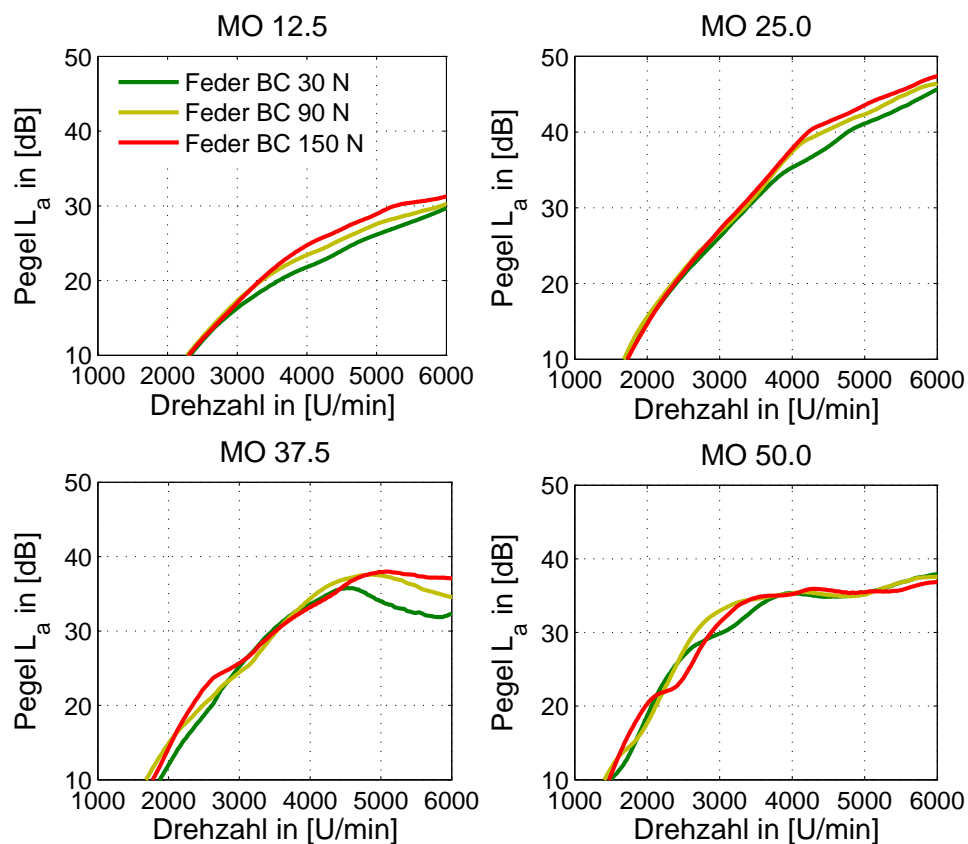


Abbildung 8.1 Einfluss der Vorspannung in den Sekundärtrieben auf die Ordnungsschnitte

Die Erkenntnisse decken sich mit den Ergebnissen aus den Messungen in Kapitel 5, wobei die akustischen Verbesserungen durch die niedrigere Vorspannung deutlich geringer ausfallen. Zum einen wirken sich Effekte an den Sekundärtrieben bei der Betrachtung am Gesamtsteuertrieb nicht so stark aus wie an einem Einzeltrieb und zum anderen bestand die Belastung des Kettentriebs in den Messungen fast nur aus der Vorspannung, während hier die Nockenwellenwechsellmomente die Hauptlast darstellen. Die Vorspannung wirkt sich daher weniger stark aus. Unter akustischen Gesichtspunkten ist dennoch eine niedrige

Vorspannung zu bevorzugen, was sich mit bisherigen Veröffentlichungen deckt (siehe Abschnitt 8.1). Ein steigender Einfluss der Last bei hohen Drehzahlen wie in [41] bzw. ein abnehmender wie in [66] ist im Gesamtpegel aber nicht zu erkennen, die Unterschiede bleiben relativ konstant. Bei der Optimierung der Federkraft ist aber neben der Akustik auch auf die Dynamik des Kettentriebs zu achten. So kann die Absenkung der Vorspannkraft in Kombination mit einer gelängten Kette zum Beispiel zur völligen Entlastung der Kette führen, was bei erneutem Belasten unzulässig hohe Beanspruchungen in der Kette erzeugt. Die Verbesserung der Akustik über die Anpassung der Spannerparameter ist daher nur in den Grenzen möglich, die das dynamische Verhalten des Kettentriebs bestimmt.

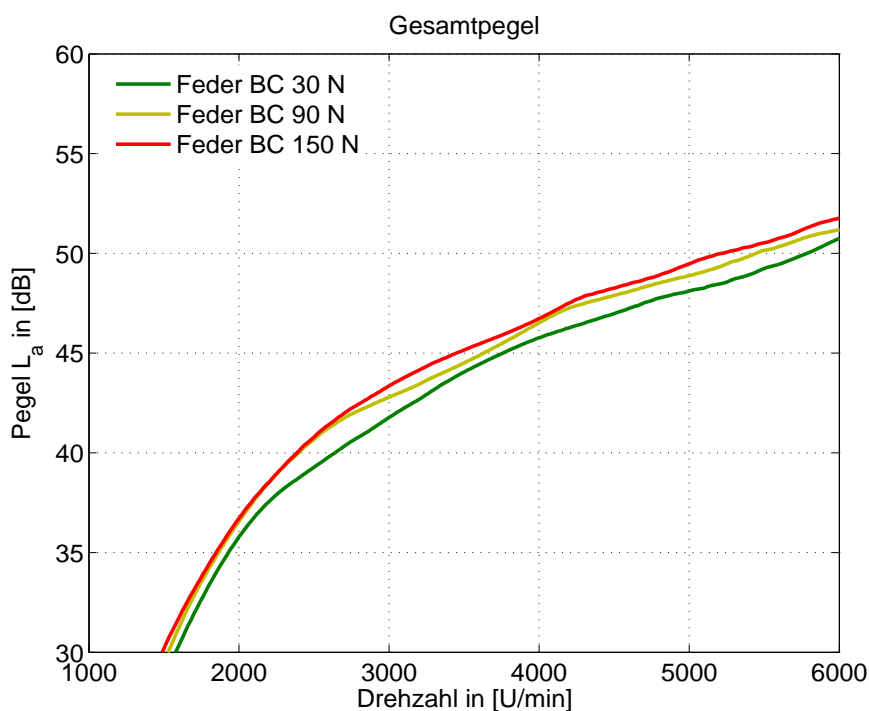


Abbildung 8.2 Einfluss der Vorspannung in den Sekundärtrieben auf den Gesamtpegel

Neben der Vorspannung ist der Leckagespalt die zweite Einstellgröße am Spannelement. Der betrachtete Steuertrieb erfordert aufgrund seines dynamischen Verhaltens eine relativ hohe Dämpfung und damit kleine Spaltweiten. Die Variation des Leckagespalts bei gleichzeitig guter Dynamik erlaubt daher nur geringe Spaltänderungen. Diese führen tendenziell zu einer Absenkung der Pegel in den Ordnungsschnitten und im Gesamtpegel bei verringerter Dämpfung. Die Variation der Pegel liegt aber im Bereich der Darstellbarkeit, daher werden die Ergebnisse nicht explizit angeführt.

Beim Vergleich mit den Ergebnissen anderer Veröffentlichungen fällt in diesem Punkt ein Widerspruch auf. Dort wird die Dämpfung des Spannelements vielfach als relevante Größe

dargestellt. Im Gegensatz zu diesen Untersuchungen ist die Dämpfungsvariation hier aber sehr gering und ihre Auswirkungen entsprechend auch. In [63] und [59] werden z. B. Spanner mit Rückschlagventil bzw. Blende verglichen. Da die Dämpfung bei einer Leckage über eine Blendenströmung sehr gering im Vergleich zur Spaltleckage ist, zeigen sich deutliche Einflüsse. Spannelemente mit sehr niedriger Dämpfung sind nur für Kettentriebe mit relativ geringen dynamischen Lasten geeignet, bieten aber die Möglichkeit das akustische Verhalten zu verbessern. Aufgrund der Dynamik sind sie für den betrachteten Trieb nicht geeignet.

8.2.2 Einfluss der Zahnlückenform

Neben der Spannerabstimmung bietet auch die Variation der Zahnlückenform die Möglichkeit, einen Kettentrieb akustisch zu beeinflussen ohne Kettenspur und Layout zu verändern. Nach DIN 8196 Teil 1 ist die Verzahnungsform von Kettenrädern zwischen einer minimalen und einer maximalen Form genormt, wobei die Zahnform je nach Fertigungsverfahren von den angegebenen Konturen abweichen kann. Die wesentlichen zwei Bereiche der Verzahnung, Rollenbett und Zahnflanke, sind in Abbildung 2.4 dargestellt und bestehen nach DIN aus Kreisbögen. Durch die Bearbeitung kann der Flankenradius in eine Evolventenkontur übergehen.

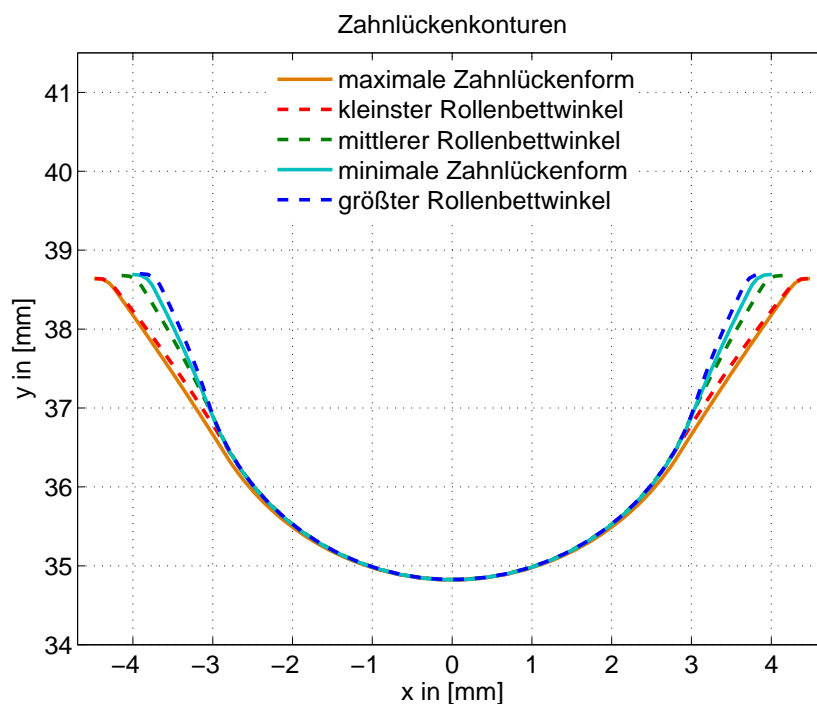


Abbildung 8.3 Betrachtete Verzahnungskonturen bei $z = 25$

Zur Untersuchung des Einflusses der Verzahnung auf die Akustik werden die Verzahnungskonturen aus Abbildung 8.3 verwendet, die neben minimaler und maximaler Zahnlückenform (durchgezogene Linien) auch evolventenförmige Zahnflanken (gestrichelte Linien) mit geänderten Rollenbettwinkeln enthalten. Die Variation der Verzahnungsgeometrie erfolgt immer an allen Kettenrädern des Gesamtsteuertriebs gleichzeitig.

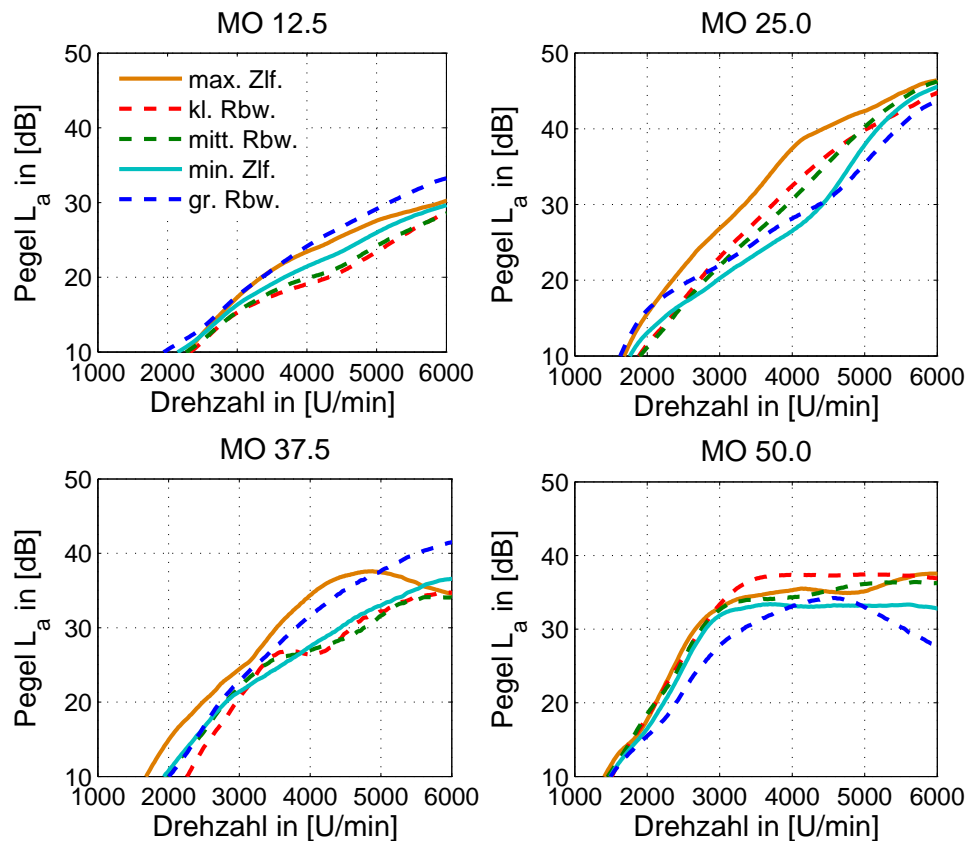


Abbildung 8.4 Einfluss der Zahnlückenform auf die Ordnungsschnitte

Die Zahnlückenformen mit minimalem Rollenbettradius führen in fast allen Ordnungen und über weite Drehzahlbereiche zu niedrigeren Pegeln als die maximale Form (Abbildung 8.4). Die engste Zahnlücke (Variante größter Rollenbettwinkel) weist in den Motorordnungen 12.5 und 37.5 die höchsten, aber in den Motorordnungen 25.0 und 50.0 teilweise die niedrigsten Pegel auf. Die getrennte Auswertung der Verzahnungskräfte von Trieb A und den Sekundärtrieben zeigt, dass diese Zahnlückenform nicht in den Sekundärtrieben sondern in Trieb A in den Motorordnungen 12.5 und 37.5 deutlich höhere Pegel erzeugt, was auf einen ungleichen Einlauf der beiden Hülsen der Innenglieder hinweist.

Auch im Gesamtpegel in Abbildung 8.5 liegen die Zahnlückenformen mit minimalem Rollenbettradius unter der maximalen Form. Die Unterschiede zwischen den Flankenformen

und Rollenbettwinkeln sind aber sehr gering. Die Bewertung von Ordnungsschnitten und Gesamtpegeln zeigt akustische Vorteile für die minimale Zahnlückenform, eventuell mit etwas größerem Rollenbettwinkel, an diesem Kettentrieb.

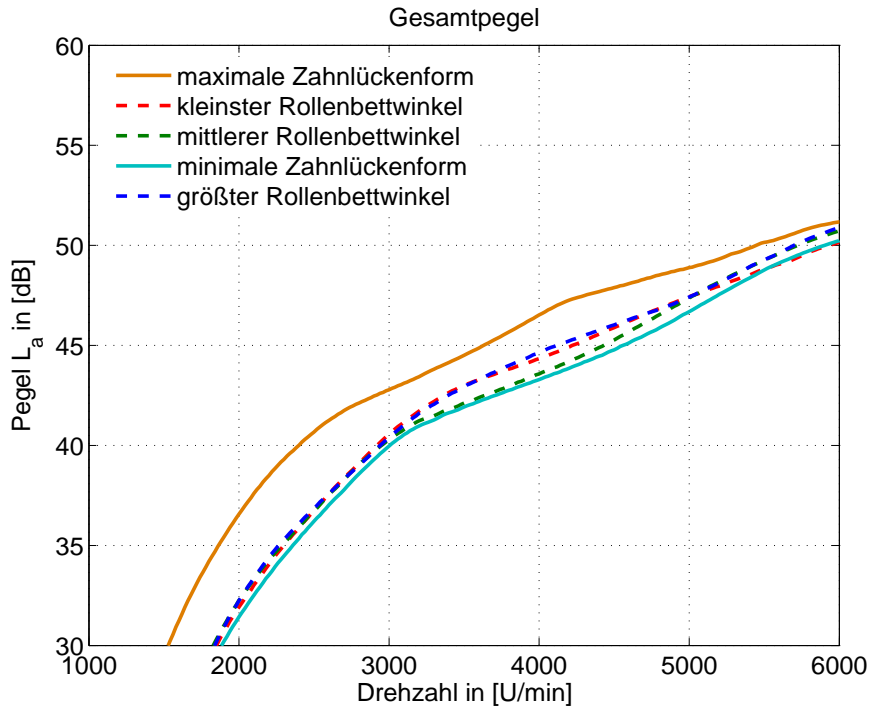


Abbildung 8.5 Einfluss der Zahnlückenform auf den Gesamtpegel

In Abbildung 8.6 und Abbildung 8.7 sind die Kräfte, die beim Kontakt der Hülse zur Verzahnung auftreten, für die minimale und die maximale Zahnlückenform senkrecht über der Verzahnungskontur aufgetragen, dabei sind die Kräfte eines simulierten Hochlaufs von 1000 bis 6000 U/min überlagert. Während des Eingriffs wandert der Kontaktpunkt vom Einlauf durch das Rollenbett zum Auslauf. Bei beiden Zahnlückenformen erfolgt der erste und letzte Kontakt jeweils im Übergangsbereich zwischen Rollenbett und Zahnflanke, was bei der minimalen Zahnlückenform durch den größeren Rollenbettwinkel eine stärkere tangentielle Kraftkomponente F_T ergibt. Die radiale Kraftkomponente F_R wird trotz der höheren maximalen Kräfte kleiner. Die höheren Kontaktkraftpeaks am Beginn und Ende der Zahneingriffsphase bei der minimalen Zahnlückenform decken sich mit den Untersuchungen aus [38]. Neben der Höhe der Kraft beeinflusst auch der Angriffspunkt und die Richtung das akustische Verhalten des Kettentriebs. In der Summation der Kontaktkräfte aller im Eingriff befindlichen Kettenglieder treten bei der minimalen Zahnlückenform die niedrigeren Pegel in der Polygonfrequenz und ihren Oberwellen auf (Abbildung 8.4).

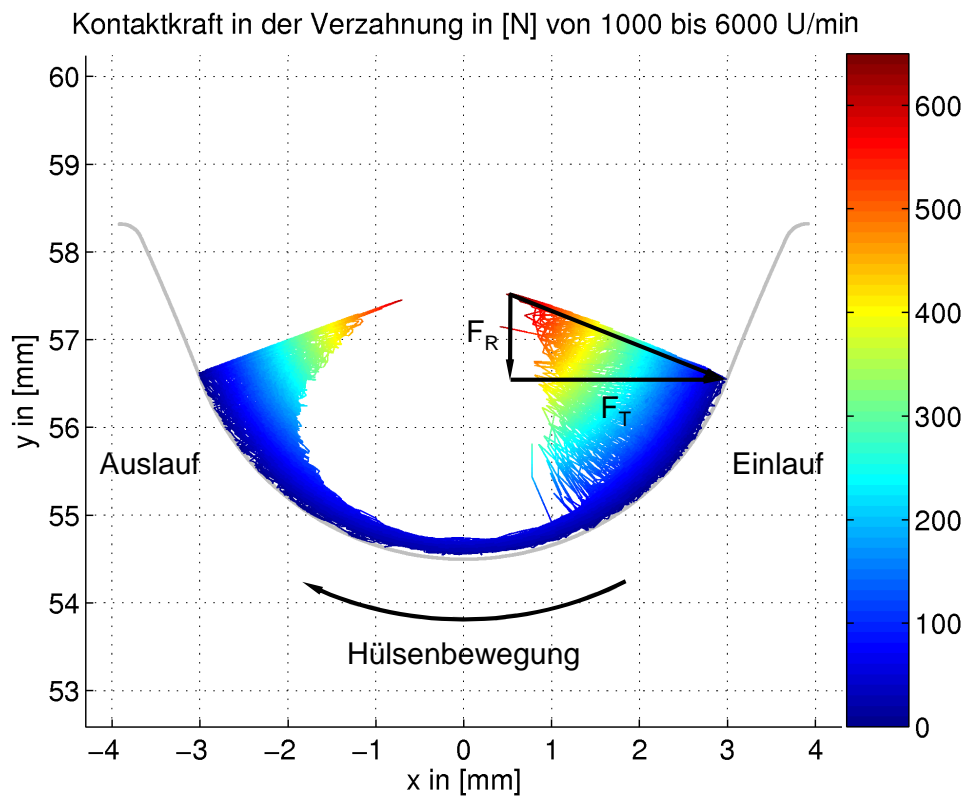


Abbildung 8.6 Kräfte in der Verzahnung bei minimaler Zahnformenform

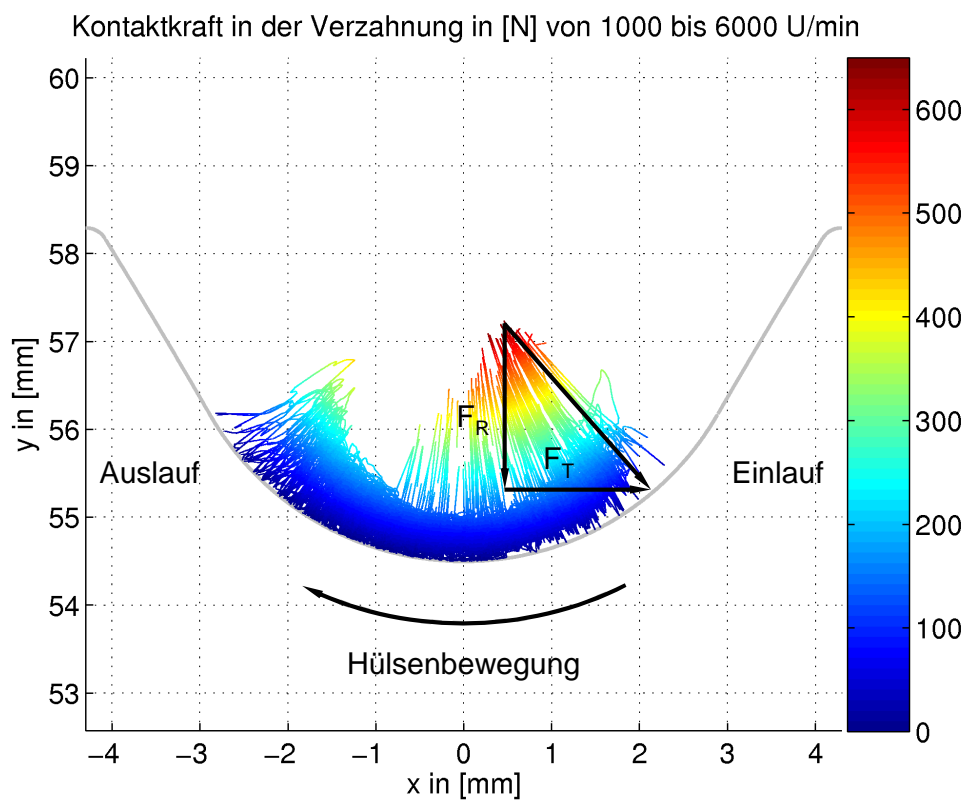


Abbildung 8.7 Kräfte in der Verzahnung bei maximaler Zahnformenform

Dieses Ergebnis widerspricht zum Teil den Untersuchungen aus anderen Veröffentlichungen. In [26] werden durch die maximale Zahnlückenform niedrigere Pegel erreicht, was im Gegensatz zu den Ergebnissen hier steht. Die akustischen Vorteile der weiten Zahnlückenform sind dort aber nicht an allen Kettenrädern eindeutig. In [63] besteht kein nennenswerter Einfluss der Zahnlückenform. Die asymmetrische Zahnform in [75] erweist sich dort als akustisch positiv. Sie hat ein hohes Rollenbett an der Einlaufflanke und entspricht damit eher einer minimalen Zahnlückenform. Der Einfluss der Zahnform hängt anscheinend auch vom betrachteten Kettentrieb ab, womit keine der Formen generell zu bevorzugen wäre.

8.2.3 Einfluss der Kettenführung

Die Auslegung der Kettenführung erfolgt häufig nach bauraumspezifischen Überlegungen, wird hier aber zunächst anhand zweier grundlegender Fragestellungen betrachtet. So kann einerseits zwischen der Anordnung der Führungselemente innerhalb und außerhalb der Kette unterschieden und andererseits die freie Trumlänge zwischen Kettenrädern und Schienen in gewissen Grenzen frei gewählt werden. Während für ungeführte Kettentriebe der Abstand zwischen Auslauf aus dem Kettenrad und Einlauf in das nächste Kettenrad entscheidend für die Schwingungsanregung des Trums ist, hat an geführten Ketten eventuell der Abstand zwischen Kettenrad und Führungselement, also die freie Länge der Kette, einen Einfluss auf die entstehenden Schwingungen. Diese beiden Punkte werden genauer untersucht.

Die Ausgangsvariante des Steuertriebs ist in Abbildung 8.8 modifizierten Varianten mit der Führung aller Kettentrume von außen bzw. von innen gegenüber gestellt. Im Ausgangslayout sind die Sekundärtriebe komplett und im Trieb A das Trum zwischen den Zwischenrädern von innen geführt, die Schienen im Leer- und Lastrum von außen. Da das Layout hauptsächlich von innen geführt ist, treten die größten Änderungen beim von außen geführten Layout auf. Die Layouts weisen weitestgehend alle die gleichen freien Trumlängen auf, so dass die transversalen Schwingungen der ungeführten Kette vergleichbar sind. Durch die größere Umschlingung der Kettenräder bei äußerer Führung werden die durch die Schienen geführten Bereiche der Kette verkürzt. Die Drehpunkte der Spannschienen und die Positionen der Spannelemente sind in allen Layouts so, dass das Übersetzungsverhältnis zwischen Spanner- und Kettenkraft vergleichbar ist. Die auftretenden Kettenkräfte sind auf ähnlichem Niveau.

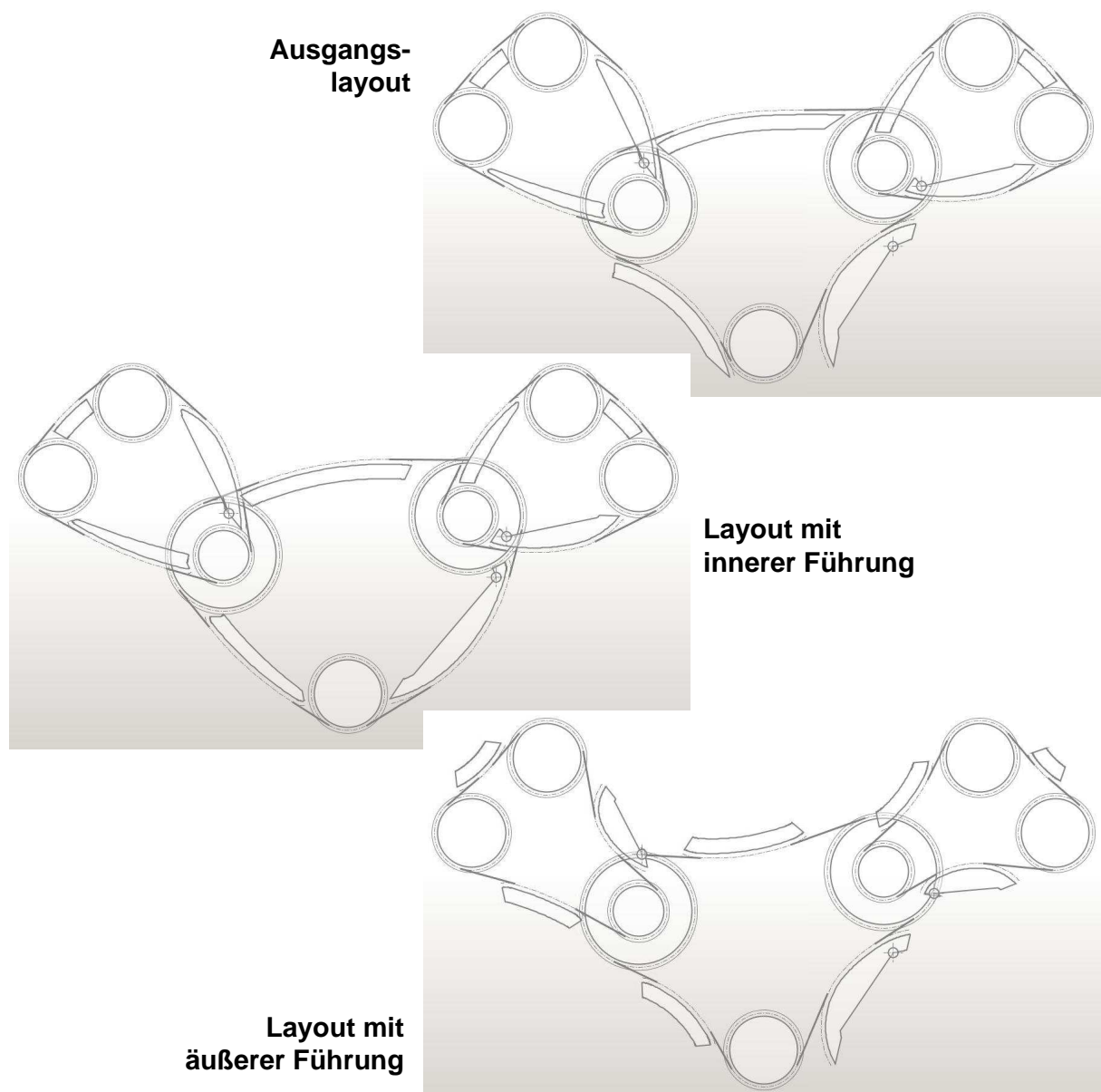


Abbildung 8.8 Layouts mit verschiedenen Führungen

In Abbildung 8.9 sind die Pegel der drei betrachteten Layouts in den Ordnungsschnitten dargestellt. In der Zahneingriffsfrequenz der Sekundärtriebe, Motorordnung 12.5, ist die von außen geführte Variante deutlich besser als die anderen. Auch in der Polygonfrequenz des Triebes A ist diese Variante in weiten Drehzahlbereichen besser. Die Unterschiede in den Oberwellen sind eher gering. Die Führung der Kette von außen beeinflusst das akustische Verhalten des Kettentriebs positiv. Da die Sekundärtriebe in der Ausgangsvariante und der Variante mit innerer Führung gleich sind, treten die größten Unterschiede zum Layout mit äußerer Führung auf. Die größte Änderung ergibt sich damit auch in der Zahneingriffsfrequenz der Sekundärtriebe, Motorordnung 12.5. Da diese im Gesamtpegel

untergeordnet ist, liegen die Gesamtpegel bei den verschiedenen Varianten auf vergleichbarem Niveau und sind deshalb nicht dargestellt.

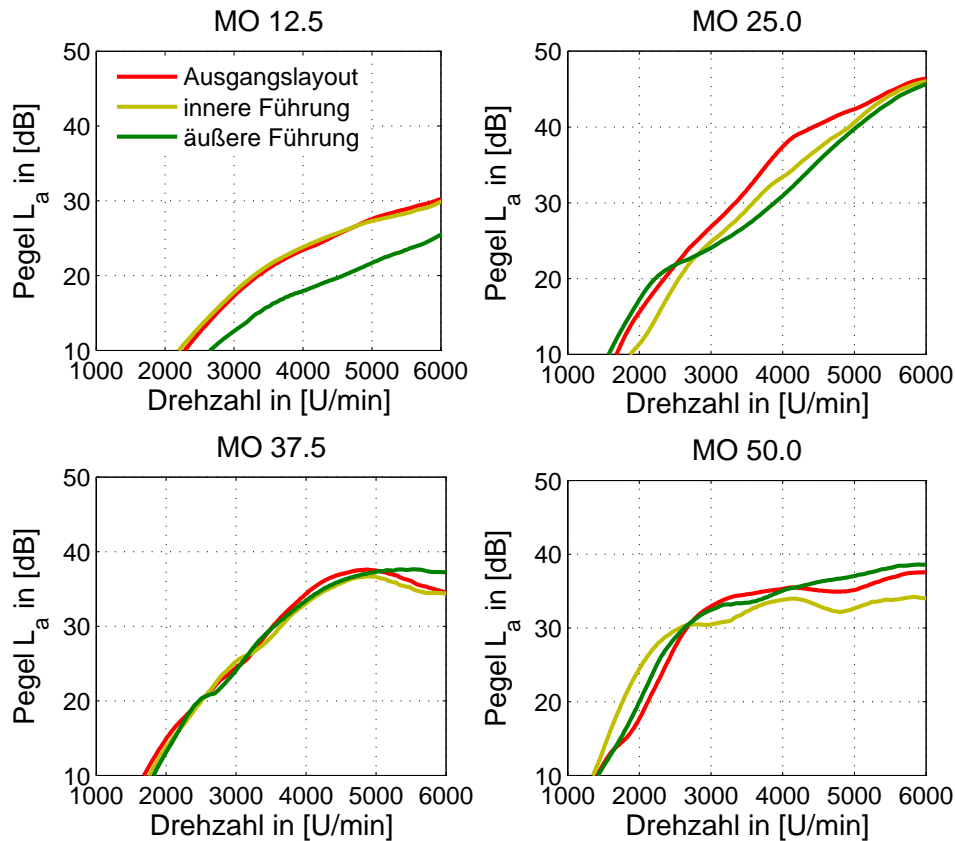


Abbildung 8.9 Einfluss der Kettenführung auf die Ordnungsschnitte

In Abbildung 8.10 und Abbildung 8.11 sind für die beiden Führungsvarianten die transversalen Abweichungen der Spur eines Kettengliedes von der idealen Kontur mit tangentialen Übergängen zwischen Schienen und Kettenrädern dargestellt. Die Ausschnitte zeigen das linke Zwischenrad im Primärtrieb bei Drehzahlen von 1000 bis 6000 U/min in 1000 U/min Schritten. Die Spuren sind jeweils um die Bewegung des elastisch gelagerten Kettenrades korrigiert. Bei höheren Drehzahlen werden die Bögen in der Regel weiter. Während bei niedrigen Drehzahlen die Schwingungen in der Zahneingriffsfrequenz deutlich zu erkennen sind, werden bei zunehmender Kettengeschwindigkeit die Trägheitskräfte dominant und die hochfrequenten Anteile gehen zurück.

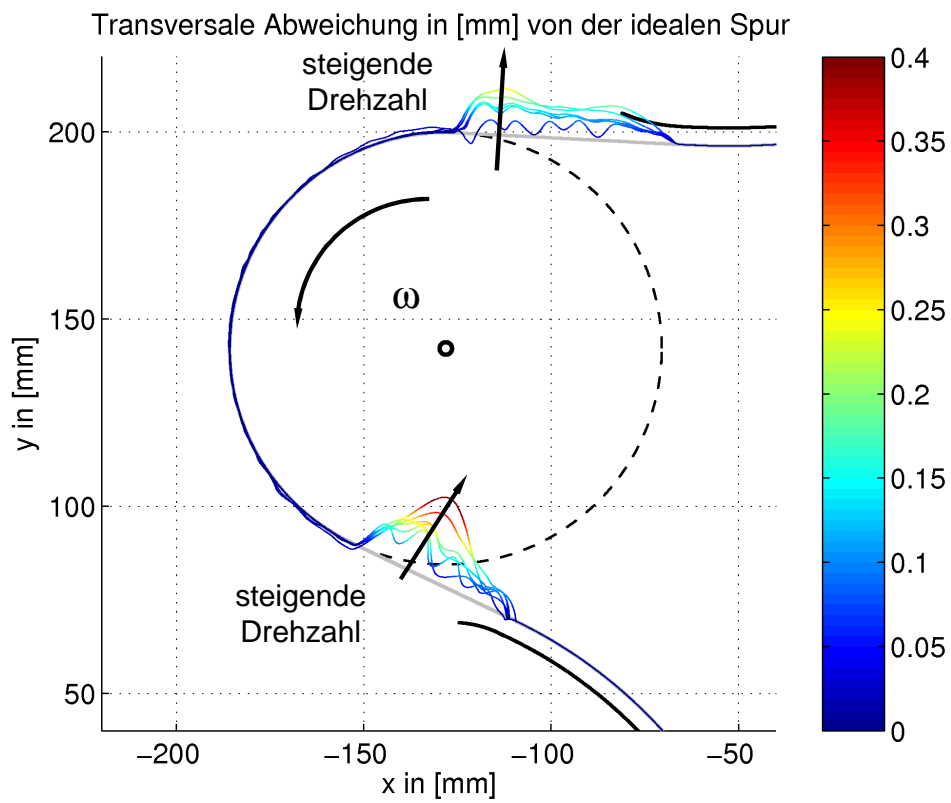


Abbildung 8.10 Transversale Abweichung bei äußerer Führung von 1000 bis 6000 U/min

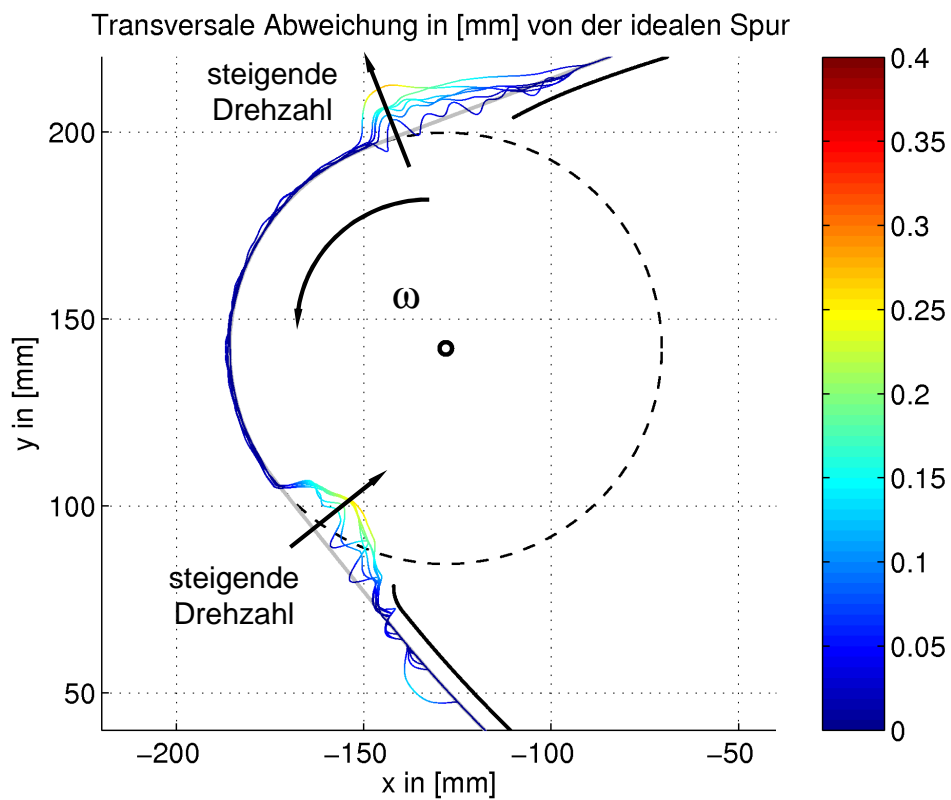


Abbildung 8.11 Transversale Abweichung bei innerer Führung von 1000 bis 6000 U/min

Der Vorteil einer Führung von außen kann durch die Trägheiten der Kette erklärt werden. Liegt ein Kettenglied in der Verzahnung, bewegt es sich auf einer Kreisbahn um die Kettenradachse und hat dadurch einen Drall. Beim Auslauf aus der Verzahnung ergibt sich somit durch die Drehträgheit des Gliedes ein Auslaufbogen auf der Innenseite der Tangente zwischen Schienenkontur und Kettenradteilkreis. Ein außen angeordnetes Führungselement ermöglicht die Ausbildung dieses Bogens und kann zur Beruhigung der Kettenbewegung beitragen, was sich akustisch positiv auswirkt (Abbildung 8.10). Die Ausbildung des Auslaufbogens wird bei innerer Führung durch das Führungselement begrenzt. Die Glieder schlagen frühzeitig auf die Schiene auf und führen zu einer weiteren Schwingungsanregung (Abbildung 8.11). Auch beim Einlauf eines Gliedes in die Verzahnung entsteht ein Bogen, aber auf der Außenseite der Tangente zwischen Schienenkontur und Kettenradteilkreis. Bei innerer Führung entstehen hier weitere und längere Einlaufbögen in das Kettenrad.

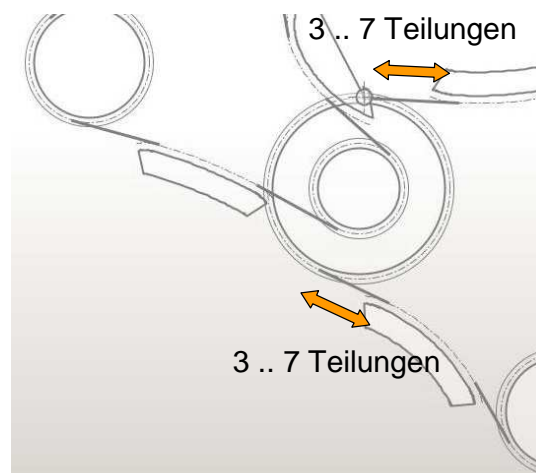


Abbildung 8.12 Variation der freien Trumlängen

Da sich die Führung von außen als vorteilhaft erwiesen hat, wird die Untersuchung der freien Trumlängen zwischen Kettenrädern und Schienen an diesem Layout ausgeführt. Die Berechnungen erfolgen mit dem Gesamtsteuertriebsmodell, wobei nur die Verzahnungskräfte am linken Zwischenrad im Trieb A ausgewertet werden. Die freien Trumlängen der Kettentrume oben und unten links im Trieb A haben einen mittleren Wert von fünf Teilungen p . Das freie Trum vor und hinter dem linken Zwischenrad wird in mehreren Stufen zwischen drei und sieben Teilungen p variiert (Abbildung 8.12), um die Auswirkungen auf die Verzahnungskräfte zu untersuchen. Die Vorspannkraft an der Spanschiene bleibt immer gleich, so dass die Kräfte im Kettentrieb auch gleich sind.

Da die Variation der Trumlänge in der halben Zahneingriffsfrequenz und den Oberwellen nur geringe Auswirkungen hat, sind in Abbildung 8.13 nur die Pegel in der Polygonfrequenz und der Gesamtpegel dargestellt. Die linken Diagramme zeigen die Variation der Trumlänge am

Kettenradeinlauf und die rechten die am Kettenradauslauf. Die Länge vor dem Kettenrad hat einen größeren Einfluss als die danach, aber bei beiden ist eine größere freie Länge positiv. Die Verbesserung mit zunehmender Länge ist in der Zahneingriffsfrequenz stärker als im Gesamtpegel. Bei beiden Trumlängen gibt es Drehzahlbereiche, in denen die akustische Wirkung geringer wird bzw. sich umkehrt. Trotzdem ist die größere Länge in weiten Bereichen besser.

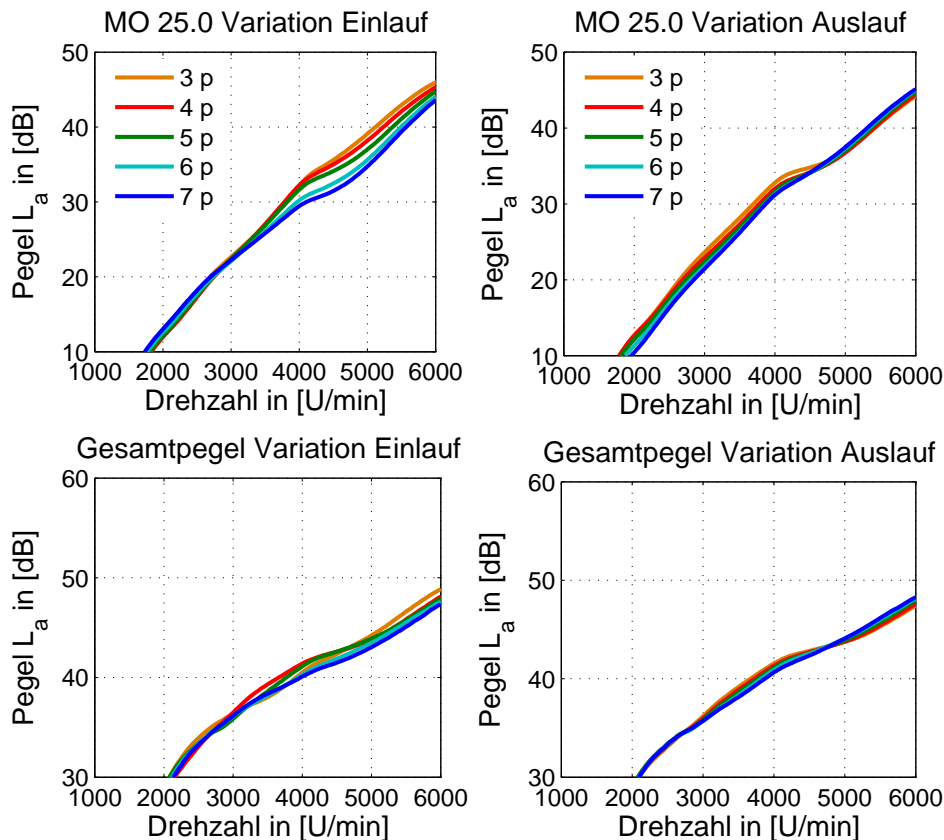


Abbildung 8.13 Einfluss der Trumlänge auf die Polygonfrequenz und den Gesamtpegel

Die größere freie Trumlänge zwischen Schienen und Kettenrädern ermöglicht der Kette eine größere transversale Bewegung, was anscheinend positiv ist. Bei der praktischen Umsetzung ist aber auf eine ausreichende Führung durch die Schiene in der Mitte des Trums zu achten. Ohne eine Schiene wäre das Trum an beiden Enden einer transversalen Anregung unterworfen, die große Schwingungen verursachen kann. Durch die Führung werden die transversalen Schwingungen beruhigt und an beiden Trumenden größtenteils entkoppelt. Bei der Anregung an einer Seite treten deutlich geringere Schwingungen auf, was die Akustik verbessert. Dieser Effekt hängt aber auch von der anregenden Frequenz und Trumlänge ab, denn je nach Drehzahl variiert der Einfluss.

Als Auslegungsgrundlage sind Kettenführungen von außen mit größeren freien Trumlängen zu bevorzugen, wobei die gewählten Trumlängen nicht für alle Drehzahlen optimal sein werden. Die Auslegung der Kettenführung sollte in gewissen Grenzen die Ausbildung der Kettenbewegung ermöglichen, um eine zusätzliche Schwingungsanregung durch eine unnötige Zwangsführung der Kette zu minimieren.

8.2.4 Einfluss der Teilung

Die bisherigen Untersuchungen umfassten die Variation der Kraft- und Geometrieverhältnisse bei gegebener Teilung. Da die innere Anregung aus dem Polygoneffekt (siehe Abschnitt 2.1) maßgeblich das akustische Verhalten bestimmt, bietet die Variation der Teilung eine weitere Möglichkeit die Akustik zu beeinflussen. Um verschiedene Teilungen am bisher betrachteten Steuertrieb zu vergleichen, womit erhebliche Eingriffe in das Layout verbunden sind, beschränkt sich diese Betrachtung auf den Trieb A, dennoch sind in einigen Punkten Abweichungen nicht zu vermeiden.

Die Kettenradpositionen sind gleich, während die Zähnezahlen so gewählt werden, dass sich ähnliche Teilkreisdurchmesser ergeben. Der neue Trieb mit 8 mm Teilung hat eine Übersetzung von 30 Zähnen an der Kurbelwelle auf 45 am Zwischenrad. In beiden Varianten wird die Kette von außen geführt und die freien Trume haben vergleichbare Längen. Durch die Anpassung des Spannelements treten ähnliche Kettenkräfte auf. Um den Einfluss der Teilung von den Effekten veränderter Transversalschwingungen der freien Trume zu trennen, wird der Trieb mit 8 mm Teilung zunächst mit skalierten Trägheiten und Steifigkeiten einer 3/8" Kette simuliert. Die Massen, Steifigkeiten und Trägheiten der Kette werden so skaliert das die Masse und die Steifigkeit der Ketten pro Länge bei 8 mm Teilung und 3/8" Teilung gleich sind. Eine weitere Rechnung erfolgt mit den Werten einer realen 8 mm Kette. Die verwendeten Daten sind in Tabelle 8.2 zusammengefasst.

Der Einfluss der Teilung auf die Pegel in der jeweils halben und vollen Polygonfrequenz und deren Oberwellen ist in Abbildung 8.14 dargestellt. Bis auf die halbe Zahneingriffsfrequenz zeigt die Kette mit 8 mm Teilung in weiten Drehzahlbereichen deutliche Vorteile. Da der Pegel der halben Polygonfrequenz weit unter dem der vollen liegt, ist er akustisch weniger relevant. Die Pegel der Kette mit skalierten Parametern liegen in den Motorordnungen 30.0 und 60.0 noch etwas über denen der realen 8 mm Kette, was durch das höhere Gewicht und andere Schwingungen der freien Trume bedingt ist.

	3/8" Hülsenkette		8 mm Hülsenkette (skaliert)		8 mm Hülsenkette	
	Innen-glied	Aussen-glied	Innen-glied	Aussen-glied	Innen-glied	Aussen-glied
Masse m in [g]	4.29	6.14	3.61	5.16	2.69	2.84
Trägheitsmoment I_s in [gmm ²]	132	173	111	143	58	56
Steifigkeit c in [kN/mm pro Glied]	92.0		109.0		75.0	

Tabelle 8.2 Eigenschaften der betrachteten 3/8" und 8 mm Ketten

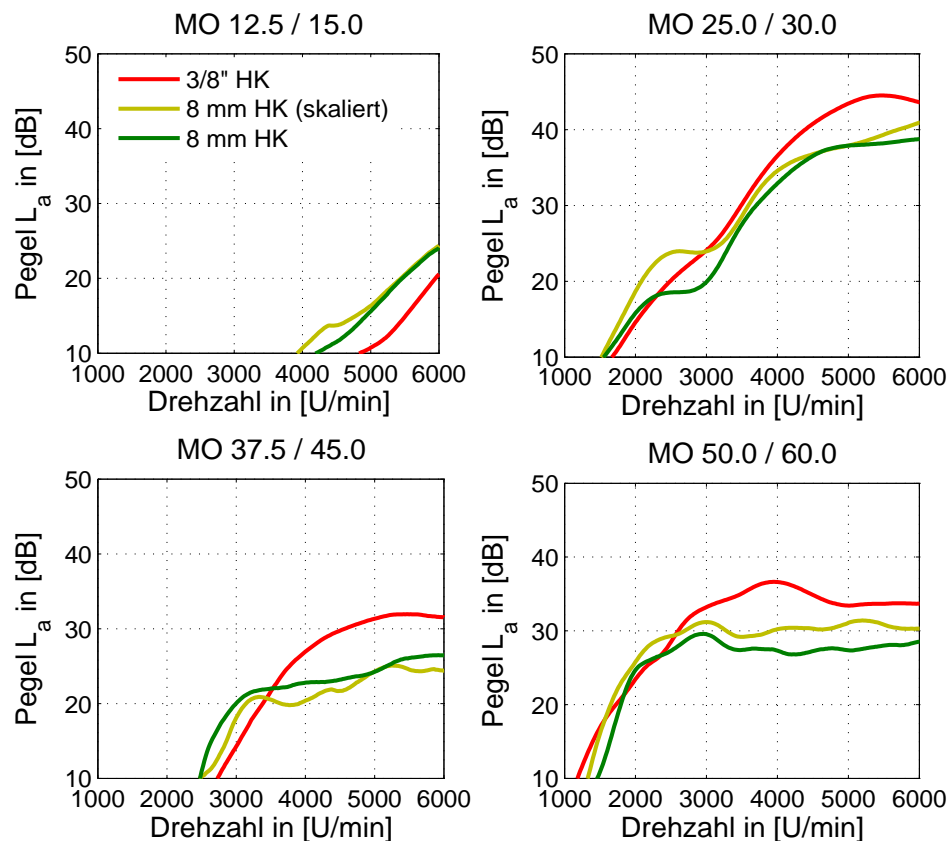


Abbildung 8.14 Einfluss der Teilung auf die Ordnungsschnitte

Wie die Ordnungsschnitte zeigt auch der Gesamtpegel deutlich den Vorteil einer kleineren Teilung. Dieses Ergebnis deckt sich mit den Untersuchungen aus bisherigen Veröffentlichungen. Von den betrachteten Maßnahmen hat die Variation der Teilung den größten Effekt und ist, wenn es die Dynamik und Festigkeitsanforderungen des Kettentriebs zulassen, die zielführendste Maßnahme zur Verbesserung der Akustik.

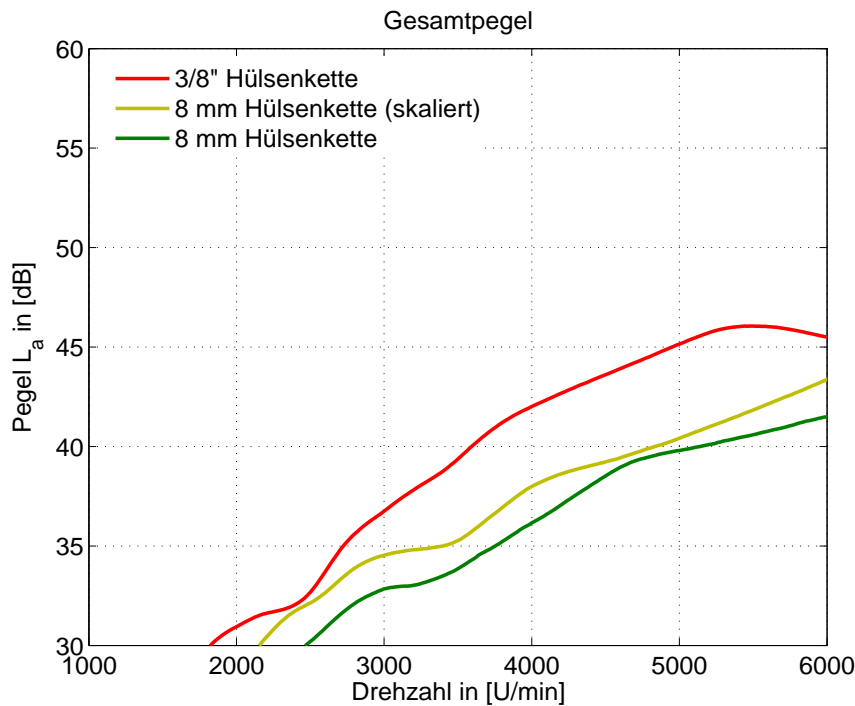


Abbildung 8.15 Einfluss der Teilung auf den Gesamtpegel

8.2.5 Kombination der Einflüsse

Nach der Untersuchung der einzelnen Einflüsse wird nun die Kombination der Maßnahmen, die sich praktisch am betrachteten Steuertriebslayout aus drei gekoppelten Dreieckstrieben umsetzen lassen, überprüft. Von den vorgestellten vier Parametern können nur die Hälfte mit vertretbarem Aufwand realisiert werden. Die Spannerabstimmung soll wegen der Dynamik des Systems nicht weiter optimiert werden, da sie bereits ein Minimum der Kettenkräfte und Schwingwinkel der Wellen darstellt. Auch die Variation der Teilung ist nicht umsetzbar, da die auftretenden Kräfte für eine 8 mm Simplexhülseketten zu groß sind. Der Einsatz einer Duplexkette ist aus Packagegründen nicht möglich. Die Erkenntnisse zum Einfluss von Spannercharakteristika und Teilung werden aber in Abschnitt 8.3 nochmals aufgegriffen. Hier wird zunächst die gleichzeitige Variation von Zahnformen und Kettenführung betrachtet.

Sowohl die minimale Zahnformenform als auch die Führung von außen mit optimierter freier Trumlänge haben akustische Vorteile aufgezeigt. In Abbildung 8.16 sind diese Varianten und ihre Kombination der Ausgangsvariante gegenübergestellt. Wie aus Abschnitt 8.2.2 bekannt, bietet die minimale Zahnformenform deutliche Vorteile in der Motorordnung 25.0. Die optimierte Führung hat das größte Verbesserungspotential in der Motorordnung 12.5, wobei beide Maßnahmen in den vollen Zahneingriffsfrequenzen jeweils bessere Ergebnisse als die Ausgangsvariante erzielen. Die Kombination der beiden Maßnahmen stellt in den

Motorordnungen 12.5 und 25.0 einen guten Kompromiss dar. Sie erreicht in der Motorordnung 12.5 zwar nicht die Verbesserung der optimierten Führung und in der Motorordnung 25.0 nicht die der minimalen Zahnlückenform, ist aber andererseits in Motorordnung 12.5 besser als die Variante mit minimaler Zahnlückenform und in Motorordnung 25.0 als die mit optimierter Führung. In den Oberwellen weist die Kombination der beiden Maßnahmen mit die niedrigsten Pegel auf. Durch die Nichtlinearität des Systems entspricht die Pegelminderung durch die Kombination der Maßnahmen nicht der Addition der Pegelsenkung der Einzelmaßnahmen.

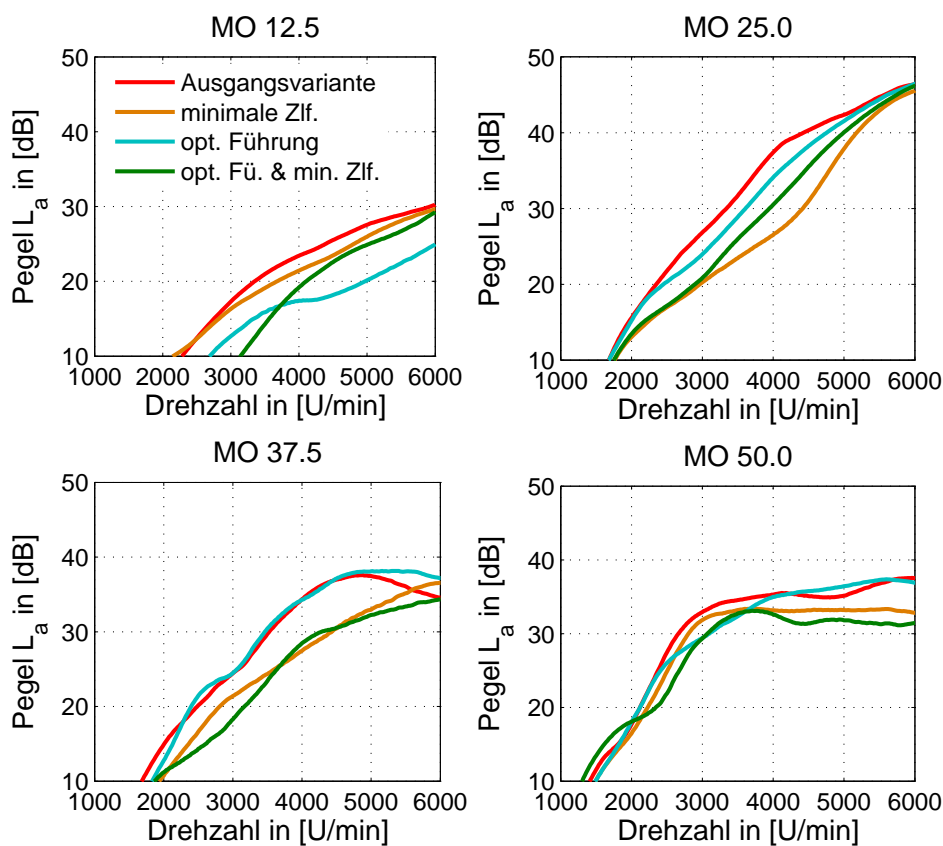


Abbildung 8.16 Einflüsse am betrachteten Steuertriebslayout auf die Ordnungsschnitte

Auf den Gesamtpegel in Abbildung 8.17 hat die minimale Zahnlückenform den größten positiven Einfluss. Die Variation der Führung wirkt sich neutral aus. In der Bewertung der Auswirkungen auf die Ordnungsschnitte und den Gesamtpegel stellt die Kombination der beiden Maßnahmen den besten Kompromiss dar, um sowohl die Pegel in der Polygonfrequenz von Trieb A als auch die in der Zahneingriffsfrequenz der Sekundärtriebe und den Gesamtpegel abzusenken. Die quantitative Vorhersage der Pegelreduktion ist in Messungen zu prüfen, aber die Tendenzen zur Verbesserung der Akustik sind eindeutig.

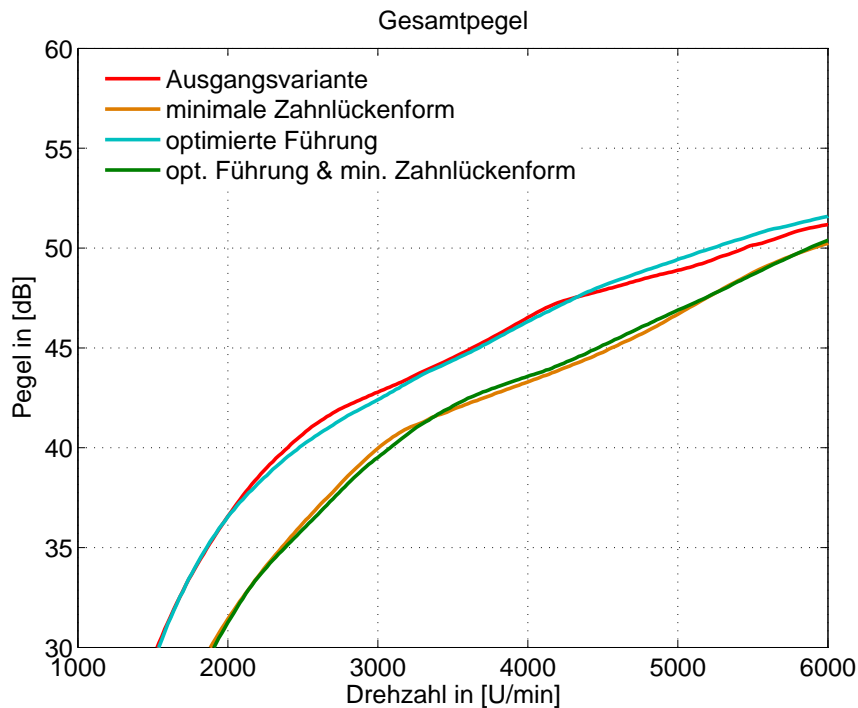


Abbildung 8.17 Einflüsse am betrachteten Steuertriebslayout auf den Gesamtpegel

Diesem optimierten Layout werden im nächsten Abschnitt zwei grundsätzlich andere Varianten gegenübergestellt, die aber auch nach den bisher gewonnenen Erkenntnissen aus diesem Abschnitt aufgebaut sind.

8.3 Layoutvergleich

Der optimierten Variante aus dem vorigen Abschnitt werden nun Layouts mit einem bzw. zwei Trieben gegenüber gestellt, die aus Packagegründen am betrachteten Motor aber nicht umsetzbar sind. In allen Varianten sind die Kettentrume von außen geführt und gespannt und die Kettenräder sind mit der minimalen Zahnlückenform ausgeführt. Die freien Trumlängen sind nach den Erkenntnissen aus Abschnitt 8.2.3 gestaltet. Die Layouts aus einem bzw. zwei Trieben sind einstufige Steuertriebe, so dass die Übersetzung ohne Zwischenrad erreicht werden muss. Die durch den Abstand der Nockenwellen begrenzte Größe der Nockenwellenkettenträger erfordert daher ein relativ kleines Ritzel auf der Kurbelwelle, was eine Teilung von 8 mm bedingt, um eine sinnvolle minimale Zähnezahl nicht zu unterschreiten. Beide Varianten haben 19 Zähne an der Kurbelwelle und 38 an den Nockenwellen (Abbildung 8.18).

Ein vergleichbarer Aufbau der unterschiedlichen Varianten ist relativ schwierig, wird aber durch ein möglichst kompaktes Package und eine ähnliche Auslastung der Kette für alle Layouts realisiert. Da die Dauerfestigkeit der Kette mit unterschiedlichen Teilungen differiert,

ist die Abstimmung der Dynamik über die Spannelemente so gewählt, dass die Belastungen 80 % der jeweiligen Dauerfestigkeit nicht überschreiten. Das Layout mit einem Trieb ist durch die große Kettenlänge vergleichsweise weich und erfordert zur Erreichung der gewählten Belastungsgrenze eine Duplexhülsekette, für das mit zwei Trieben reicht eine Simplexhülsekette. Die resultierenden Schwingwinkel in allen Varianten sind auf ähnlichem Niveau. Nach Abschnitt 8.2.1 ist die Dämpfung und die Vorspannung der Spannelemente möglichst gering. Die Zahnlückenform und die Kettenführung sind nach den Erkenntnissen aus den Abschnitten 8.2.2 und 8.2.3 gestaltet.

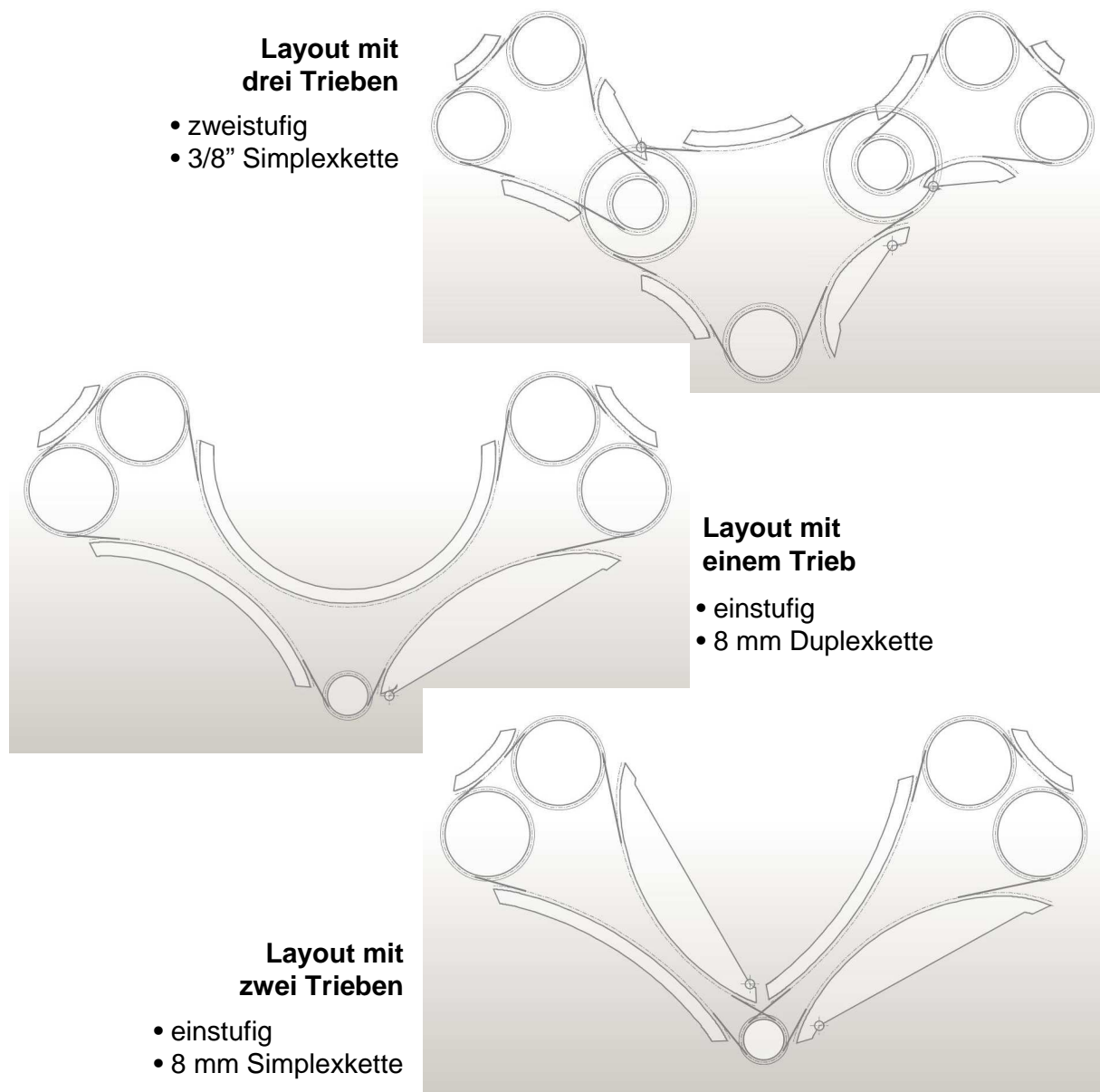


Abbildung 8.18 Layouts verschiedener V-Motorensteuerkettentriebe

Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt auf der Beurteilung der Schallentstehung am Einlauf Kettenglied auf Kettenrad und nicht auf der Analyse der Schallübertragung in die Struktur, daher wird zur Bewertung der verschiedenen Layouts vom gleichen Übertragungsverhalten an allen Kettenrädern ausgegangen. Jedes Kettenrad kann mit seiner umgebenden Struktur bei hinreichender Vereinfachung als Zweimassenschwinger idealisiert werden, so dass sich immer ein Frequenzgang wie in Abbildung 7.3 ergibt. Zwar wird sich die Lage und Höhe der ersten Eigenfrequenz etwas verschieben, aber der starke Anstieg bis dorthin und der flache Abfall danach sind immer ähnlich. Um also einen Vergleich der Layouts nur bezüglich der eingeleiteten Anregungen durchzuführen, ist es sinnvoll das gleiche Übertragungsverhalten in die Struktur anzunehmen, um Unterschiede in der Schallweiterleitung auszuschließen. Die bisherigen Auswertungen von Ordnungsschnitten und Gesamtpegeln an den Zwischenrädern wurden mit der Übertragungsfunktion aus Abschnitt 7.1 gewichtet. Diese wird nun für alle Kettenräder verwendet. Die berechneten Ordnungsschnitte und Gesamtpegel sind die Summation über die Hoch- und Querrichtung aller Kettenräder, wobei zusätzlich zum Vergleich die Ergebnisse des Layouts aus drei Trieben auch nur als Summe über die Nockenwellen und Kurbelwelle dargestellt sind.

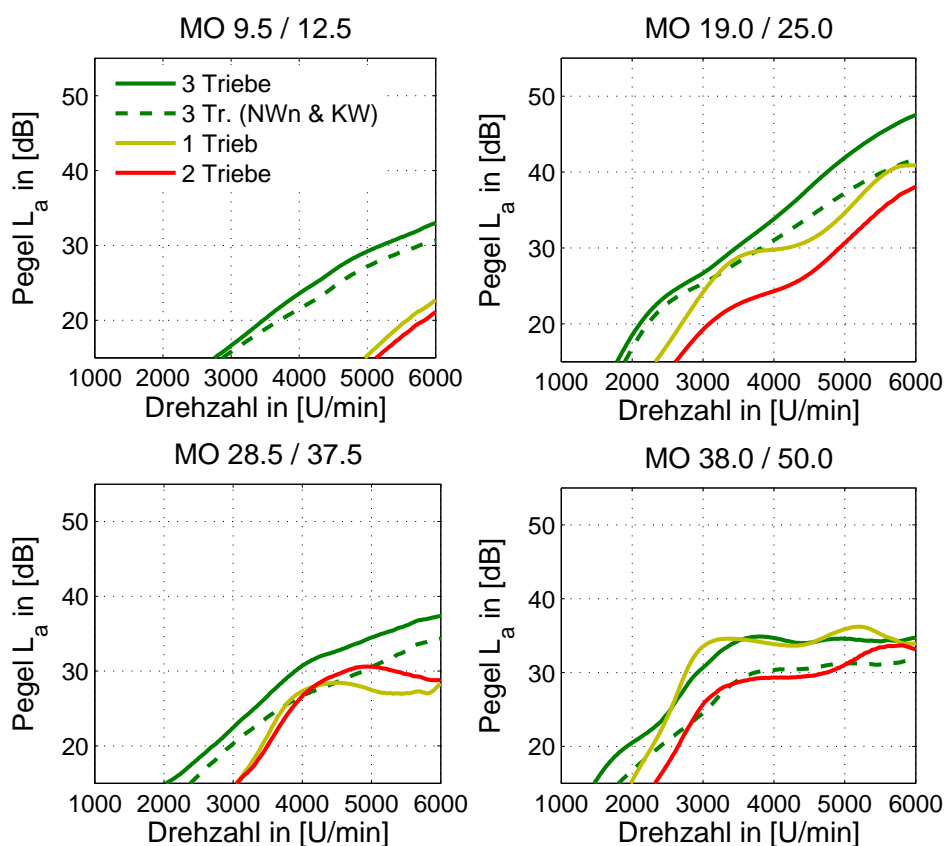


Abbildung 8.19 Einfluss des Layouts auf die Ordnungsschnitte

In Abbildung 8.19 ist der Einfluss des Layouts auf verschiedene Motorordnungen dargestellt. Die Pegel der Summation über Nockenwellen und Kurbelwelle am Layout mit drei Trieben sind niedriger als die Summe über alle Räder. Die Motorordnungen 12.5 und 37.5 an dieser Variante sind höher als die Motorordnungen 9.5 und 28.5 an den Varianten mit 8 mm Teilung. Dort sind diese Ordnungen nur die halbe Polygonfrequenz und ihre zweite Oberwelle, während sie im zweistufigen Layout die Zahneingriffsfrequenz der Sekundärtriebe mit deren zweiter Oberwelle sind. In allen Motorordnungen ist die Variante mit zwei Trieben sehr gut, während die mit einem Trieb in der Polygonfrequenz und den Oberwellen etwa auf dem Niveau der Variante mit drei Trieben liegt, wenn nur die Verzahnungskräfte an den Nockenwellen und der Kurbelwelle betrachtet werden.

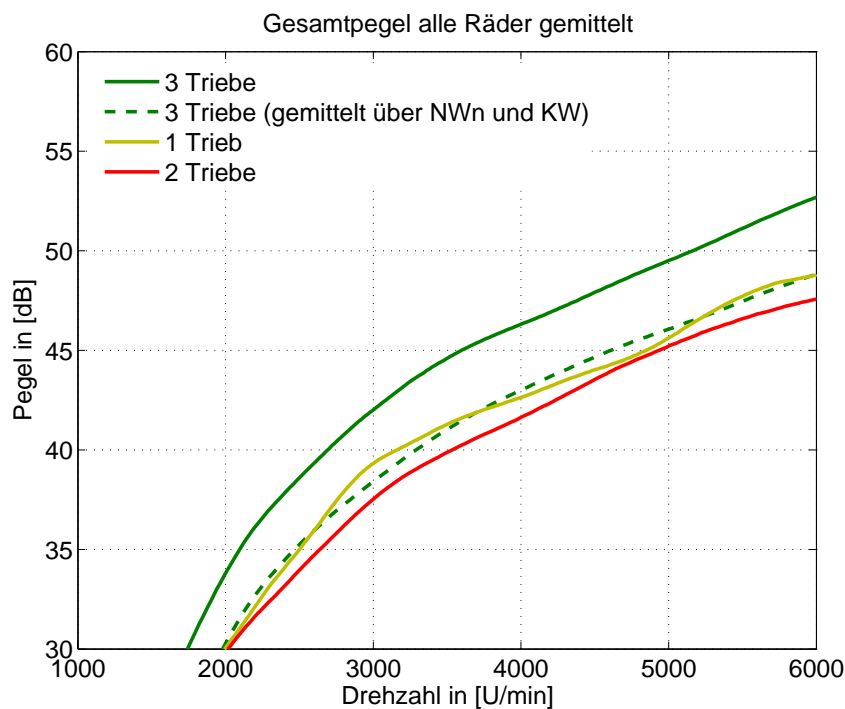


Abbildung 8.20 Einfluss des Layouts auf den Gesamtpegel

Im Gesamtpegel in Abbildung 8.20 sind die Varianten bei der Summation über Nockenwellen und Kurbelwelle sehr ähnlich, mit Zwischenrädern fällt das Layout mit drei Trieben deutlich heraus. Auch hier hat die Variante mit zwei Trieben die akustisch besten Eigenschaften. In der Gesamtbewertung aller Ordnungsschnitte und des Gesamtpegels sind die Layouts mit 8 mm Teilung akustisch besser, wobei die Variante mit zwei Trieben und Simplexkette die niedrigsten Pegel aufweist. Die Variante mit einem Trieb und Duplexkette fällt dagegen durch die höheren Kettenkräfte und die größere Masse der Kette etwas ab. Den akustischen Vorteilen stehen bei diesen Layouts aber Nachteile im Package durch eine dritte Kettenspur, die zum Antrieb der Ölpumpe erforderlich ist, gegenüber (siehe Abschnitt 4.1).

In diesem Kapitel wurden auf Basis des Abgleichs von Messung und Berechnung aus den vorigen Kapiteln verschiedene Maßnahmen zur Verbesserung des akustischen Verhaltens am betrachteten Steuerkettentrieb untersucht. Die gewonnenen Erkenntnisse wurden mit Ergebnissen aus anderen Veröffentlichungen verglichen und soweit möglich plausibilisiert und anschließend in einem optimierten Layout umgesetzt, das das Potential zur Verbesserung des akustischen Verhaltens aufzeigt. Ein abschließender Vergleich gibt noch einmal Aufschluss über die Eigenschaften grundsätzlich anderer Layouts mit gleichen Steuertriebsfunktionen.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Die Simulation der Dynamik und Akustik von Motorkomponenten stellt einen wichtigen Baustein zur Einhaltung nahezu gleich bleibender Entwicklungszeiten bei steigender Produktkomplexität dar. Während die Berechnung des dynamischen Verhaltens von Steuerkettentrieben den Stand der Technik darstellt (siehe Kapitel 1), war das Ziel dieser Arbeit die Möglichkeiten der rechnergestützten Akustikoptimierung an Kettentrieben zu betrachten. Das besondere Augenmerk lag dabei auf dem Vergleich mit Akustikmessungen, was die genaue Betrachtung der Schallentstehungskette und die vergleichbare Darstellung von Mess- und Berechnungsergebnissen erforderte.

In den Kapiteln 2 und 3 wurden die Modellbildung für das System Kettentrieb und die Grundlagen zum Aufstellen der Bewegungsgleichungen zusammengefasst, damit wurde ein Einblick in die Abbildung des realen Systems und die Möglichkeiten der Simulation gegeben. Die Modellierung eines Steuerkettentriebs umfasst die Anregungen und Systemgrenzen und die Einzelelemente: Ketten, Wellen mit Kettenrädern, Kettenführungen, Spannelemente und Kontakte. Bei Letzteren wurden die verschiedenen Möglichkeiten der Modellierung dargestellt, die in der weiteren Arbeit zum Abgleich von Messung und Berechnung verwendet wurden. Die Bewegungsgleichungen wurden beispielhaft für starre und elastische Körper aufgestellt und die Kopplung der Körper über Kraftgesetze und Starrkörperkontakte erläutert.

Als Basis für weitere Betrachtungen wurde in Kapitel 4 der untersuchte zweistufige V-Motorensteuerkettentrieb vorgestellt. Anhand der Modellierungsmöglichkeiten aus Kapitel 2 wurde das reale System, das aus einer Reihe von Körpern mit endlichen und zum Teil auch nichtlinearen Steifigkeiten besteht, im Wesentlichen auf ein Mehrkörpersystem aus starren Einzelkörpern mit verbindenden linearen Steifigkeiten reduziert. Die verbleibenden Nichtlinearitäten sind durch Kontakte, Spiele und die hydraulischen Vorgänge im Spannelement abgebildet. Der Abgleich des berechneten dynamischen Verhaltens auf die Messergebnisse erfolgte über die Bestimmung der unbekanntenen Steifigkeiten mittels DOE-Methoden, um dann das Schwingungsverhalten des Systems als Grundlage für weitere Betrachtungen zu analysieren. Die Untersuchungen bezogen sich dabei auf die Konfigurationen des Steuerkettentriebs, die auch akustisch vermessen wurden.

Die Geräuschenstehung an technischen Systemen, speziell an Kettentrieben in Verbrennungsmotoren, stellt in Kapitel 5 die Grundlage dar, um einen möglichst zielführenden Versuchsaufbau zur Messung des akustischen Verhaltens zu erarbeiten. Die

Schwerpunkte lagen dabei besonders auf einer Messung nahe der Schallentstehung beim Einlauf Kettenglied auf Kettenrad und der einfachen Vergleichbarkeit der berechneten und gemessenen Größen. Letzteres ist durch die Realisierung eines weitestgehend linearen Übertragungsverhaltens zwischen Kettenrad und Struktur möglich. Die Beschleunigungen auf der Lagerung der Zwischenräder des betrachteten Steuerkettentriebs wurden gemessen und unter den Aspekten der subjektiven Schallwahrnehmung des Menschen analysiert. An verschiedenen Konfigurationen des Kettentriebs wurden die Einflüsse von dynamischen und statischen Lasten und der Ketteneigenschaften untersucht. Die dynamischen Lasten führen zur Modulation der Polygonfrequenz und ihrer Oberwellen, während die statischen eher breitbandig den gesamten Frequenzbereich beeinflussen, was besonders im Gesamtpegel hervortritt. Die Eigenschaften der Kette zeigen sich vor allem in der halben Zahneingriffsfrequenz durch ungleiche Parameter an Innen- und Aussengliedern.

Ein Vergleich berechenbarer Größen mit der Messung der Beschleunigungen auf der Zwischenradlagerung in Kapitel 5 und somit so nah wie möglich am Ort der Schallentstehung ist nur indirekt möglich, indem die Simulationsergebnisse um die Übertragung der Anregungen in die Struktur erweitert werden. Um die Ergebnisse der MKS-Simulation dennoch direkt mit anderen Ergebnissen vergleichen zu können, wurde eine Zeitbereichsrechnung nach der FEM durchgeführt. Der Vorteil der FEM ist eine Modellierung der Kontakte ohne vorherige Annahme unbekannter Parameter wie Stoßzahl oder Kontaktsteifigkeit, wie es bei der MKS-Berechnung nötig ist. Ihr Nachteil sind jedoch die hohen Rechenzeiten und die ungenügende Abbildung von Dämpfungsvorgängen. In Kapitel 6 wurde ein einfacher Beispielkettentrieb mit zwei Kettenrädern nach der FEM und als MKS aufgebaut, wobei besonders auf eine effiziente Modellierung des FE-Modells eingegangen wurde. Der Vergleich der Ergebnisse der beiden Rechenverfahren lieferte als ersten Abgleich für die MKS-Simulation Kontaktsteifigkeiten und eine Beschreibung der Kontaktkontur, um die Charakteristika im Kontaktkraftverlauf von Kettenglied zu Verzahnung wiederzugeben, die sich gut aus FE-Ergebnissen ableiten lassen.

In Kapitel 7 wurden diese Kontaktparameter in das Gesamtsteuertriebsmodell eingesetzt, das dann in einem zweiten Abgleich den Messergebnissen aus Kapitel 5 gegenübergestellt wurde. Da es sich in der Messung um die Beschleunigung der Lagerung und in der Berechnung um die Kraft auf das Kettenrad handelt, ist ein direkter Vergleich nur mit einer frequenzabhängigen Gewichtung der berechneten Kräfte sinnvoll. Nach der Analyse des Eigenverhaltens der Zwischenradlagerung wurde diese als Zweimassenschwinger diskretisiert und aus dem entstehenden Differentialgleichungssystem die Übertragungsfunktion zwischen der Beschleunigung der Lagerung und der Kraft am

Kettenrad ermittelt. Die Berechnungsergebnisse wurden mit dieser Übertragungsfunktion gewichtet und durch die Variation der Dämpfungsparameter im Kontakt auf die Messergebnisse abgeglichen.

Die in den Messungen variierten Einflüsse konnten in der Berechnung nachvollzogen werden. Die halbe und volle Polygonfrequenz mit ihren Oberwellen wird qualitativ und quantitativ gut wiedergegeben. Unterschiede im Gesamtpegel verschiedener Varianten können quantitativ vorhergesagt werden, nur die absoluten Werte werden wegen stärkerer breitbandiger Frequenzanteile in der Messung nicht erreicht. Eine qualitative Akustiksimulation ist mit dem erreichten Modellierungsstand möglich und ausreichend für die Optimierung des akustischen Verhaltens.

Die rechnergestützte Akustikoptimierung in Kapitel 8 begann mit der Identifikation akustisch relevanter Parameter aus bisherigen Veröffentlichungen, wobei im Anschluss daran hier nur die Einflüsse von Spannercharakteristika, Zahnlückenform, Kettenführung und Teilung betrachtet wurden. Sowohl eine geringere Vorspannung als auch eine geringere Dämpfung der Spannelemente und eine kleinere Teilung haben akustische Vorteile. Die Variation der Kettenführung ergibt bei der äußeren Anordnung der Führungselemente niedrigere Pegel und die der Verzahnung bei einer minimalen Zahnlückenform. Die beiden letzten Erkenntnisse wurden durch die detaillierte Betrachtung der Kettengliedbewegung der freien Trume und des Kontaktkraftverlaufs in der Verzahnung plausibilisiert, wobei die Ergebnisse zur Verzahnungsgeometrie einigen Veröffentlichungen widersprechen und anscheinend nur kettentriebsspezifisch gelten. In diesem Punkt ist die messtechnische Überprüfung der vorhergesagten akustischen Eigenschaften besonders sinnvoll.

Die durchgeführten Parametervariationen zeigen generell, dass eine Auslegung der Kettenführung und der Spannelemente akustisch positiv ist, die die Bewegung der Kette nicht zu stark einschränkt und zu möglichst niedrigen Kräften im Kettentrieb führt. Die Umsetzung der gewonnenen Erkenntnisse am betrachteten Steuerkettentrieb und alternativen V-Motorensteuerkettentrieben zeigt das jeweilige Potential zur Verbesserung der Akustik, wobei Varianten mit möglichst kleiner Teilung, niedriger Kettengeschwindigkeit, geringer Kettenmasse und weicher Spannerabstimmung Vorteile haben.

Da sich diese Arbeit auf die Schallentstehung an Hülsenkettentrieben konzentriert, sind die Untersuchung der akustischen Eigenschaften anderer Kettentypen und die Modellierung der Schallübertragung in die Struktur Themen möglicher weiterer wissenschaftlicher Arbeiten neben der Verifikation der Parametervariationen und Optimierungsschritte in Kapitel 8. Die Möglichkeiten zur Verbesserung der akustischen Eigenschaften von Zahnketten, deren Modellierung und Berechnung von HÖSL in [24], [25] und [40] dargestellt wird, können durch

die Variation verschiedener Parameter weiter untersucht werden, während an Rollenketten die nötige Modellierungstiefe zur Bewertung der Akustik noch genauer betrachtet werden muss. Nicht nur die Schallentstehung bei anderen Kettentypen auch die Übertragung der Anregung über verschiedene Lagerungskonzepte in die Struktur und die Ausbreitung und Abstrahlung von Schall am Aggregat bieten eine Vielzahl offener Themen.

Die vorliegende Arbeit zeigt die Komplexität der Schallentstehungskette an Steuerkettentrieben und die eines Abgleichs von Messung und Berechnung. Beim Abgleich wurde besonderes Augenmerk auf die Ermittlung der Kontaktparameter und die Vergleichbarkeit von Mess- und Simulationsergebnissen durch die Berechnung entsprechender akustisch relevanter Größen gelegt. Die Betrachtung eines großen Frequenz- und Drehzahlbereichs sowie die Bewertung von Verzahnungskräften bzw. Beschleunigungen ermöglicht die umfassende Beurteilung der akustischen Eigenschaften eines Kettentriebs. Die rechnergestützte Bewertung der Akustik von Kettentrieben ist durch den Abgleich von Messung und Berechnung grundsätzlich möglich und trägt dazu bei, den Aufwand für Versuche im Produktentstehungsprozess zu verringern und die Ergebnisse durchgeführter Messungen leichter zu interpretieren.

10 Literaturverzeichnis

- [1] ABAQUS, Inc.: *ABAQUS Analysis User's Manual Version 6.4*, 2003
- [2] Arnold, M.: *Analyse und Optimierung von Ventil- und Steuertrieben in Verbrennungsmotoren*, Motortechnische Zeitschrift 54, 1993, S. 142-148
- [3] Bathe, K.-J.: *Finite-Elemente-Methoden*, 2. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 2002
- [4] Bill, B.: *Messen mit Kristallen: Grundlagen und Anwendungen der piezoelektrischen Messtechnik*, Verlag Moderne Industrie, Landsberg/Lech, 2002
- [5] Bremer, H.: *Elastische Mehrkörpersysteme*, Teubner Verlag, Stuttgart, 1992
- [6] Bronstein, I. N.: *Taschenbuch der Mathematik*, 3. Auflage, Verlag Harri Deutsch, Frankfurt am Main, 1997
- [7] Chew, M.: *Inertia Effects of a Roller-Chain on Impact Intensity*, Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design, Vol. 107, 1985, S. 123-130
- [8] Choi, W.: *Vibration of Roller Chain Drives at Low, Medium and High Operating Speeds*, Vibrations of Mechanical Systems and the History of Mechanical Design, ASME, 1993, S. 29-40
- [9] Choi, W.: *Transverse Vibrations of a Roller Chain Drive with a Tensioner*, Vibrations of Mechanical Systems and the History of Mechanical Design, ASME, 1993, S. 19-28
- [10] Conwell, J. C.: *Experimental Investigation of the Impact Force that occurs when a Roller seats on the Sprocket during normal Operation of a Roller Chain Drive*, Proceedings of the 1992 International Power Transmission and Gearing Conference, Volume 2, ASME, Scottsdale, 1992, S. 717-721
- [11] Cremer, L.: *Technische Akustik*, 5. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 2003
- [12] Eiser, A.: *Der neue V6-FSI-Motor von Audi*, 25. Internationales Wiener Motorensymposium, 2004
- [13] Engelhardt, Th.: *Simulation von Steuerkettentrieben*, 13. Aachener Kolloquium, 2004, S. 281-293

-
- [14] Fawcett, J. N.: *The Influence of Lubrication on Tooth-Roller Impacts in Chain Drives*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 191, 1977, S. 271-275
- [15] Fink, Th.: *Berechnungsverfahren zur Ermittlung der dynamischen Effekte in Kettentrieben*, Motortechnische Zeitschrift 60, Nr. 5, 1999, S. 346-352
- [16] Fink, Th.: *Geräuschoptimierung von Kettensteuertrieben in Verbrennungsmotoren*, Haus der Technik Fachbuch 51, Expert Verlag, 2005, S. 158-180
- [17] Föllinger, O.: *Regelungstechnik: Einführung in die Methoden und ihre Anwendung*, 8. Auflage, Hüthig, Heidelberg, 1994
- [18] Fritz, P.: *Dynamics of high Speed Roller Chain Drives*, Proceedings of the 1995 Design Engineering Technical Conference, Volume 3 – Part A, ASME, Boston, 1995, S. 573-584
- [19] Fritz, P.: *Dynamik schnelllaufender Kettentriebe*, VDI Fortschrittberichte, Reihe 11, Nr. 253, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998
- [20] Gregori, H.: *Simulation der dynamischen Effekte im Steuerkettentrieb mit Hilfe der FE-Methode*, Konstruktion, Nr. 45, 1993, S. 358-364
- [21] Heckl, M.: *Taschenbuch der Technischen Akustik*, 2. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 1994
- [22] Heiduk, Th.: *Methoden zur Analyse von Schwingungen und dynamischen Kräften in Steuerungsantrieben von Verbrennungsmotoren für PKW*, Dissertation RWTH Aachen, 1995
- [23] Hirschfelder, K.: *Der neue BMW Achtzylinder-Ottomotor – Teil 1*, Motortechnische Zeitschrift 62, Nr. 9, 2001, S. 630-640
- [24] Hösl, A.: *Geräuschoptimale Auslegung von Komponenten bei Steuerkettentrieben von Motoren*, Abschlussbericht FVV Vorhaben Nr. 734, Heft R 519, Frankfurt, 2003
- [25] Hösl, A.: *Dynamiksimulation von Steuerkettentrieben*, VDI Fortschrittberichte, Reihe 12, Nr. 618, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2006
- [26] Joerres, M.: *Motorakustische Optimierung von Kettentrieben mittels CAE / Test*, Haus der Technik Fachbuch 26, Expert Verlag, 2003, S. 19-32

-
- [27] Kaminsky, W.: *Beanspruchungsverhältnisse beim Eingriff in Rollenkettengetrieben*, Dissertation Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, 1985
- [28] Kell, Th.: *Vibrations in Roller Chain Drives*, Proceedings of the fifth International Congress on Sound and Vibration, Volume 3, Adelaide, 1997, S. 1459-1466
- [29] Kell, Th.: *Experimentelle Schwingungsuntersuchungen an Kettentrieben*, Dissertation TU München, 1999
- [30] Kerkau, M.: *Neue V8-Motoren für einen neuen Porsche*, ATZ MTZ extra, Juli 2003, S. 62-77
- [31] Kim, M. S.: *Mechanics of Roller Chain-Sprocket Contact: A general Modelling Strategy*, Proceedings of the 1992 International Power Transmission and Gearing Conference, Volume 2, ASME, Scottsdale, 1992, S. 689-695
- [32] Kim, M. S.: *Mechanics of Roller Chain-Sprocket Contact: Observations about the Contact Phenomena and Load Distribution*, Proceedings of the 1992 International Power Transmission and Gearing Conference, Volume 2, ASME, Scottsdale, 1992, S. 697-702
- [33] Kim, M. S.: *A general Multi-Body Dynamic Model to predict the Behavior of Roller Chain Drives at Moderate and High Speeds*, Advances in Design Automation, Volume 1, ASME, 1993, S. 257-268
- [34] Kleppmann, W.: *Taschenbuch Versuchsplanung: Produkte und Prozesse optimieren*, 3. Auflage, Carl Hanser Verlag, München, 2003
- [35] Klumpers, J.: *Theoretische und experimentelle Bestimmung der Dämpfung spielfreier Radialwälzlager*, VDI Fortschrittberichte, Reihe 1, Nr. 74, Düsseldorf, 1980
- [36] Kollmann, F. G.: *Maschinenakustik*, 2. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 2000
- [37] Kurisu, T.: *Simulation of Engine Timing-Chain Vibrational Motion*, JSME International Conference on Motion and Powertransmissions, Hiroshima, 1991, S. 388-393
- [38] Lach, R.: *Dynamisches Betriebsverhalten von Steuerkettentrieben in Verbrennungsmotoren*, Dissertation RWTH Aachen, 1999
- [39] Lebrecht, W.: *Steuertriebsdynamik unter Berücksichtigung elastischer Kettenradwellen*, VDI Berichte, Nr. 1749, 2003, S. 361-375

-
- [40] Lehrstuhl für Angewandte Mechanik der TU München: *Anwenderdokumentation XKetSim – Programmsystem zur Simulation von Kettentrieben Version 6.0*, München, 2004
- [41] Liu, S. P.: *Experimental Evaluation of Automotive Timing Chain Drive Impact Noise*, SAE Technical Paper Series 951239, 1995
- [42] Lückert, P.: *Der neue V6-Ottomotor M 272 von Mercedes-Benz*, Motortechnische Zeitschrift 65, Nr. 6, 2004, S. 436-452
- [43] Mendl, G.: *Motordynamik und ihre Interaktion zu Festigkeit, Ladungswechsel und Akustik*, VDI Fortschrittberichte, Reihe 12, Nr. 500, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002
- [44] Montgomery, D. C.: *Design and Analysis of Experiments*, 5th edition, John Wiley & Sons, Inc., New York, 2001
- [45] Naji, M. R.: *Analysis of Sprocket Load Distribution*, Mechanism and Machine Theory, Vol. 18, No. 5, 1983, S. 349-356
- [46] Naji, M. R.: *Experimental Determination of the Roller Chain Load Distribution*, Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design, Vol. 105, 1983, S. 331-338
- [47] Naji, M. R.: *Analysis of Roller Chain Sprocket Pressure Angles*, Mechanism and Machine Theory, Vol. 19, No. 2, 1984, S. 197-203
- [48] Naji, M. R.: *The Effects of the Pitch Difference on the Load Distribution of a Roller Chain Drive*, Mechanism and Machine Theory, Vol. 24, No. 5, 1989, S. 351-362
- [49] PCB Piezotronics Inc.: *Datenblatt zum Beschleunigungsaufnehmer Modell 356B11*, <http://www.pcb.com>, 2005
- [50] Pfeiffer, F.: *Einführung in die Dynamik*, Teubner Verlag, Stuttgart, 1992
- [51] Pfeiffer, F.: *Multibody Dynamics with Unilateral Contacts*, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1996
- [52] Pfeiffer, F.: *Ketten in Antrieben*, VDI Berichte, Nr. 1416, 1998, S. 275-296
- [53] Post, J.: *Dynamik von Steuertrieben am Beispiel eines 8-Zylinder V-Motors*, VDI Berichte, Nr. 1416, 1998, S. 261-274

-
- [54] Post, J.: *Simulation von Kettentrieben*, VDI Berichte, Nr. 1467, 1999, S. 253-269
- [55] Reinicke-Murmann, J.: *Analysis and Development of Camshaft Drive Systems Using a Computer Simulation Model*, SAE Technical Paper Series 900448, International Congress and Exposition, Detroit, 1990
- [56] Richter, H. P.: *Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Körperschalleitung von Wälzlagern in Maschinen*, Dissertation TH Darmstadt, 1989
- [57] Ross, J.: *Simulating the Dynamic Behaviour of Chain Drive Systems by Advanced CAE Programs*, SAE Technical Paper Series 960298, 1996
- [58] Rossi, R.: *Chain Drive System Development by advanced CAE and Experimental Methodology*, International Seminar High Performance Engines, Stresa, 2001
- [59] Schaffner, Th.: *Numerische Simulation des Einflusses verschiedener Spannelemente auf die Körperschallanregung durch Steuerkettentriebe*, Motortechnische Zeitschrift 64, Nr. 7-8, 2003, S. 568-575
- [60] Schlottmann, G.: *Modellierung und Berechnung von Transversal- und Longitudinalschwingungen in Rollenkettengetrieben*, Wissenschaftliche Zeitschrift der Wilhelm-Pieck-Universität Rostock 36, Heft 7, 1987, S. 91-100
- [61] Schlottmann, G.: *Beitrag zur Ermittlung der dynamischen Kraft- und Beanspruchungsverhältnisse in Rollenkettengetrieben*, Maschinenbautechnik 36, Berlin, 1987, S. 394-397
- [62] Sopouch, M.: *Simulation of Engine's Structure Borne Noise Excitation Due to the Timing Chain Drive*, SAE Technical Paper Series 2002-01-0451, SAE 2002 World Congress, Detroit, 2002
- [63] Sopouch, M.: *Design Parameters of the Timing Chain Drive and their Influence on Structure Borne Noise Excitation*, Proceedings of the JSAE Annual Congress, No. 69, 2002
- [64] Sopouch, M.: *Prediction of vibroacoustic excitation due to the timing chains of reciprocating engines*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 217, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 2003, S. 225-240

-
- [65] Speckens, F.-W.: *Dynamisches Betriebsverhalten von Steuertrieben in Verbrennungsmotoren*, VDI Berichte, Nr. 1467, 1999, S. 239-251
- [66] Uehara, K.: *On the Noise of Roller Chain Drives*, Proceedings of the Fifth World Congress on Theory of Machines and Mechanisms, ASME, 1979, S. 906-909
- [67] Veikos, N. M.: *On the dynamic Analysis of Roller Chain Drives: Part 1 – Theory*, Mechanical Design and Synthesis, Volume 46, ASME, 1992, S. 431-439
- [68] Veikos, N. M.: *On the dynamic Analysis of Roller Chain Drives: Part 2 – Case Study*, Mechanical Design and Synthesis, Volume 46, ASME, 1992, S. 441-450
- [69] Veit, I.: *Industrielles Messen in der Akustik und Schwingungstechnik – eine Übersicht*, Technisches Messen, Heft 5, 1977, S. 163-173
- [70] Veit, I.: *Technische Akustik: Grundlagen der physikalischen, physiologischen und Elektroakustik*, 5. Auflage, Vogel Verlag, Würzburg, 1996
- [71] Wang, K. W.: *On the Noise and Vibration of Chain Drive Systems*, Shock and Vibration Digest, Vol. 23, Nr. 4, 1991, S. 8-13
- [72] Wang, K. W.: *Vibration Analysis of Engine Timing Chain Drives with Camshaft Torsional Excitations*, SAE Technical Paper Series 911063, 1991
- [73] Wang, K. W.: *On the Stability of Chain Drive Systems Under Periodic Sprocket Oscillations*, Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 114, 1992, S. 119-126
- [74] Wang, K. W.: *On the Impact Intensity of Vibrating Axially Moving Roller Chains*, Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 114, 1992, S. 397-403
- [75] Young, J. D.: *Camshaft Roller Chain Drive with Reduced Meshing Impact Noise Levels*, SAE Technical Paper Series 2003-01-1666, 2003