

Peter Fietkau

Transiente Kontaktberechnung bei Fahrzeuggetrieben

D 93
ISBN 978-3-936100-48-8

Institut für Maschinenelemente

Antriebstechnik • CAD • Dichtungen • Zuverlässigkeit

Universität Stuttgart
Pfaffenwaldring 9
70569 Stuttgart
Tel. (0711) 685 – 66170

Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche, Ordinarius und Direktor

Transiente Kontaktberechnung bei Fahrzeuggetrieben

Von der Fakultät
Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von
Dipl.-Ing. Peter Fietkau
aus Nürtingen

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Prof. E.h. P. Eberhard

Tag der mündlichen Prüfung: 15.07.2013

Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart

2013

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als Akademischer Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche, Leiter des Instituts für Maschinenelemente, für die Ermöglichung und Förderung dieser Arbeit sowie sein hohes Maß an entgegengebrachtem Vertrauen. Durch seine menschliche, fachliche und wissenschaftliche Führung schuf er ein Arbeitsumfeld, in dem ich mich äußert wohl fühlte und meine Forschungstätigkeit bestmöglich ausüben konnte.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Eberhard, Direktor des Instituts für Technische und Numerische Mechanik (ITM) der Universität Stuttgart, danke ich für die Übernahme des Mitberichts, die kritische Durchsicht der Arbeit sowie die konstruktiven Hinweise.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Dieter Spath, Institutsleiter des Fraunhofer IAO und des Instituts für Arbeitswissenschaft und Technologiemanagement (IAT) der Universität Stuttgart, danke ich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes im Rahmen der mündlichen Prüfung.

Weiterer Dank geht an die SIMPACK AG und im Speziellen an Herrn Dr. Mauer für die Zurverfügungstellung des Quellcodes des SIMPACK Zahnradmoduls. Zudem möchte ich der Schaeffler Technologies AG & Co. KG und im Besonderen Herrn Dr. Lenssen und Herrn Dintchev für die Unterstützung bei der Lagermodellierung danken. Danksagen möchte ich auch Herrn Dr. Venner von der Universität Twente für seine wichtigen Anregungen zur numerischen Schmierfilmberechnung.

Mein herzlicher Dank gilt allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Instituts für Maschinenelemente für die kollegiale Zusammenarbeit. Sie alle tragen zum außerordentlich guten, abteilungsübergreifenden Institutsklima bei, das ein wichtiger Faktor bei der Erstellung dieser Arbeit war. Der mechanischen und elektrischen Werkstatt danke ich für die zuverlässige und sehr gute Fertigung von Prüfstands- und Versuchsteilen. Ebenso danke ich den Mitarbeiterinnen des Sekretariats für die Unterstützung in organisatorischen und verwaltungstechnischen Anliegen. Vielen Dank auch den zahlreichen wissenschaftlichen Hilfskräften, Studien- und Diplomarbeitern, die an dieser Arbeit mitgewirkt haben.

Mein herzlichster Dank gebührt meiner Familie und meinen Eltern, die mich in der Zeit der Entstehung dieser Arbeit stets unterstützt haben.

Stuttgart, im Juli 2013

Peter Fietkau

Inhaltsverzeichnis

Bezeichnungen, Formelzeichen und Indizes	III
Abstract	VII
1 Einleitung	1
1.1 Problemstellung und Zielsetzung.....	1
1.2 Aufbau der Arbeit	3
2 Grundlagen und Stand der Technik	5
2.1 Zeitveränderliche Kontakte in Fahrzeuggetrieben	5
2.1.1 Unbelastete Kontakte.....	7
2.1.2 Kontakte unter Last	13
2.2 Tribologie	15
2.3 Modellbildung mechanischer Systeme	19
2.3.1 Mehrkörpersysteme	20
2.3.2 Finite-Elemente-Systeme.....	21
3 Kontaktmodellierung	22
3.1 Verzahnung.....	22
3.1.1 Zahnradmodellierung.....	23
3.1.2 Analytische Zahnkraftberechnung	28
3.1.3 Numerische Zahnkraftberechnung.....	34
3.1.4 Vergleich der unterschiedlichen Lösungsarten	38
3.2 Synchronring	41
3.2.1 Radiale Kontakte	43
3.2.2 Axiale Kontakte.....	48
3.2.3 Kontakte in Umfangsrichtung.....	49
3.2.4 Abschleudereffekte.....	51
3.2.5 Vergleich der unterschiedlichen Lösungsarten	51
3.3 Gleitlager	54
3.4 Wälzlager.....	55
4 Getriebemodellierung.....	56
4.1 Grundsätzlicher Modellaufbau.....	56
4.2 Schleppmomentmodellierung	58
4.3 Einbindung elastischer Körper.....	61

5	Abgleich mit Messungen	66
5.1	Prüfstand	66
5.1.1	Aufbau	66
5.1.2	Regelungskonzept.....	70
5.1.3	Messsystem.....	72
5.2	Prüfgetriebe.....	74
5.3	Versuchsbedingungen	77
5.4	Simulationsmodell	78
5.5	Ergebnisse.....	80
5.5.1	VerzahnungsrasseIn	80
5.5.2	Unter Last stehende Verzahnung	88
5.5.3	SynchronringrasseIn.....	90
6	Parameterstudien.....	92
6.1	Verzahnungsparameter.....	92
6.1.1	VerzahnungsrasseIn	92
6.1.2	Unter Last stehende Verzahnung	102
6.2	Synchronringparameter	115
7	Beispielhafte Anwendung an einem Doppelkupplungsgetriebe	121
7.1	Untersuchtes Getriebe	121
7.2	Simulationsmodell	123
7.3	Ergebnisse.....	123
7.3.1	Einfluss der Vorwahlstrategie.....	124
7.3.2	Repositionierung der Ölpumpe	126
7.3.3	Entkopplung einer Vorgelegewelle.....	129
8	Zusammenfassung und Ausblick.....	131
9	Literaturverzeichnis	134

Bezeichnungen, Formelzeichen und Indizes

Bezeichnungen und Formelzeichen

(nur soweit häufiger verwendet, sonst siehe Text)

B	Berührflächenbreite
C	Wälzpunkt
$C_{1,2}$	Integrationskonstanten
C_c	Breitenballigkeit
E	Elastizitätsmodul
E'	Reduzierter Elastizitätsmodul
F_n	Normalkraft
F_{nh}	Hydrodynamische Normalkraft
F_{nd}	Normalkraft aus Festkörperkontakt
F_t	Tangentialkraft
G	Gümbelzahl
J	Trägheitsmoment
K	Kontaktdruckfaktor, Reglerparameter
$K_{ii',jj'}$	Verformungskoeffizient
L	Länge des Kontakts zwischen zwei Körpern
L_A	Anregungspegel
L_{Aeq}	A-bewerteter äquivalenter Schalldruckpegel
L_a	Körperschallpegel
R	Ersatzkrümmungsradius, Synchronringradius
R_m	Mittlerer Radius
$R_{q1,2}$	Geometrischer Mittenrauhwert der Oberfläche 1 bzw. 2
S_a	Axialspiel
S_v	Verdrehflankenspiel
T	Drehmoment, Reglerparameter
$U_{1,2}$	Geschwindigkeit der Oberfläche 1 bzw. 2 in x_g -Richtung
$V_{1,2}$	Geschwindigkeit der Oberfläche 1 bzw. 2 in y_g -Richtung
W	Arbeit, Energie
a	1. Halbachse der elastischen Abplattung im Kontakt, Achsabstand, Beschleunigung
b	2. Halbachse der elastischen Abplattung im Kontakt, Breite
c	Steifigkeit
d	Dämpfungsfaktor, Durchmesser
f	Frequenz
f_z	Zahneingriffsfrequenz
g_y	Abstand eines Flankenberührungspunkts vom Wälzpunkt C

IV Bezeichnungen, Formelzeichen und Indizes

h	Spalthöhe
h_{\max}	Benetzungshöhe eines Fluids auf einer Körperoberfläche
h_{\min}	Minimaler Flankenabstand bzw. minimale Schmierfilmdicke
h_0	Theoretische Spalthöhe zwischen unverformten Oberflächen
h_{cr}	Kritische Spalthöhe (Mischreibungsbeginn)
h_g	Theoretische Geometrie unverformter Oberflächen
h_s	Geometrie verformter Oberflächen
i	Übersetzung
i_{Takt}	Taktzahl eines Verbrennungsmotors
i_{Zylinder}	Anzahl der Zylinder eines Verbrennungsmotors
j_t	Verdrehflankenspiel
m	Masse
m_n	Normalmodul
n	Drehzahl
p	Fluiddruck
p_c	Festkörperkontaktdruck
q	Skalierter Druck
r	Radius
r_b	Grundkreisradius
r_w	Wälzkreisradius
r_y	Radius von der Zahnradmitte zu einem beliebigen Punkt auf der Flanke
t	Zeit
v_t	Umfangsgeschwindigkeit
w	Elastische Deformation
x	Profilverschiebungsfaktor
x_{in}	Rand des Druckgebiets in x_g -Richtung
x_{null}	Nullstelle des hydrodynamischen Drucks
x, y, z	Koordinaten
x_g, y_g, z_g	Koordinaten zur Beschreibung des Schmierpalts
z	Zähnezahl
Δ	Intervall, Differenz
$\Phi_{xx,yy}^p$	Druckflussfaktor in x_g - bzw. y_g -Richtung
$\Phi_{xx,yy}^s$	Scherflussfaktor in x_g - bzw. y_g -Richtung
Ω	Gebiet einer Oberfläche
α	Druck-Viskositäts-Koeffizient, Drehwinkel um x -Achse
α_c	Konuswinkel
α_n	Eingriffswinkel im Normalschnitt
α_t	Eingriffswinkel im Stirnschnitt
β	Schrägungswinkel, Drehwinkel um y -Achse
γ	Drehwinkel um z -Achse, Abschleuderkoeffizient
ϵ, ζ	Druck-Dichte-Koeffizienten

η	Dynamische Viskosität
η_0	Dynamische Viskosität bei Atmosphärendruck
λ	Wellenlänge
μ	Reibbeiwert
ν	Querkontraktionszahl, kinematische Viskosität
ξ	Koeffizient der diskretisierten Reynoldsgleichung
ρ	Dichte, Krümmungsradius
ρ_0	Dichte bei Atmosphärendruck
σ	Kombinierter Mittenrauhwert
σ^Δ	Relative Rauheitsdifferenz
τ	Tangentialspannung
τ_0	Eyring'sche Schubspannung
τ_c	Tangentialspannung aus Festkörperkontakt
φ	Verdrehwinkel, Winkel bei Zylinderkoordinaten
ψ_d	Winkel zwischen Relativgeschwindigkeit und x_g -Achse
ω	Winkelgeschwindigkeit

Indizes und Abkürzungen

(nur soweit häufiger verwendet, sonst siehe Text)

0	Nenn- oder Ausgangszustand
1	Zahnrad 1, Oberfläche 1
2	Zahnrad 2, Oberfläche 2
A	Anschlag, Amplitude
AW	Abtriebswelle
B	Berührfläche
C	Konus
DCT	Dual Clutch Transmission (Doppelkupplungsgetriebe)
EW	Eingangswelle
FE	Finite Elemente
HW	Hauptwelle
In	Eingang
K	Konstante
KK	Kupplungskörper
M	Mittelwert
MKS	Mehrkörpersystem
Out	Ausgang
R	Rückwärts
REDR	Rechteckdichtring
RWDR	Radialwellendichtring

VI Bezeichnungen, Formelzeichen und Indizes

SK	Synchronkörper
SR	Synchronring
Takt	Taktzahl
VGW	Vorgelegewelle
Vis	Viskosität
Z	Zahn
ZR	Zahnrad
a	Axial, Kopf
b	Grundkreis
c	Festkörperkontakt
damp	Dämpfung
f	Fuß
g	Spalt
h	Hydrodynamisch
l	Links
m	Minus, mittel
max	Maximal
mean	Mittel
min	Minimal
n	Normal
p	Plus
r	Rechts
t	Tangential
w	Wälzkreis

Abstract

Transient Contact Simulation of Automotive Transmissions

The requirements regarding reliability, comfort and emissions in passenger car development are rising continuously. The automotive transmission has a crucial influence on these factors. The aim is to be able to evaluate significant performance characteristics of a transmission such as lifetime and comfort at an early stage of development. Against the background of decreasing development resources and increasing requirements, simulation plays an important role.

The focus of the work presented is on the determination of the transmission noise as well as the determination of the forces and lubrication conditions inside the gearbox, which have a significant influence on lifetime. In order to evaluate these factors simulatively, an appropriate description of transient transmission contacts is essential. These contacts are gears, shifting elements, rolling bearings and plain bearings.

The aim was to develop modeling techniques for these transient contacts. They should include the oil film at the contacts and be detailed enough to predict the acoustic behavior of the system. Furthermore, methods for modeling the other transmission parts were created. Hence it is possible to simulate the whole transmission just with speed and torque boundary conditions at transmission input and output. In this context, the efficiency of the methods plays an important role in order to achieve acceptable computation times. The focus of the methods was the determination of transmission rattling noises. The methods are also used to determine whining noises as well as loads and lubrication conditions.

At the beginning of the work, comprehensive literature research regarding fundamentals and state of the art was carried out. The description of loaded and unloaded transient contacts as well as tribology and modeling in general were treated.

Subsequently, methods for a simulative description of the contacts were developed. The aim was a purely physical modeling approach which means that no empirical correlation factors were used. The gearwheels were modeled with circumferentially moveable teeth and deformable flanks. The general case with piezoviscous elastohydrodynamic lubrication at tooth flanks was assumed, the basis being the Reynolds equation for thin fluid films. Mixed friction, dry contact as well as surface roughness influence were considered. Two different solution procedures for the contact equations were derived: an efficient analytical one which describes tooth flanks with simplifying assumptions one-dimensionally and delivers flank forces directly as analytical equations and a more precise numerical one, which discretizes tooth flanks two-dimensionally and solves the resulting equations with a multi-level method. A comparison of both solution procedures showed that in most cases the analytical one is sufficient.

Only synchronizers were considered in the field of shifting elements. They were investigated in a non-shifted state because they are assumed not to have transient contacts when shifted and shifting processes are not treated within this work. The synchronizer rings were modeled with a rigid surface. All contact geometries to neighboring components were de-

scribed analytically in a simplifying way and isoviscous hydrodynamic lubrication conditions were assumed. Therefore, an efficient calculation of the conditions in the complex gap geometries was possible. For this purpose an efficient analytical solution of the contact equations as well as a more sophisticated numerical one including a surface discretization were derived.

Plain bearings were treated in the same way as synchronizers, which means isoviscous lubrication conditions as well as rigid surfaces were assumed. Again, the computation was done either in an analytical or in a numerical way. The rolling bearings were described by nonlinear characteristic maps. These maps were obtained from precalculations taking into account the exact contact situation of the rolling elements.

The methods were implemented in a modular way as user force elements for the commercial multi-body simulation software SIMPACK. In this way, maximum portability to other problems as well as reusability was assured.

In the next step, the modeling of the remaining transmission parts was considered. The general design of elastic multi-body models, which were used in this work as well as drag torque calculation, was described. The aim was to develop methods which describe the vibration behavior of the transmissions realistically up to frequencies of 10 kHz. Emphasis was placed on the implementation of elastic bodies into the model. If some rules are observed, it is possible to omit the FE calculation which usually follows because the elastic multi-body model is capable of describing the vibrations of elastic bodies properly.

After the modeling, a comparison with measurements followed. First, an existing test bench was modified and updated for the upcoming measurement tasks. This involved the installation of an acoustic chamber, the design of a new controller as well as a renewal of the measurement equipment. At the same time, an experimental transmission with a single gear stage as well as a simulation model of it was developed. Afterwards, the measurement and simulation results were compared. The operating conditions of the gears under rattling excitation, of the gears under load as well as of synchronizers under rattling excitation were investigated. The evaluative values were the relative rotation angle between the gearwheels, the structure-borne noise level at the housing surface as well as the frequency spectra of structure-borne noise. Furthermore, the transferability of the results from structure-borne to airborne noise was investigated. The measurement and simulation results showed a good correlation. Therefore, the methods and procedures developed are suitable for modeling transient transmission contacts.

In the next step, parameter studies with gears and synchronizers were carried out. Emphasis was placed on tribological parameters which are characteristic of the methods developed. The three operating conditions rattling gears, loaded gears and rattling synchronizers were treated separately. Time-dependent behavior of important values like normal force, dry contact force and gap height as well as integral characteristics like excitation level or efficiency were investigated for different input parameters. Furthermore, pressure distributions on tooth flanks and three-dimensional gap geometries were calculated by using the numerical solution procedures. The basic influences of the main parameters on the important characteristics of the contacts were given clearly in table form at the end of the chapter.

In the last step, the practicability of the methods was shown by applying them to a complete automotive transmission. Due to a lot of potential interactions and the use in passenger cars with a high standard of comfort demands, a dual clutch transmission for cars with standard drive was chosen. First, the transmission parts were designed on the basis of an existing principle. Afterwards, their rattle behavior was analyzed for different shifting positions and the influence of the pre-selection strategy was treated. Then two noise reduction measures, namely a repositioning of the oil pump and a decoupling of a countershaft, were tested for their effectiveness. A noise reduction could be proven in both cases.

1 Einleitung

Bei der Entwicklung neuer Kraftfahrzeuge nehmen die Anforderungen hinsichtlich Zuverlässigkeit, Komfort und Emissionen stetig zu. Gleichzeitig besteht ein starker Trend zur Reduktion von Entwicklungszeit und -kosten. In diesem Spannungsfeld bewegt sich auch die Entwicklung von Fahrzeuggetrieben. Das Getriebe hat als für die elementare Funktion eines Fahrzeugs notwendige Baugruppe wesentlichen Einfluss auf die Fahrzeuglebensdauer, den Verbrauch und den Komfort einschließlich der Geräuschemissionen.

1.1 Problemstellung und Zielsetzung

Das Fahrzeuggetriebe, zu dem im erweiterten Sinn auch der restliche Antriebsstrang zwischen Verbrennungsmotor und Rädern gezählt werden kann, stellt ein komplexes System dar, in dem viele Elemente in Wechselwirkung stehen. Vor dem Hintergrund knapper werdender Entwicklungsressourcen und gestiegener Anforderungen ist es wichtig, möglichst früh im Entwicklungsprozess ein Verständnis für das System zu erlangen und Aussagen zu den wesentlichen Leistungsmerkmalen wie Lebensdauer und Geräuschemissionen treffen zu können. In frühen Entwicklungsphasen, in denen noch keine Prototypen zur Verfügung stehen, sind solche Einblicke meist nur durch Simulationen möglich. Aber auch im weiteren Prozess kann die Simulation ein wichtiger Stellhebel sein, um Prüfstands- und Prototypenkosten zu sparen.

Bei der Beschreibung von Fahrzeuggetrieben spielen transiente, d. h. zeitveränderliche Kontakte eine wesentliche Rolle. Hierzu zählen in erster Linie die Kontakte in Verzahnungen, Wälzlagern, Gleitlagern und Schaltelementen. Die an diesen Stellen auftretenden Kräfte und Betriebsbedingungen beeinflussen das Verhalten des Gesamtsystems entscheidend. So werden die wesentlichen Geräuschemissionen, nämlich die Heul- und Pfeifgeräusche sowie die Klapper- und Rasselgeräusche durch diese Kontakte bestimmt. Heul- und Pfeifgeräusche entstehen durch Schwingungen belasteter Zahnräder resultierend aus Eingriffsstößen, Parametererregungen durch Steifigkeitsschwankungen und dem Abwälzvorgang. Klapper- und Rasselgeräusche resultieren aus Losteilschwingungen von Verzahnungen und Synchronringen angeregt durch Drehschwingungen des Triebstrangs.

Neben Verzahnungen und Synchronringen können Lager, vor allem in beschädigtem Zustand, Geräusche verursachen. Im intakten Betrieb fungieren sie als maßgebliche Komponente der Körperschallleitung von der eigentlichen Anregungsstelle an die Umgebung.

Neben der Bedeutung für die Geräuschentwicklung sind Bauteile mit zeitveränderlichen Kontaktvorgängen für die Lebensdauer eines Getriebes von Bedeutung. So ist eine möglichst genaue Kenntnis der an diesen Stellen im Betrieb auftretenden Kräfte essentielle Voraussetzung für eine Lebensdauerberechnung. Weiterhin sind die auftretenden Betriebsbedingungen, wie z. B. Reibungszustand und Schmierfilmdicke, von Interesse, um einem vorzeitigen Ausfall entgegenzuwirken.

Der Beschreibung der transienten Kontakte in Fahrzeuggetrieben kommt somit eine besondere Bedeutung zu. Im Rahmen dieser Arbeit sollen hierzu Modellierungsverfahren erarbeitet werden. Da der normalerweise an den Kontakten vorhandene Ölfilm einen deutlichen Einfluss auf das Verhalten hat, soll dieser in die Berechnung einbezogen werden. Außerdem sollen die Modelle detailliert genug sein, um akustische Aussagen machen zu können. Das heißt, sie müssen in der Lage sein, auch hochfrequente Schwingungen realitätsnah abzubilden. Ein Fokus der Arbeit liegt hierbei auf Verzahnungen und Synchronisierungen, da sie direkt an der Geräuschentstehung beteiligt sind. Aber auch die Berechnung der anderen transienten Kontaktstellen soll berücksichtigt werden.

Im Gegensatz zu vorhergehenden Arbeiten soll der Kraft- und Bewegungsablauf der Getriebeelemente nicht mehr vorgegeben, sondern mit Hilfe von Randbedingungen wie Drehzahl und Drehmoment am Ein- und Ausgang im Rahmen der Simulation bestimmt werden. Neben der Modellierung transienter Kontakte müssen hierbei für eine Betrachtung von kompletten Getrieben zusätzlich Methoden zur Simulation der restlichen Elemente entworfen werden. Außerdem müssen alle Modelle und Verfahren effizient genug sein, um in akzeptabler Rechenzeit Kompletgetriebe untersuchen zu können.

Weiterhin soll eine rein physikalische Modellbildung erfolgen, das heißt auf die Verwendung von empirischen Korrelationsfaktoren wird verzichtet. Ziel ist, nach Vorgabe des Betriebszustandes wie Motormoment, Motordrehzahl und gewählter Schaltstellung, alle auftretenden Kräfte und Momente, die herrschenden Schmierzustände sowie die Bewegungsverläufe aller Bauteile eines Getriebes inklusive der elastischen Verformungen von Wellen und Gehäuse zu berechnen.

Ein Fokus der Anwendung der Methoden soll auf der Bestimmung der Klapper- und Rasselgeräusche von Getrieben unter gegebener Anregung liegen. Durch aktuelle Trends wie Downsizing, Direkteinspritzung und Aufladung auf der Motoreseite sowie neue Getriebebauarten wie Doppelkupplungsgetrieben gepaart mit deutlicher Reibungsminimierung rücken diese Geräusche vermehrt in den Vordergrund. Dennoch können die Verfahren auch zur Berechnung von Heul- und Pfeifgeräuschen oder zur Bestimmung von Belastungen und Schmierzuständen für eine anschließende Lebensdauerrechnung herangezogen werden.

Die Einbindung der Methoden soll modular in eine kommerzielle Simulationsumgebung erfolgen, um eine größtmögliche Übertragbarkeit auf andere Problemstellungen zu gewährleisten. Zur Validierung der Verfahren sollen zum einen unterschiedliche Modellierungstiefen angewandt werden, um vereinfachende analytische Annahmen mit genaueren numerischen Rechnungen vergleichen zu können. Zum anderen sollen Messungen an realen Getrieben durchgeführt und die Ergebnisse mit den Simulationen verglichen werden.

1.2 Aufbau der Arbeit

Den Aufbau der Arbeit zeigt Abb. 1.1.

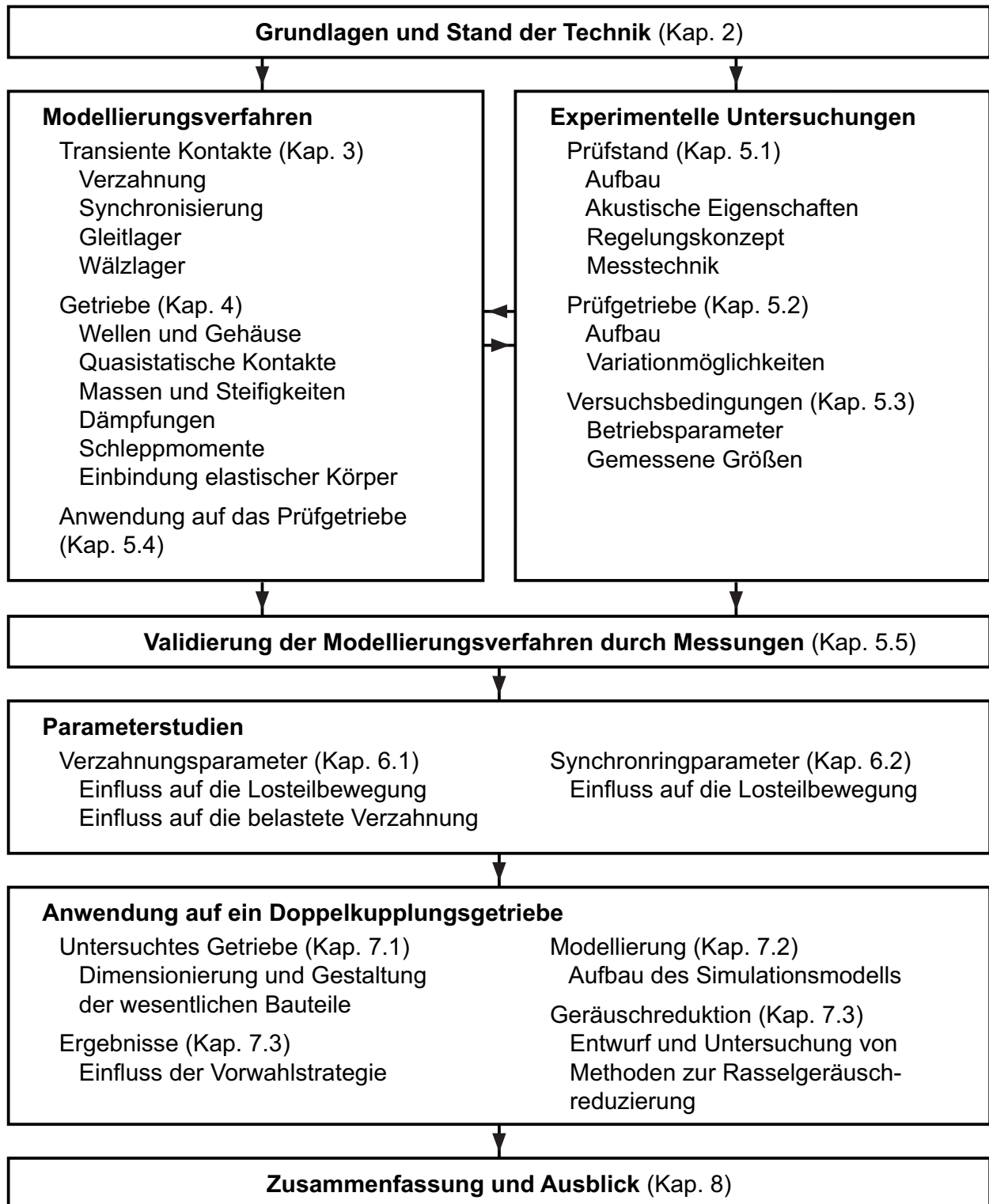


Abb. 1.1. Aufbau der Arbeit mit zugehörigen Kapitelnummern

Nach einer Einführung in die Grundlagen und den Stand der Technik werden die erarbeiteten Modellierungsverfahren für transiente Kontakte in Fahrzeuggetrieben aufgezeigt. Weiterhin wird auf die Modellbildung des restlichen Getriebes eingegangen und die erarbeiteten Methoden auf ein Prüfgetriebe angewandt. Parallel zu diesen theoretischen Betrachtungen wird die für die experimentellen Untersuchungen verwendete Prüfumgebung vorgestellt. Anschließend münden die beiden Themenfelder in der Validierung der Modellierungsverfahren anhand von Messungen.

Im nächsten Schritt werden Parameterstudien an Verzahnungen und Synchronisierungen durchgeführt, wobei besonderer Wert auf die für die erarbeiteten Modellierungsverfahren charakteristischen tribologischen Parameter gelegt wird. Zusätzlich wird die Praxistauglichkeit der Methoden anhand einer Anwendung auf ein komplettes Fahrzeuggetriebe aufgezeigt. Hierbei wird aufgrund der hohen Komplexität und zahlreichen Einflussparameter ein Doppelkupplungsgetriebe ausgewählt. Nach konstruktiven Untersuchungen zur Getriebegestaltung an sich und zu Maßnahmen zur Rasselgeräuschreduktion werden verschiedenen Schaltstellungen sowie die erarbeiteten Maßnahmen simulativ untersucht. Den Abschluss der Arbeit bilden die Zusammenfassung und der Ausblick.

2 Grundlagen und Stand der Technik

Im Folgenden werden die für die Arbeit notwendigen Grundlagen sowie der Stand der Technik behandelt. Zunächst wird aufgezeigt, an welchen Stellen in Fahrzeuggetrieben zeitveränderliche Kontakte auftreten und wie diese beschrieben werden können. Anschließend werden die Grundlagen der Tribologie geschmierter Kontakte erläutert und die beiden mechanischen Modellierungsmethoden der Mehrkörpersysteme (MKS) und der Finite-Elemente (FE) vorgestellt.

2.1 Zeitveränderliche Kontakte in Fahrzeuggetrieben

Getriebe für Kraftfahrzeuge beinhalten zahlreiche Elemente, die miteinander in Kontakt stehen. Hierbei treten sowohl Kontaktstellen auf, die, nachdem sie einmal in Kontakt gebracht wurden, ihren Zustand nicht mehr ändern, als auch Stellen, deren Kontaktstatus zeitlich veränderlich ist. Diese transienten Kontaktstellen bedürfen einer besonderer Aufmerksamkeit, da sie zum einen schwierig zu beschreiben sind und zum anderen die Funktion, die Lebensdauer und das Betriebsverhalten eines Getriebes maßgeblich durch tribologische Vorgänge an diesen Stellen bestimmt werden.

Die Abb. 2.1 zeigt als Beispiel ein einstufiges 5-Gang-Pkw-Handschaftgetriebe für Fahrzeuge mit Front-Quer-Antrieb. Die Eingangswelle EW wird über die nicht dargestellte Kupplung vom Verbrennungsmotor angetrieben. Die Leistung wird je nachdem, welcher Gang geschaltet ist, über eines der Fest-/Losradpaare auf die Abtriebswelle AW und von dort über die Konstantenverzahnung K auf das Differential übertragen. Das Differential teilt die Leistung auf linkes und rechtes Vorderrad auf.

Zusätzlich sind in Abb. 2.1 die Elemente mit transienten Kontakten markiert. Dies sind im Wesentlichen Verzahnungen, Synchronringe, Gleitlager und Wälzlager. An den Verzahnungen kommt es bei drehendem Getriebe immer zu zeitlich veränderlichen Bedingungen, da die Zähne nacheinander in Eingriff kommen und während des Eingriffs veränderliche Bedingungen bezüglich Geschwindigkeit, Krümmungsradius oder Lastverteilung auftreten.

Bei den Synchronisierungen können sich im geöffneten Zustand die Synchronringe innerhalb ihres Spiels frei bewegen. Sobald sie durch Kupplungskörper oder Synchronkörper angeregt werden, kann es zu Relativbewegungen und Stößen, also zeitlich veränderlichen Kontakten kommen. Ebenso treten während des Schaltvorgangs zeitlich veränderliche Bedingungen auf.

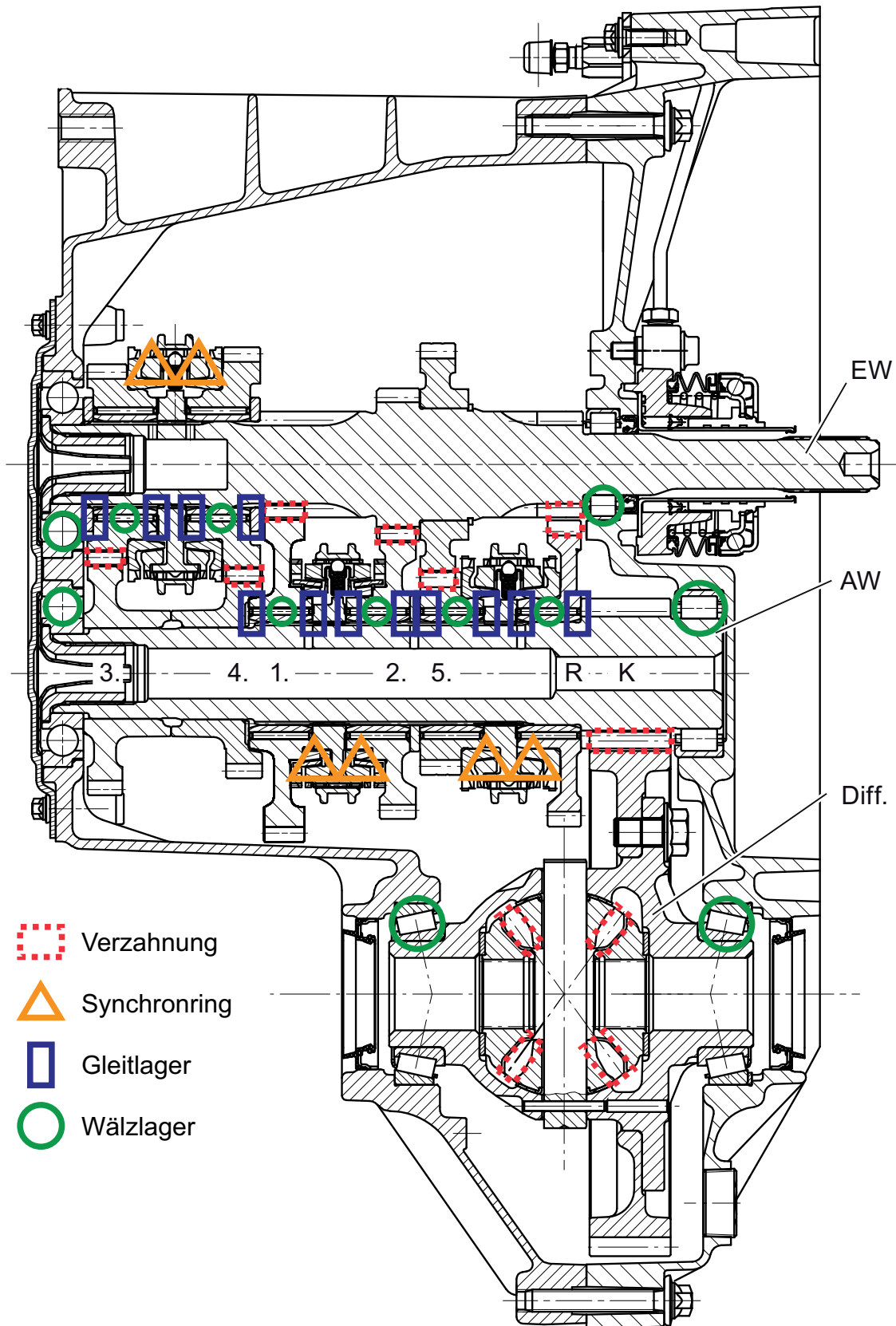


Abb. 2.1. Pkw-Handschaltgetriebe mit markierten Elementen an denen transiente Kontakte auftreten können

Die Gleitlager an den Anschlagbündeln der Losräder begrenzen die axiale Bewegung der Räder. Betriebs- und fertigungsbedingt werden diese Lager mit Spiel ausgeführt, wodurch es zu transienten Kontaktvorgängen kommen kann. Für Wälzlager gilt wie für Verzahnungen, dass die Kontaktsituation bei drehendem Getriebe immer zeitlich veränderlich ist. Die Wälzkörper laufen in den Lagerinnen- und -außenringen um. Einzige Ausnahme ist das Wälzlager unter einem geschalteten Losrad. Dies erfährt keine Relativdrehung, kann sich jedoch dennoch innerhalb seines Spiels bewegen.

Bei allen beschriebenen zeitlich veränderlichen Kontakten spielt der auf den Bauteilen vorhandene Ölfilm eine wichtige Rolle. Er sorgt im Betrieb für eine Reibungsminimierung sowie eine Verhinderung von direktem Festkörperkontakt und damit von Verschleiß. Zudem kann er zu einer Dämpfung von Stößen, Schwingungen und Geräuschen beitragen.

Bei dem gezeigten Beispiel handelt es sich um ein Handschaltgetriebe. Automatisierte Schaltgetriebe und Doppelkupplungsgetriebe sind jedoch mit Ausnahme der Kupplung aus den gleichen Maschinenelementen aufgebaut [Ber12, Nau11], so dass die hier beschriebenen Grundlagen problemlos auf diese Bauarten übertragen werden können. Ähnliches gilt für konventionelle Automatgetriebe.

Ein Schwerpunkt dieser Arbeit liegt auf der Simulation von Losteilbewegungen, also unbelasteten bzw. nur gering belasteten Kontakten. Die entwickelten Methoden werden aber ebenfalls zur Beschreibung von unter Last stehenden Kontakten herangezogen, weshalb im Folgenden auch auf diese eingegangen wird.

2.1.1 Unbelastete Kontakte

In einem Fahrzeuggetriebe treten zahlreiche nahezu lastfreie zeitveränderliche Kontakte auf, d. h. Kontakte an denen mit Ausnahme von kurzen Stößen im Verhältnis zu den Kontakten im Leistungsfluss nur geringe Kräfte wirken. Alle Zahnradstufen und Synchronisierungen, die momentan nicht im Leistungsfluss liegen, besitzen solche Kontakte zu benachbarten Bauelementen. Da diese Bauteile spielbehaftet sind, also mindestens einen Freiheitsgrad besitzen, werden sie auch als Losteile bezeichnet. Bei der Modellierung dieser Kontakte stehen Stoßprozesse im Vordergrund.

Durch unausgeglichene Gas- und Massenkräfte ist der Drehzahlverlauf von Verbrennungsmotoren nicht gleichmäßig, sondern immer von Schwingungen überlagert. Die Hauptordnung der Schwingungen entspricht dabei der Zündfrequenz des Motors, die sich aus Takt- und Zylinderzahl ergibt. Bei dem am häufigsten verwendeten 4-Zylinder-4-Takt-Motor ist die 2. Ordnung die Hauptordnung.

Diese Schwingungen werden auf das Getriebe übertragen und regen die Losteile an. Dabei lösen sich teilweise die unbelasteten Kontakte an den Losteilen und die Bauteile bewegen sich. Sobald sie eine Spielgrenze erreichen, entstehen Kontaktstöße und damit Schwingungen und Geräusche. Treten diese Geräusche in Neutralstellung des Getriebes auf, spricht man von Klappergeräuschen, im geschalteten Gang von Rasselgeräuschen. Teilweise wird, je nach Fahrzustand, beim Rasseln zwischen Zug- und Schubrasseln unterschieden [Kel10].

In den vergangenen Jahren gab es einen starken Trend zur CO₂-Reduktion von Verbrennungsmotoren. Die hierzu ergriffenen Maßnahmen wie Reduktion der Zylinderzahl, Direkteinspritzung und Aufladung erhöhen fast ausnahmslos die Drehungleichförmigkeit der Motoren und verschärfen damit die Klapper- und Rasselproblematik [Her10, Heu10]. Bei modernen Pkw-Benzinmotoren können an der Getriebeeingangswelle Beschleunigungsamplituden von bis zu 500 rad/s² auftreten. Bei Pkw-Dieselmotoren sind Werte bis zu 1000 rad/s² und bei Nkw-Dieselmotoren sogar bis zu 1500 rad/s² möglich [Bou09, Nov10].

Die beim Klappern und Rasseln entstehenden Geräusche sind breitbandig in einem Frequenzbereich von ca. 500 Hz bis 10 kHz [Dio09, Fie11a] und haben eine sehr unangenehme Charakteristik. Daher stellen Klapper- und Rasselgeräusche ein deutliches Komfortproblem dar. Zudem kann es zu einer Beeinträchtigung der Lebensdauer einzelner Komponenten kommen. Es ist deshalb von großer Bedeutung, diese unbelasteten Kontaktvorgänge zu verstehen, um diese Geräusche sowohl vorhersagen zu können als auch um effiziente Gegenmaßnahmen zu entwickeln.

Abb. 2.2 zeigt schematisch das Bewegungsverhalten eines unbelasteten Losrads unter hoher Drehschwingungsanregung. Der Drehzahlverlauf an der Getriebeeingangswelle kann mit guter Näherung als sinusförmig angenommen werden. Während der Verzögerung des Festrades haftet das Losrad an dessen Schubflanke (Position *II*). Sobald das Festrad wieder beschleunigt wird, hebt das Losrad von der Schubflanke ab und verursacht nach Durchlaufen des Spiels einen Verdrehflankenstoß, der deutlich im Körperschallsignal ersichtlich ist (Übergang Position *II* – *III*). Bei schrägverzahnten Rädern kommt es dabei zu einem axialen Impuls, wodurch das Losrad das Axialspiel durchläuft und am axialen Anlaufbund (Gleitlager) anschlägt (Übergang Position *III* – *IV*). Zu Beginn der nächsten Verzögerungsphase des Festrades kommt es wieder zum Verdrehflankenstoß (Übergang Position *IV* – *I*) mit resultierendem Axialstoß (Übergang Position *I* – *II*) und der Prozess beginnt von vorne. Das Bewegungsverhalten eines Synchronrings lässt sich auf ähnliche Weise beschreiben.

Um das Rasselverhalten eines gesamten Fahrzeuggetriebes zu beurteilen, ist die sogenannte Klapperkurve eine prägnante Darstellungsform. Bei ihr werden für unterschiedliche Drehschwingungsamplituden am Getriebeeingang bei konstanter Grunddrehzahl und Anregungsfrequenz die resultierenden Körper- oder Luftschallpegel aufgetragen [Wei91]. Dabei ergeben sich charakteristische Phasen, siehe Abb. 2.3.

Bis zu einem gewissen Anregungsniveau, der Klappergrenze, sind die Pegel konstant, da die Beschleunigungen nicht ausreichen, um die Schleppmomente auf die Losteile zu überwinden. Es treten keine Stöße auf. Das hier vorhandene Grundgeräusch resultiert aus dem Laufgeräusch von Verzahnungen und Lagern sowie Prüfstandsgeräuschen. Ab der Klappergrenze kommt es zu vereinzelt Stößen. Mit steigender Anregung treten diese Stöße an immer mehr Bauteilen und periodisch, aber zunächst nur einseitig an je einer Spielgrenze auf. In dieser Phase steigen die Pegel stark an, da sowohl die Anzahl der Stöße als auch deren Intensität zunehmen. Mit weiter steigender Anregung werden die Stöße zweiseitig, das heißt die Losteile schlagen an beiden Spielgrenzen an. Ab hier verläuft der Anstieg der Kurve flacher, da die Anzahl der Stöße pro Zeiteinheit konstant bleibt und nur deren Intensität zunimmt.

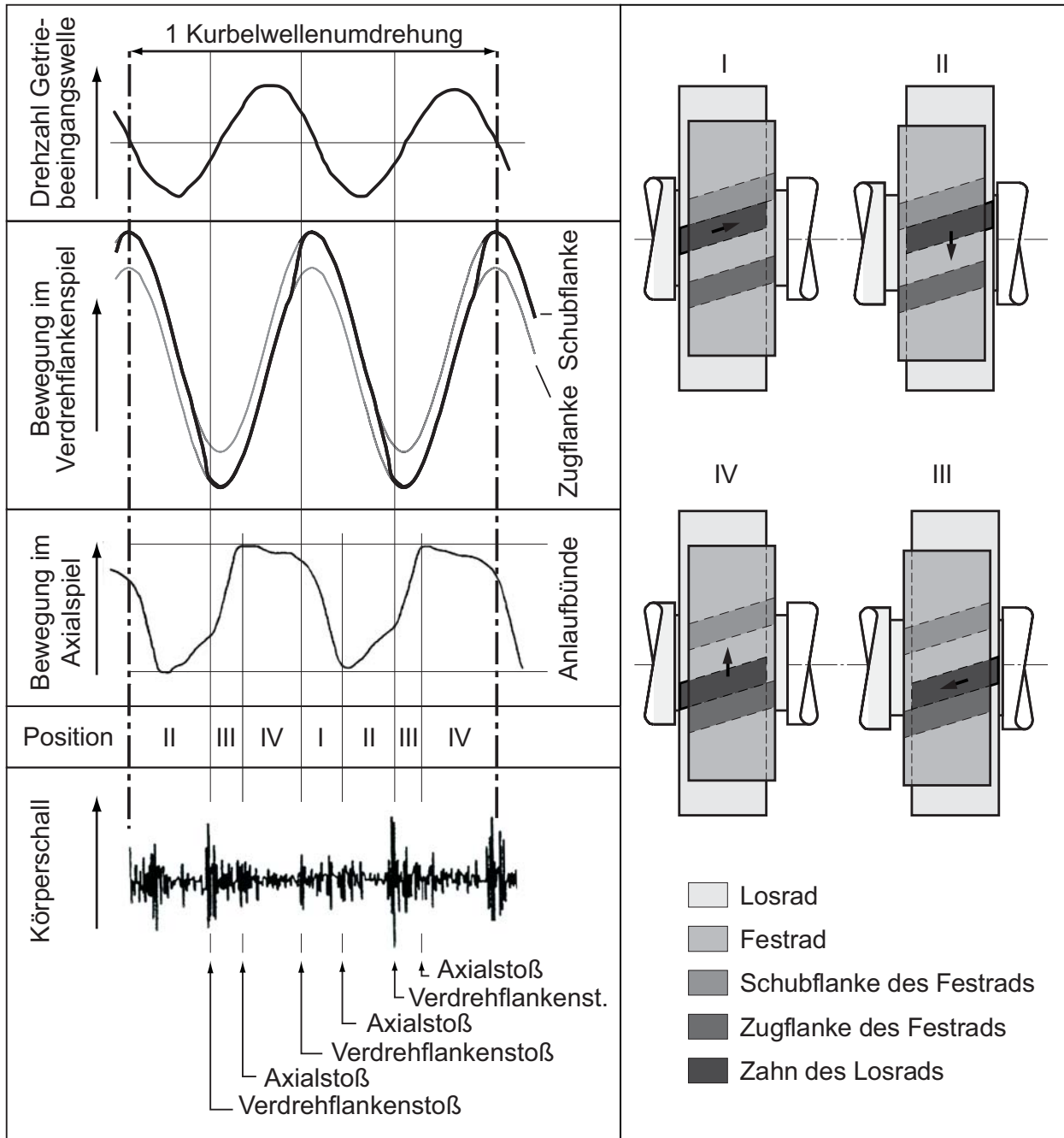


Abb. 2.2. Bewegungsverhalten eines unbelasteten Losrads unter Drehschwingungsanregung [Dog01, Ryb03]

Am Institut für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart existieren langjährige Erfahrungen mit Losteilbewegungen in Fahrzeuggetrieben. Nill untersuchte 1986 das Schwingungsverhalten unbelasteter Synchronringe [Nil86]. Weidner [Wei91] dehnte diese Untersuchungen auf Verzahnungen und Gesamtgetriebe aus und entwarf ein erstes Modell zur Abschätzung der resultierenden Geräusche. Lang [Lan97] und Rach [Rac98] erweitern das Rechenmodell, führten zahlreiche Parameterstudien durch und suchten nach Maßnahmen der Geräuschreduktion.

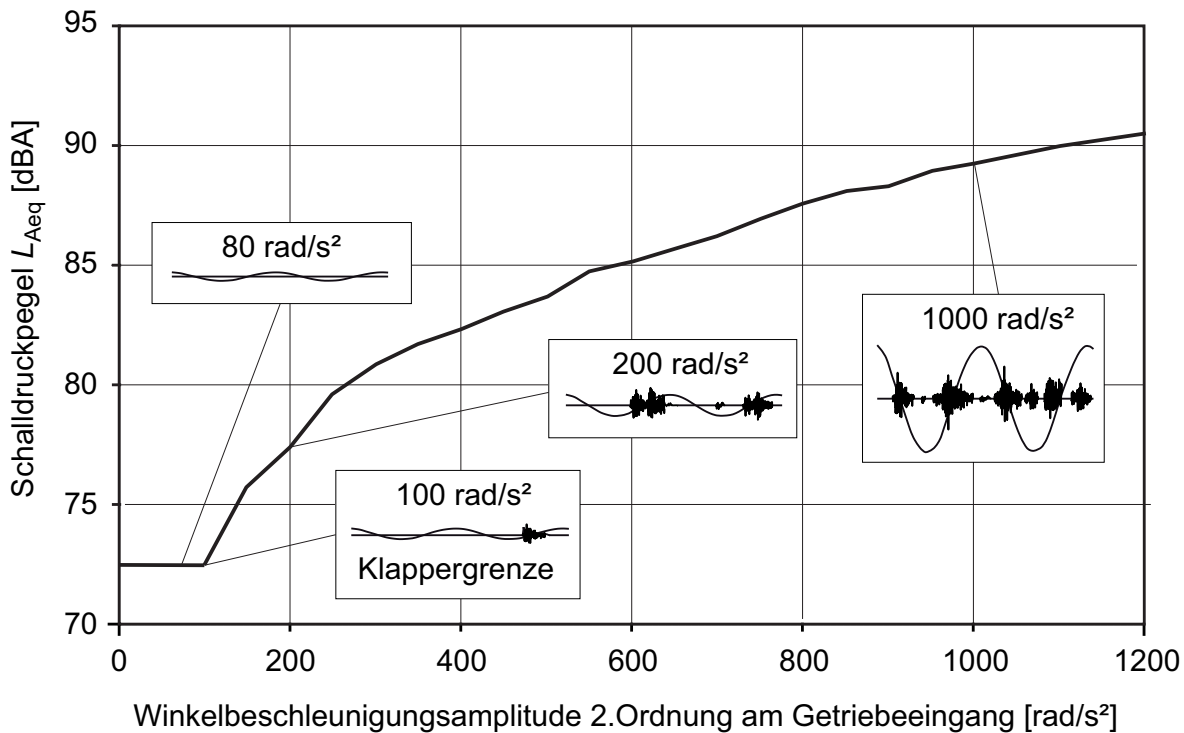


Abb. 2.3. Typischer Verlauf einer Klapperkurve für ein Handschaltgetriebe [Sto08, Wei91]

Doğan [Dog01] und Ryborz [Ryb03] vervollständigten die vorhergehenden Untersuchungen, bezogen erstmals Nkw-Getriebe mit ein und stellten einen Konstruktionskatalog für rasselarme Getriebe auf. Li [Li06] untersuchte mit Hilfe von hochgenauer Messtechnik speziell das Bewegungsverhalten von Losrädern bei verschiedenen Betriebsbedingungen. Stockmeier [Sto08] und Novak [Nov10] entwickelten aufbauend auf vorhergehenden Ergebnissen ein vollständig klapper- und rasselgeräuschfreies Getriebe.

Die Simulation der Losteilbewegungen von Zahnrädern und Synchronringen ist ein wichtiger Faktor zum Verständnis der Phänomene. Grundsätzlich gibt es zwei Beschreibungsarten der Kontaktvorgänge: Entweder werden mit Hilfe der technischen Stoßtheorie aus den Geschwindigkeiten vor dem Stoß und einer gegebenen Stoßzahl die Geschwindigkeiten nach dem Stoß berechnet (kinematische Zwangsbedingung) oder es werden spielbehaftete Feder-Dämpfer-Elemente verwendet, die nach Durchlaufen des kraftfreien Spiels je nach „Eindringung“ der Kontaktflächen ineinander eine Kraft erzeugen.

Am Institut für Maschinenelemente wurde in der Vergangenheit das Einfachst-Klappermodell (EKM) entworfen [Lan97, Ryb03, Wei91], das mit Hilfe der Stoßtheorie aus Losteilbewegungen resultierende Stoßintensitäten berechnet und über experimentell bestimmte Korrelationsfaktoren auf den Luftschall überträgt. Küçükay [Küc87, Küc88] und Pfeiffer [Pfe96] entwarfen aufwändigere Mehrkörpermodelle zur Rasselsimulation, benutzten ebenfalls die Stoßtheorie und verwendeten den Energieverlust beim Stoß als Maß für die Rasselintensität. Rinderknecht [Rin98] verknüpfte die Ansätze von Weidner und Küçükay, konnte aber ebenfalls nur auf Basis von empirischen Korrelationsfaktoren Aussagen zu resultierenden absoluten Pegeln machen. Solfrank [Sol91] betrachtete die gesamte Wirkkette, die sich bei Stoßvorgängen in Getrieben ergibt und bezog sowohl die Gehäuseschwingung als

auch die Schallabstrahlung in seine Rechnung mit ein. Hinz [Hin98] modellierte neben den unbelasteten Stoßprozessen auch belastete Verzahnungskontakte und validierte seine Rechnungen mit umfangreichen Messungen.

Die zweite Modellierungsart, nämlich spielbehaftete Feder-Dämpfer-Elemente, nutzen unter anderem Singh, Comparin et al. [Sin89, Com90] für ihre Kontaktuntersuchungen. Ähnlich gingen Prestl [Pre90], Wang [Wan98], Wang et al. [Wan02] sowie Bellomo et al. [Bel00, Bel02] vor. Kim et al. [Kim02] führten mit dieser Art von Modellen Simulation im Frequenzbereich durch, um die Frequenzcharakteristik von Losteilschwingungen zu bestimmen. Fujimoto und Kizuka [Fuj03] verwendeten experimentell bestimmte Übertragungsfunktionen, um aus simulierten Beschleunigungsverläufen abhörbare Audiodateien zu kreieren. Delprete und Rosso [Del05] untersuchten simulativ unter anderem den Einfluss eines vorgeschalteten Zweimassenschwungrads auf die Kräfte in den lastfreien Kontakten. Barthod et al. [Bar07] verwendeten ein einfaches Feder-Dämpfer-Modell zur Rasselsimulation und führten umfangreiche Messungen und Parameterstudien durch. Ähnlich gingen Robinette et al. [Rob09a, Rob09b] vor.

Falkenstein [Fal04], Dally, Hirschmann et al. [Dal07, Dal09a, Dal09b] entwarfen einen neuartigen Rasselprüfstand, erfassten Drehbewegungen und -beschleunigungen an mehreren Stellen und führten Simulationen mit modernen Getriebekonzepten wie Doppelkuppelungsgetrieben durch. Auch sie verwendeten Feder-Dämpfer-Elemente. Chae, Won et al. [Cha05] entwickelten ein Verfahren, um rein aus berechneten Drehschwingungsamplituden am Getriebeeingang Rückschlüsse auf resultierende Geräuschpegel ziehen zu können. In diesem Fall wurden die transienten Kontakte rechenstechnisch gar nicht erfasst, sondern nur über experimentell bestimmte Sensitivitätskurven mit einbezogen.

Der Vorteil von Feder-Dämpfer-Modellen gegenüber einer Beschreibung mit der mechanischen Stoßtheorie liegt in der einfacheren Zeitschrittintegration, da die kinematischen Zwangsbedingungen entfallen. Zudem kann ein einziges Modell für belastete und unbelastete Kontakte verwendet werden.

Eine Verknüpfung der beiden Modellierungsarten nahm Wolauschegg [Wol05] vor. Er entwarf ein Kontaktmodell für Getrieberasseln, das zwar auf der Stoßtheorie aufbaut, aber die Bestimmung von Kraftverlauf und Stoßdauer zulässt. Hierdurch kann auf eine Beschreibung mit Stoßzahlen zurückgegriffen werden, die simulative Einbindung erfolgt jedoch als analytisch berechnete Kraft ohne kinematische Zwangsbedingungen. Knabe [Kna11], Zahlten [Zah11] et al. nutzen dieses Modell zur Rasselsimulation und anschließender Klassifizierung von Getrieben. Sie betrachteten zudem die Weiterleitung in den Fahrzeuginnenraum und konnten somit Rückschlüsse auf die Kundenrelevanz der Probleme ziehen.

Ein ähnliches Ziel verfolgten Albers, Geier, Kernstock [Alb06, Alb10a, Alb10b, Alb10c] und Lerspalunganti [Ler10], die die Rasselneigung untersuchten, sowohl Gesamtsimulationen als auch Prüfstandsmessungen durchführten und die Psychoakustik der resultierenden Geräuschphänomene bewerteten.

Abb. 2.4 zeigt die wesentlichen Einflüsse auf das Rasselverhalten von Zahnrädern, wie sie größtenteils in obigen Arbeiten ermittelt wurden. Diese Parameter können analog auf Synchronringe übertragen werden.

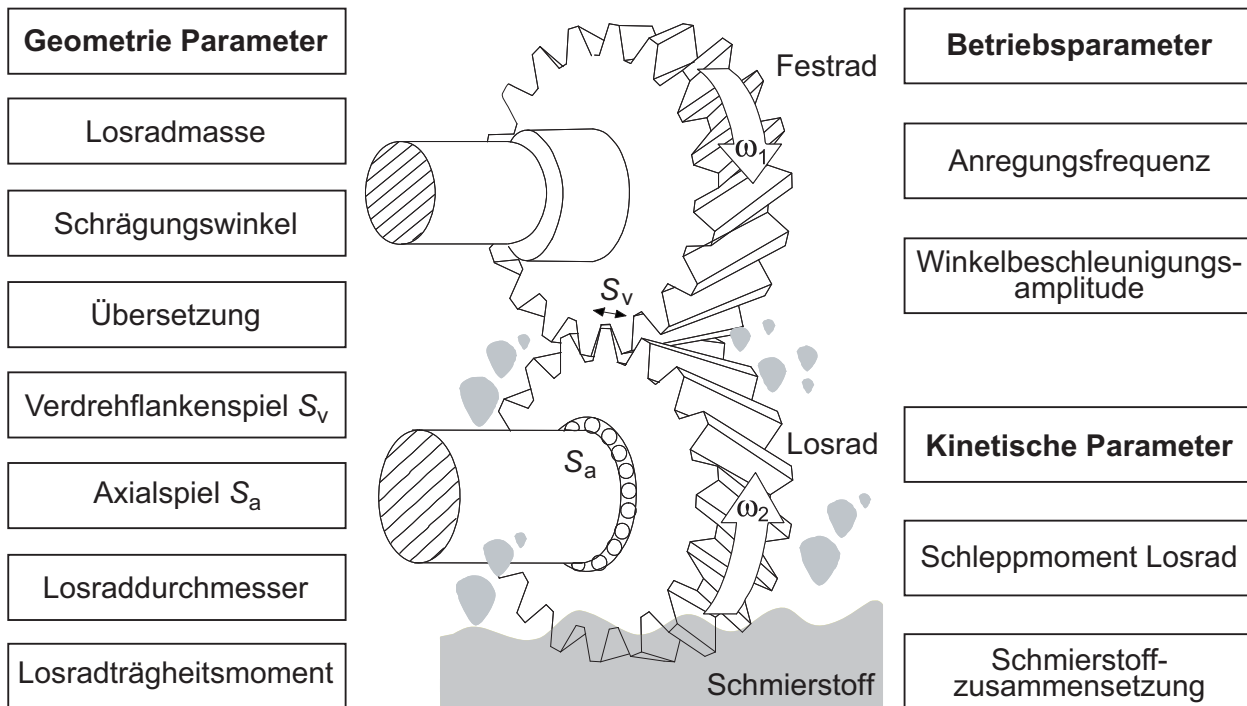


Abb. 2.4. Einflussparameter auf das Klappern und Rasseln [Dog10, Lan97]

Neuere Ergebnisse zeigen, dass dem Schmierstoff eine besondere Bedeutung zukommt. Grundsätzlich reduzieren sich die Losteilbewegungen mit steigender Viskosität des Schmierstoffs, da sich die Schleppmomente erhöhen. Aktuelle Untersuchungen haben jedoch gezeigt, dass bei gleicher Ölviskosität auch die Art des Schmierstoffes einen bedeutenden Einfluss haben kann [Bau10a]. So konnte durch Einsatz eines Polyglykols anstatt eines Mineralöls der Geräuschpegel um bis zu 5 dB gesenkt werden [Bau10b].

Dies unterstreicht, dass die tribologischen Vorgänge im Kontakt und dabei im Speziellen der Ölfilm nicht vernachlässigt werden dürfen. Hierzu existieren bereits rechentechnische Ansätze. Brancati et al. [Bra05, Bra06] erweiterten die bisher üblichen Modelle um Terme, die den Ölfilm berücksichtigen. Sie verwendeten dabei die Reynoldsgleichung zur Beschreibung des Fluidfilms, berücksichtigten jedoch nur den Druck- und den Quetschterm (s. Abschnitt 2.2). Russo et al. [Rus09] glichen dieses Vorgehen mit Messungen der Relativbewegung zwischen den Zahnrädern ab.

Gnanakumarr et al. [Gna02], Theodossiades et al. [The07, The10] sowie Tangasawi et al. [Tan07, Tan08] bezogen zusätzlich den Keilterm der Reynoldsgleichung nach dem Ansatz von Rahnejat [Rah84] mit ein. Den gleichen Weg hatte auch Heberling [Heb99] bereits im Rahmen ihrer Dissertation gewählt. De la Cruz et al. [Cru09a, Cru09b, Cru11] fügten dem Modell eine elastische Verformung sowie thermische Effekte hinzu. Die elastische Verformung sowie die resultierende Schmierstophöhe wurden dabei indirekt aus der Energieerhaltung während des Flankenkontakts bestimmt.

2.1.2 Kontakte unter Last

Zu den Kontakten in einem Fahrzeuggetriebe, die zeitlich veränderlich sind und unter Last stehen, zählen in erster Linie Verzahnungen, Gleitlager und Wälzlager. Im Rahmen dieser Arbeit werden Synchronisierungen nur im offenen oder geschalteten Zustand betrachtet. Somit werden Schaltvorgänge und damit belastete transiente Kontakte an Synchronisierungen nicht untersucht. Wie auch bei unbelasteten Kontakten kommen bei der Simulation belasteter Kontakte überwiegend Mehrkörpersysteme (MKS) zum Einsatz, die eine Abbildung kompletter, sich drehender Getriebe mit vertretbarem Aufwand ermöglichen.

Verzahnung

Fast alle Modelle zur Beschreibung der Zahnräder unter Last verwenden parallele Feder-Dämpfer-Elemente. Die Anzahl der Elemente, die Steifigkeitsverläufe sowie die Bestimmung der Modellparameter variieren dabei stark. Ebenso sind teilweise aufwändigere Kraftelemente z. B. zur Bestimmung der Kräfte aus einem Ölfilm in Reihe angeordnet.

Gerber [Ger84] verwendete für sein Zahnmodell ein einzelnes Feder-Dämpfer-Element mit analytisch bestimmter Steifigkeit. Er führte aufwändige Arbeiten zur Dämpfungsbestimmung durch und leitete eine empirische Formel für das Dämpfungsmaß her. Nikas [Nik96] bestimmte die Steifigkeit, indem er sie in die unterschiedlichen Anteile Hertzsche Abplattung, Zahnbiegung und Verformung des Radkörpers aufteilte.

Mauer [Mau04, Mau05] ermittelte für die aktuelle Zahnradposition die sich in Kontakt befindlichen Zahnpaare sowie deren Kontaktkräfte auf Basis analytisch berechneter Federsteifigkeiten. Anwendung fand dies im Kraftelement „Gear Pair“ der Mehrkörper-Simulationssoftware SIMPACK [SIM12]. Natsiavas et al. [Nat10] bestimmten die Steifigkeit ebenfalls analytisch mit Hilfe einer Fourierreihe. Höhn et al. [Höh06] simulierten Zahnflankenkorrekturen auf Basis des Programms DZP [Gei01] der Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA), das die Zahnpaarsteifigkeit analytisch anhand der Plattentheorie berechnet. Neusser et al. [Neu10] banden das DZP Berechnungsmodul direkt in eine kommerzielle MKS-Simulationsumgebung ein.

Einen Mittelweg zwischen analytischer und numerischer Berechnung der Kontaktkräfte wählten Ajmi et al. [Ajm05]. Sie verwendeten empirische Formeln zur Bestimmung der Nachgiebigkeit der Zähne und einen diskretisierten elastischen Viertelraum zur Beschreibung des eigentlichen Kontakts.

Früh [Frü08] verwendete für jeden Zahn mehrere parallele Federn, um die Lastverteilung über die Breite berücksichtigen zu können. Die Steifigkeiten wurden vorab in einer FE-Rechnung bestimmt. Ähnlich gingen Brecher et al. [Bre09] vor, die die Ergebnisse einer FE-Simulation in Kennfeldern ablegten und diese für die MKS-Simulation heranzogen.

Ebrahimi [Ebr07] modellierte Zahnräder mit in Umfangsrichtung beweglichen massebehafteten Zähnen, wobei er die Steifigkeiten ebenfalls vorab mit Hilfe einer FE-Rechnung bestimmte. Einen Schritt weiter gingen Ziegler et al. [Zie08a, Zie08b], die modal reduzierte FE-Modelle der Zahnräder direkt in eine Mehrkörpersimulation eingebunden haben.

Alle oben aufgeführten Arbeiten berücksichtigen, wenn überhaupt, den Ölfilm nur indirekt über die Dämpfungsparameter. Es gibt auch rechnerische Ansätze, den Schmierfilm

direkt in den Kontakt mit einzubeziehen. Dowson und Higginson [Dow66] führten numerische Simulationen durch und stellten eine Näherungsformel zur Bestimmung der minimalen Spalthöhe bei elasto-hydrodynamisch geschmierten Linienkontakten auf. Diese Formel fand nachfolgend eine breite Anwendung und kommt z.B. bei der Bestimmung der Graufleckentragfähigkeit [FVA93, FVA99] zum Einsatz. Einen Vergleich mit aktuellen Ergebnissen lieferten Lubrecht, Venner et al. [Lub09]. Allgemeine Untersuchungen zur Schmierfilmbildung finden sich auch im FVA Forschungsvorhaben Schmierfilmdicke [Wal04].

Vichard [Vic71] verwendete für den Linienkontakt eine Annäherung der Spaltform nach Grubin [Goh01] und konnte die Gleichung für die minimale Filmdicke um transiente Effekte erweitern. Wang und Cheng [Wan81a, Wan81b] wandten das Modell auf Zahnräder an, um mit vorab analytisch bestimmten Zahnkräften Aussagen über die Schmierfilthöhe und den Schmierzustand machen zu können.

Hua et al. [Hua95] berechneten für einen Zahnkontakt numerisch eindimensional die Druckverteilung im Fluid sowie die Spalthöhe bei gegebener Last. Stringer et al. [Str07] bestimmten vorab mit Hilfe eines FE-Modells der Verzahnung und einem diskretisierten Schmierfilm die Kontaktsteifigkeit für verschiedene Randbedingungen. Diese legten sie in einem Kennfeld ab und verwendeten sie anschließend in einer Mehrkörpersimulation.

Hamzah et al. [Ham07] untersuchten den Zusammenhang zwischen berechneter Schmierfilmdicke und resultierenden Körperschallpegeln. Mihara et al. [Mih09] maßen den Druck im Zahnkontakt über spezielle Dünnsfilmsensoren und verglichen die Ergebnisse mit Rechnungen.

Neuere Arbeiten betrachten den Schmierfilm nicht mehr isotherm, sondern berücksichtigen die Temperatursteigerung im Kontakt. Man spricht dann auch von thermo-elasto-hydrodynamischer (TEHD) Schmierung. Beispiele für Simulationen an Verzahnungen finden sich bei Bartel, Beilicke et al. [Bar10b, Bei12], Bobach et al. [Bob10] oder Wongrojn et al. [Won11], wobei der Belastungsverlauf jeweils vorgegeben wurde.

Die Spanne der gezeigten Modellierungstiefen ist sehr groß und reicht von einem linearen Feder-Dämpfer-Element bis hin zu einer vollständigen TEHD-Simulation. Bei der Auswahl eines geeigneten Modells muss die Abwägung vorgenommen werden, welche Größen mit welcher Genauigkeit einerseits simuliert werden sollen und welcher Aufwand hinsichtlich Modellerstellung und Rechenzeit andererseits noch akzeptiert werden kann.

Gleitlager

Bei der Modellierung von hydrodynamischen Gleitlagern ist es unverzichtbar, eine hydrodynamische Berechnung des Schmierfilms durchzuführen. Die zugrundeliegende Theorie ist dabei die gleiche wie bei den Verzahnungen.

Einfache Modelle bilden die Lager in der MKS-Umgebung durch Feder-Dämpfer-Elemente ab, wobei die Steifigkeiten vorab in hydrodynamischen Simulationen bestimmt und in Kennfeldern abgelegt werden. Detailliertere Modelle berücksichtigen komplizierte Geometrien sowie Lagerverformungen. Teilweise können auch Effekte wie Mischreibung oder externe Schmierstoffzufuhr berücksichtigt werden. Knoll et al. [Kno03, Kno04, Lan11] entwickelten ein Modul, das sich in die MKS-Umgebung SIMPACK einbinden

lässt und in verschiedenen Verfeinerungsstufen oben genannte Funktionalitäten bietet. Ähnliche Entwicklungen gibt es von Daniel et al. [Dan09].

Wälzlager

Zur simulativen Abbildung von Wälzlagern in Mehrkörpersystemen gibt es ebenfalls eine große Vielzahl von Modellen, von denen nur einige exemplarische genannt werden sollen. Dresig [Dre06] beschreibt einfache Feder-Dämpfer-Modelle mit nichtlinearem, analytisch bestimmtem Steifigkeitsverlauf. Weiterhin gibt er kinematische Erregerfrequenzen, die aus der Überrollung der Wälzkörper entstehen, an. Vesselinov [Ves03] entwarf ein aufwändiges Modell, das die Bewegungen der einzelnen Wälzkörper nachbildet, die Kontaktgeometrien bestimmt sowie resultierende Kräfte ermittelt. Ein ähnliches Vorgehen findet sich bei Klein [Kle07]. Lenssen [Len09] beschreibt ein Verfahren, bei dem vorab nichtlineare Kennfelder bestimmt und in die MKS-Simulation eingebunden werden. Im Rahmen des FVA Forschungsvorhabens „Körperschallübertragung Wälzlager/Gleitlager“ [Kru10] wurden zahlreiche Versuche zum Schwingungsübertragungsverhalten von Lagern durchgeführt und den theoretischen Modellen gegenübergestellt.

2.2 Tribologie

Im Folgenden werden die tribologischen Grundlagen ölbehafteter Kontakte angegeben. Basis zur Beschreibung des Ölfilms zwischen zwei relativ zueinander bewegten Oberflächen ist die Reynoldsgleichung. Sie leitet sich aus der Navier-Stokes Gleichung für Newtonsche Fluide, dünne Fluidfilme und laminare Strömung ab [Goh01, Goh08] und beschreibt die Druckverteilung in einem Schmierpalt in Abhängigkeit von Geschwindigkeit und Spalthöhe. Sie lautet:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial x_g} \left[\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x_g} \right] + \frac{\partial}{\partial y_g} \left[\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y_g} \right]}_{\text{Druckterm}} = 6 \left(\underbrace{\frac{\partial}{\partial x_g} (\rho h (U_1 + U_2)) + \frac{\partial}{\partial y_g} (\rho h (V_1 + V_2))}_{\text{Keilterm}} + \underbrace{2 \frac{\partial(\rho h)}{\partial t}}_{\text{Quetschterm}} \right) \quad (2.1)$$

mit der Spalthöhe h , dem Druck im Fluid p , den Koordinaten zur Beschreibung des Spaltes x_g und y_g , der Ölviskosität η , der Dichte ρ sowie den Oberflächengeschwindigkeiten $U_{1,2}$ in x_g bzw. $V_{1,2}$ in y_g -Richtung, siehe Abb. 2.5. Die Gleichung ist eine nichtlineare partielle Differentialgleichung, die ohne weitere Annahmen nicht direkt, sondern nur numerisch gelöst werden kann.

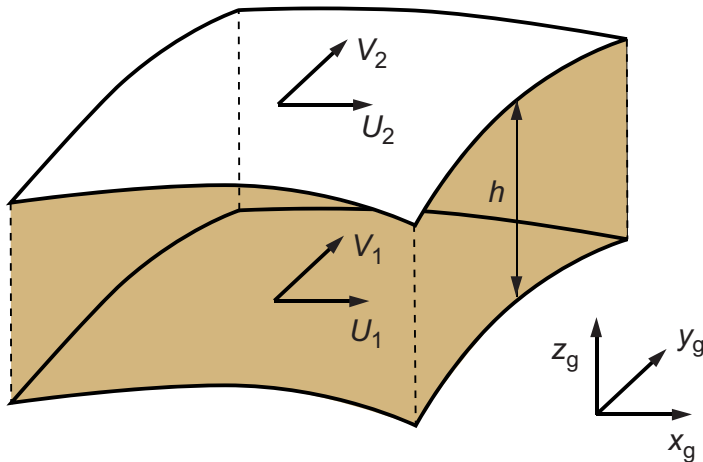


Abb. 2.5. Koordinatensystem und Geschwindigkeiten zur Beschreibung des Schmierspalts

Da Flüssigkeiten keine Zugspannungen aufnehmen können, müssen noch entsprechende Randbedingungen getroffen werden. Bei geringen Drücken in der Flüssigkeit kommt es zur Kavitation, die in der Reynoldsgleichung nicht berücksichtigt ist. Vereinfachend kann angenommen werden, dass bei einem Druck von $p = 0$ bar Kavitation auftritt. Im Rahmen dieser Arbeit werden zwei verschiedene Kavitationsmodelle verwendet. Bei der Gumbel'schen Randbedingung wird zunächst die Reynoldsgleichung gelöst und anschließend werden alle Drücke $p < 0$ auf $p = 0$ gesetzt. Durch diese Randbedingung ist zwar der Übergang vom Druck- zum Kavitationsgebiet unstetig, aber sie ist einfach analytisch umsetzbar. Bessere Ergebnisse werden mit Reynold'schen Randbedingungen erzielt. Hierbei wird bereits während der Lösung dafür gesorgt, dass am Druckbergende $\partial p / \partial x_g = 0$ bzw. $\partial p / \partial y_g = 0$ gilt und im Kavitationsgebiet der Druck $p = 0$ wird [Goh08]. Bei einer iterativen numerischen Lösung ist diese Randbedingung einfach umsetzbar, indem in jedem Iterationsschritt die negativen Drücke zu null gesetzt werden [Ven00]. Bei einer analytischen Lösung stellt sich das Problem, dass die Stelle des Übergangs zwischen Druck und Kavitationsgebiet nicht bekannt ist [Goh01].

Bei kleinen Spalthöhen und realen technische Oberflächen gilt die Reynoldsgleichung (2.1) nicht mehr exakt. Mit abnehmender Höhe beeinflussen die immer vorhandenen Oberflächenrauheiten den Fluidfilm. Deshalb wurde die Reynoldsgleichung durch Einführung mittlerer Schmierstoffflüsse erweitert [Pat78, Pat79, Tri83]:

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial}{\partial x_g} \left[\Phi_{xx}^p \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x_g} \right] + \frac{\partial}{\partial y_g} \left[\Phi_{yy}^p \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y_g} \right] \\
 & = 6 \frac{\partial}{\partial x_g} (\rho h (U_1 + U_2)) + 6 \frac{\partial}{\partial y_g} (\rho h (V_1 + V_2)) + 12 \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \\
 & - 6 \sigma \sigma^\Delta (U_2 - U_1) \frac{\partial(\rho \Phi_{xx}^s)}{\partial x_g} - 6 \eta \sigma \sigma^\Delta (V_2 - V_1) \frac{\partial(\rho \Phi_{yy}^s)}{\partial y_g}.
 \end{aligned} \tag{2.2}$$

Die Oberflächeneinflüsse werden hierbei durch Korrekturfaktoren, den sogenannten Druckfluss- und Scherflussfaktoren $\Phi_{xx,yy}^p$ bzw. $\Phi_{xx,yy}^s$, beschrieben. Es wurde die Annahme getroffen, dass das gewählte Koordinatensystem mit dem Hauptachsensystem der Oberfläche zusammenfällt. Die Größe σ in der Gleichung beschreibt den kombinierten Mittenrauhwert und σ^Δ die relative Rauheitsdifferenz

$$\sigma = \sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2} \quad \text{und} \quad \sigma^\Delta = \frac{R_{q1}^2}{\sigma^2} - \frac{R_{q2}^2}{\sigma^2} \quad (2.3)$$

mit den geometrischen Mittenrauhwerten der Oberflächen R_{q1} und R_{q2} .

Die Flussfaktoren in Gleichung (2.2) übertragen die mikroskopischen Rauheitseffekte auf den makroskopischen Maßstab der Reynoldsgleichung. Die Druckflussfaktoren Φ^p beschreiben das Verhältnis vom Massenstrom im rauen Spalt zum Massenstrom im glatten Spalt. Faktoren im Bereich von $\Phi^p < 1$ bedeuten eine Behinderung der Strömung und resultieren in einer höheren hydrodynamischen Druckentwicklung. Bei Begünstigung der Strömung stellen sich Faktoren $\Phi^p > 1$ ein. Die Scherflussfaktoren Φ^s beschreiben zusätzliche, durch Rauheiten verursachte Mikrodruckgradienten [Bar10a].

Für glatte Oberflächen gilt $\Phi^p = 1$ und $\Phi^s = 0$, vergleiche Gleichungen (2.1) und (2.2). Alle Flussfaktoren werden vorab berechnet und in Kennfeldern in Abhängigkeit der relativen Spalthöhe h/σ abgelegt [Rie95].

Bei kleinen Spalthöhen wird nicht nur die Hydrodynamik von den Rauheiten beeinflusst, es kann auch zur Festkörper- bzw. Mischreibung, d. h. zum direkten Kontakt der Festkörper kommen. Die Art der Reibung hängt von der Spalthöhe ab. Für Schmierpalte deutlich größer der Oberflächenrauheit liegt reine Flüssigkeitsreibung vor, und die äußere Last wird durch die hydrodynamische Tragkraft des Fluids aufgenommen. Sobald der Schmierpalt aber eine kritische Höhe h_{cr} unterschreitet, berühren sich die Oberflächenrauheiten, und es kommt zur Festkörperreibung. Bei gleichzeitigem Auftreten von Flüssigkeits- und Festkörperreibung spricht man von Mischreibung. Die aus beiden Reibungsarten hervorgehenden Kräfte werden addiert [Vog54]. Die kritische Spalthöhe wird mit

$$h_{cr} = 4\sigma \quad (2.4)$$

angenommen [Bar10a, Rie95]. Für Höhen $h < \sigma$ kann reine Festkörperreibung angenommen werden. Die aus dem Festkörperkontakt resultierenden Kräfte werden nach dem Kontaktmodell von Greenwood und Tripp [Gre70, Lag00] berechnet. Für gaußverteilte Rauheitsamplituden und rein elastische Verformung der Rauheiten erhält man den Festkörperkontaktdruck

$$p_c = K E' 8,8172 \cdot 10^{-5} \left(4 - \frac{h}{\sigma}\right)^{6,804} \quad (2.5)$$

$$\text{mit } 3 \cdot 10^{-4} \leq K \leq 3 \cdot 10^{-3}$$

$$\text{und } 1/E' = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}. \quad (2.6)$$

Der reduzierte Elastizitätsmodul E' berechnet sich hierbei aus den E-Moduln der beiden Körper $E_{1/2}$ sowie deren Querkontraktionszahlen $\nu_{1/2}$. Zur Berechnung der Tangentialkraft aus Festkörperkontakt wird von Coulombscher Reibung ausgegangen. Somit ergibt sich für die Tangentialspannung

$$\tau_c = \mu p_c. \quad (2.7)$$

Bei Mischreibung addieren sich die Kräfte aus hydrodynamischer und Festkörperreibung.

Ein weiterer Aspekt ist, dass im allgemeinen Fall die Spaltform nicht als starr angenommen werden darf, sondern elastisch betrachtet werden muss. Man spricht dann von einer elasto-hydrodynamischen Schmierung [Lee95].

Hierfür bieten sich Halbraummodelle oder FEM-Modelle an. Im Bereich der Tribologie werden aus Rechenzeitgründen meist Halbraummodelle bevorzugt. Es wird angenommen, dass die Oberflächen der Kontaktpartner durch einen halbunendlichen elastischen Halbraum beschrieben werden können und die Auswirkung einer angreifenden Last auf das Verschiebungsfeld untersucht [Joh03]. Voraussetzung zu Anwendung dieser Theorie ist elastisches isotropes Materialverhalten sowie Kontaktdimensionen mit im Vergleich zu den Ausdehnungen der betrachteten Körpern geringen Abmessungen, so dass überhaupt von einem Halbraum ausgegangen werden kann.

Für die Spalthöhe ergibt sich [Pop09]

$$h(x_g, y_g) = h_0 + h_g(x_g, y_g) + \frac{1}{\pi E'} \iint_{\Omega} \frac{p(x', y') dx' dy'}{\sqrt{(x_g - x')^2 + (y_g - y')^2}}. \quad (2.8)$$

Hierbei ist h_0 der Abstand der beiden Oberflächen und $h_g(x_g, y_g)$ beschreibt die unverformte Geometrie der Körper. Der dritte Summand in beschreibt die Summe der elastischen Deformation $w(x_g, y_g)$ beider Oberflächen aufgrund des auf die Oberfläche wirkenden Drucks p , vgl. auch Abb. 3.4 auf S. 29. Die Ausdehnung der betrachteten Fläche wird durch das Gebiet Ω beschrieben.

Bei einer Diskretisierung der Oberfläche lässt sich das Integral durch eine Summe ersetzen. Die Oberfläche wird in rechteckige Elemente der Größe Δx_g und Δy_g aufgeteilt. Unter der Annahme, dass der Druck auf ein Rechteckelement konstant ist, ergibt sich [Ven00]

$$w(x_i, y_j) = \frac{1}{\pi E'} \iint_{\Omega} \frac{p(x', y') dx' dy'}{\sqrt{(x_i - x')^2 + (y_j - y')^2}} = \frac{1}{\pi E'} \sum_{i'} \sum_{j'} K_{ii', jj'} p_{i', j'} \quad (2.9)$$

$$\begin{aligned}
K_{ii',jj'} &= |x_p| \operatorname{arcsinh} \frac{y_p}{x_p} + |y_p| \operatorname{arcsinh} \frac{y_p}{x_p} \\
&\quad - |x_m| \operatorname{arcsinh} \frac{y_p}{x_m} - |y_p| \operatorname{arcsinh} \frac{y_p}{x_p} - |x_p| \operatorname{arcsinh} \frac{y_m}{x_p} \\
&\quad - |y_m| \operatorname{arcsinh} \frac{x_p}{y_m} + |x_m| \operatorname{arcsinh} \frac{y_m}{x_m} + |y_m| \operatorname{arcsinh} \frac{x_m}{y_m}
\end{aligned} \tag{2.10}$$

mit $x_p = x_{i'} - x_i + \Delta x_g/2$, $x_m = x_{i'} - x_i - \Delta x_g/2$

$y_p = y_{j'} - y_j + \Delta y_g/2$, $y_m = y_{j'} - y_j - \Delta y_g/2$.

Dabei stellen $p_{i',j'}$ die Drücke an den Gitterpunkten dar. Es fällt auf, dass die Verformung w an der Stelle (x_i, y_j) von den Drücken an allen Punkten der Oberfläche abhängt. Somit ist die Berechnung des Verschiebungsfeldes für eine gegebene Druckverteilung immer mit einem erheblichen Aufwand verbunden.

Bei hohen Drücken können die Viskosität und die Dichte nicht mehr als konstant angenommen werden. Für die Druckabhängigkeit der Viskosität wurde der Exponentialansatz von Barus gewählt

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha p} \tag{2.11}$$

mit der Viskosität bei Atmosphärendruck η_0 und dem Druck-Viskositäts-Koeffizient α [Bar10a]. Die Dichte wird mit dem Ansatz

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{\epsilon p}{1 + \zeta p} \right) \tag{2.12}$$

bestimmt. Die Dichte bei Atmosphärendruck ist ρ_0 und ϵ sowie ζ sind tabellierte Änderungskoeffizienten [Goh01]. Wird die Änderung der Viskosität mit der Dichte berücksichtigt, spricht man von einem piezoviskosen Schmierzustand, sonst von einem isoviskosen. Analog unterscheidet man inkompressible und kompressible Schmierung, je nachdem ob die Dichte konstant ist oder nicht.

Im Rahmen dieser Arbeit werden nur isotherme Schmierstoffbetrachtungen durchgeführt. Das heißt die Schmierstoffeigenschaften wie Viskosität oder Dichte werden zwar für die jeweilig vorherrschende mittlere Temperatur bestimmt, die Temperaturunterschiede innerhalb des Schmierfilms werden aber vernachlässigt. Sollten diese berücksichtigt werden, müsste zeitgleich zur Reynoldsgleichung die Energiegleichung für den Schmierfilm aufgestellt und gelöst werden [Goh08].

2.3 Modellbildung mechanischer Systeme

Mechanische Systeme bestehen aus interagierenden massebehafteten elastischen Bauteilen. Für die mathematische Beschreibung eines Systems müssen seine Eigenschaften idealisiert

werden. In der Praxis finden hauptsächlich zwei Modellierungsverfahren Anwendung: Die Methode der Mehrkörpersysteme (MKS) mit konzentrierten Parametern, d. h. der Annahme massebehafteter aber starrer Körper und masseloser Verbindungselemente oder die Methode der finiten Elemente (FEM) mit verteilten Parametern, d. h. einer kontinuierlichen Verteilung von Masse und Steifigkeit innerhalb der Bauteile [Sch04].

2.3.1 Mehrkörpersysteme

Bei klassischen Mehrkörpersystemen wird von starren massebehafteten Körpern ausgegangen, an denen an diskreten Punkten Kräfte und Momente angreifen. Diese werden durch masselose Verbindungselemente entweder in Form von Koppellementen (Federn, Dämpfer, Kraftstellglieder) oder Bindungselementen (Stäbe, Gelenke, Lagestellglieder) hervorgehoben. Zusätzlich können Volumenkräfte bzw. –momente auf die Körper wirken. Die Eigenschaften Trägheit, Elastizität, Dämpfung und Kraft werden somit einzelnen Bauelementen zugeordnet [Dre05, Sch04].

Jeder ungebundene Körper besitzt sechs Freiheitsgrade – drei Translationen und drei Rotationen. Durch Bindungselemente zwischen zwei Körpern oder zwischen Körpern und der Umgebung werden diese eingeschränkt. Für die übrigen Freiheitsgrade werden Bewegungsgleichungen aufgestellt. Die Dimension des resultierenden Gleichungssystems ist im Vergleich zu anderen Modellierungsverfahren wie der Methode der finiten Elemente klein und das Gleichungssystem im allgemeinen Fall nichtlinear.

Eine Erweiterung der klassischen MKS stellen flexible Mehrkörpersysteme dar. Dabei werden starre und elastische Körper gemeinsam zur Modellierung herangezogen. Üblicherweise werden als elastische Körper modal reduzierte FE-Modelle eingebunden, die gegenüber den originalen FE-Modellen eine deutlich reduzierte Zahl an Freiheitsgraden aufweisen. Dies wird erreicht, indem die Körperdeformationen nicht mehr über die Knotenverschiebungen, sondern über Eigenformen des Körpers beschrieben werden, wobei nur eine definierte Anzahl von Moden berücksichtigt wird [Cra68]. Bei der Bestimmung des Bewegungsverhaltens des Systems werden die kleinen linearen Deformationen der elastischen Körper deren allgemeinen nichtlinearen Starrkörperbewegungen überlagert und so die Gesamtbewegung ermittelt.

Die Methode der MKS kommt zum Einsatz, wenn sich das reale technische System sinnvoll in Körper und Verbindungselemente einteilen lässt und gleichzeitig große nichtlineare Bewegungen untersucht werden sollen [Ebe00]. Im Bereich der automobilen Antriebstechnik wird sie zur Nachbildung einzelner Systeme wie des Kurbeltriebs oder des Schaltgetriebes sowie zur Modellierung des gesamten Antriebsstrangs vom Motor bis zur Straße herangezogen. Ziel ist die Ermittlung des Bewegungsverhaltens der Elemente sowie der resultierenden Kräfte und Momente. Früher kamen hierbei häufig reine Torsionsschwingungsmodelle zum Einsatz, wohingegen sich heutzutage nach und nach räumliche, teils elastische Mehrkörpermodelle durchsetzen [The04].

2.3.2 Finite-Elemente-Systeme

Bei Finite-Elemente-Systemen sind Masse und Steifigkeit homogen über das jeweilige Bauteil verteilt. Um auch bei komplizierten Bauteilgeometrien zu einer mathematischen Beschreibung des Systems gelangen zu können, wird die originale Geometrie durch zahlreiche kleine Elemente mit einfacher Geometrie approximiert. Freiheitsgrade sind die Verschiebungen der Elementknoten, die über Ansatzfunktionen in das Innere der Elemente verteilt werden. Kräfte und Momente wirken auf die Knotenpunkte. Ebenso können Randbedingungen auf die Knoten aufgebracht werden. Aus den Elementgleichungen wird durch Verknüpfung der Knoten das Gesamtsystem aufgebaut. Das resultierende Gleichungssystem ist sehr groß, besitzt aber eine einfache Struktur und ist oftmals linear [Ebe00]. Zur Beschreibung von großen Bewegungen von umfangreichen Systemen eignet sich das Verfahren aufgrund der erforderlichen hohen Rechenzeiten nicht.

Zum Einsatz kommt die Methode im Bereich der Antriebstechnik bei der Spannungs- und Verformungsberechnung an einzelnen Bauteilen oder kleinen Systemen bei kleinen Gesamtbewegungen. So werden z. B. die Festigkeit und die im Betrieb entstehenden Strukturschwingungen von Getriebegehäusen mit Hilfe der FEM bestimmt.

3 Kontaktmodellierung

Im Folgenden werden Möglichkeiten zur Modellierung der zeitveränderlichen Kontakte in Fahrzeuggetrieben unter Berücksichtigung des Ölfilms vorgestellt. Im Einzelnen wird auf Verzahnungen, Synchronringe, Gleitlager und Wälzlager eingegangen.

Die Zahnräder werden mit in Umfangsrichtung flexiblen Zähnen und verformbaren Zahnflanken abgebildet. Es wird der allgemeine Fall einer piezoviskosen kompressiblen elasto-hydrodynamischen Schmierung an den Flanken angenommen.

Synchronisierungen werden nur im offenen oder geschalteten Zustand betrachtet. Schaltvorgänge sind nicht Bestandteil dieser Arbeit. Im geöffneten Zustand können sich die Synchronringe innerhalb ihres Spiels frei bewegen. Im geschalteten Zustand wird davon ausgegangen, dass die Spiele so gering sind, dass es zu keiner Relativbewegung und somit zu keiner Änderung im Kontakt kommt. Gleiches gilt für die Kontakte an der Verzahnung zwischen Schiebemuffe und Synchronkörper sowie zwischen Schiebemuffe und Kuppelungskörper, vgl. Abschnitt 3.2.

Synchronringe und Gleitlager werden nachfolgend mit starrer Oberfläche modelliert. Hierdurch ist eine analytische Bestimmung der Schmierspaltgeometrien möglich. Der Ölfilm wird isoviskos inkompressibel modelliert, was eine effiziente Berechnung der Verhältnisse in den aufwändigen Spaltgeometrien ermöglicht. Für die Wälzlager werden in Voraberechnungen nichtlineare Kennfelder bestimmt und abgelegt. Diese werden bei der Simulation herangezogen, um die Verhältnisse in diesen Lagern zu bestimmen.

Transiente Kontaktvorgänge erfordern von Natur aus einen hohen Rechenaufwand, da die resultierenden Gleichungen immer nichtlinear und meist numerisch steif sind [Cro08, Pad95]. Ziel der Arbeit ist es, nicht nur die Kontaktvorgänge auf physikalischer Basis möglichst genau zu beschreiben, sondern zeitgleich Modellierungsverfahren zu entwickeln, die Simulationen mit vertretbarem Aufwand zulassen. So soll es ermöglicht werden, die Vorgänge in Kompletgetrieben nachzubilden.

Mit den beschriebenen Verfahren können alle heute bei Pkw üblichen Fahrzeuggetriebebauarten modelliert werden. Einzig die Maschinenelemente Kupplung und Umschlingungstrieb wurden ausgespart.

3.1 Verzahnung

Zahnräder stellen das zentrale Maschinenelement aller Stufengetriebe für Kraftfahrzeuge dar. Sie wandeln Drehzahl und Drehmoment und erfüllen damit die Hauptfunktion von Fahrzeuggetrieben. Deshalb ist ihre Modellbildung ein wichtiger Aspekt bei der Simulation

von Fahrzeuggetrieben. Im Folgenden wird zunächst der Modellierungsansatz vorgestellt. Anschließend werden eine analytische und eine numerische Lösung zur Berechnung der Flankenkräfte sowie ihre Implementierung als Kraftelement aufgezeigt und die Lösungen miteinander verglichen.

3.1.1 Zahnradmodellierung

Ziel der Modellierung ist es, das dynamische Verhalten der Zahnräder unter Einbeziehung des Ölfilms in den Kontakten abzubilden. Hierzu werden alle Zähne und die zugehörigen Kontakte einzeln modelliert.

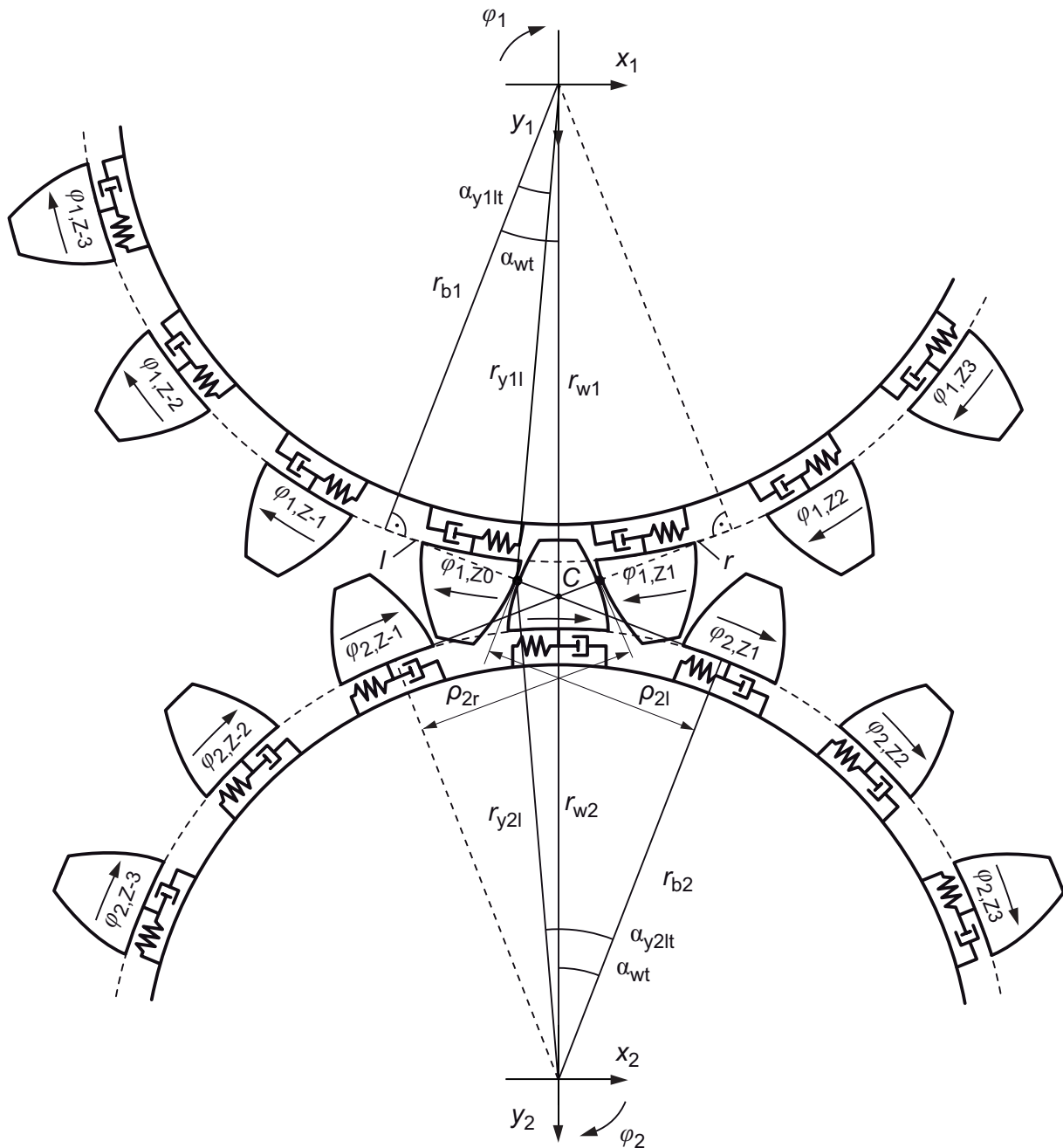


Abb. 3.1. Zahnradmodell mit beweglichen Zähnen

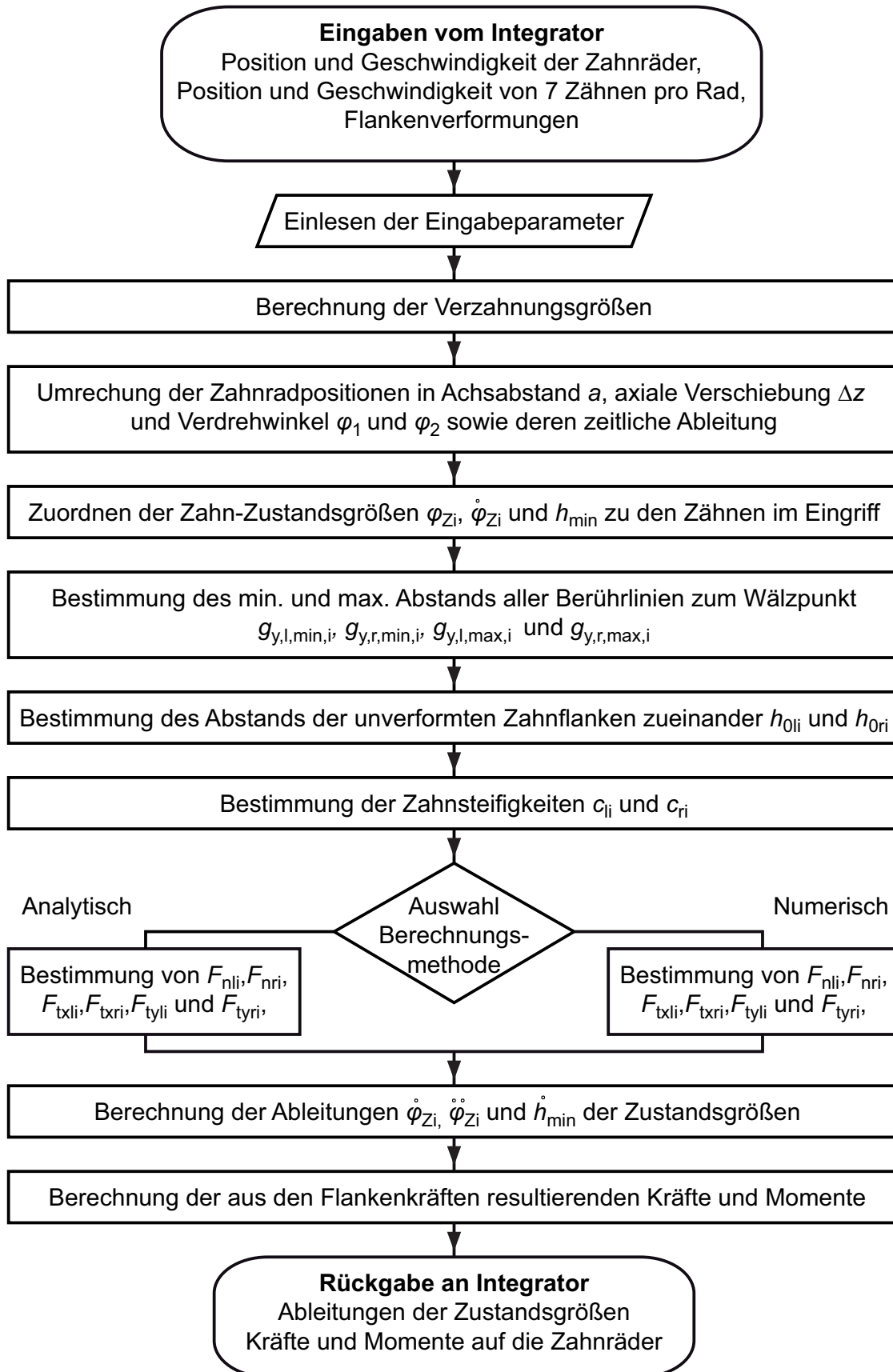


Abb. 3.3. Berechnungsablauf bei der Zahnradsimulation

Um Rechenzeit zu sparen, werden jedoch nur Zustandsgrößen für die sieben Zähne pro Rad vergeben, die am nächsten zum Eingriff liegen (Zähne -3 bis 3 in Abb. 3.1). Dabei übertragen maximal die Zähne -2 bis 2 Kräfte, die Randzähne -3 und 3 können frei schwingen. Die Dämpfungparameter für diese Zähne wurden so gewählt, dass sie bei üblichen Betriebsbedingungen während der Zeit, in der sich das Rad einen Zahn weiter dreht, in ihre Ruhelage zurückkehren. Somit ist sichergestellt, dass die Zustandsgrößen φ_{zi} und $\dot{\varphi}_{zi}$ nach dem Eingriff auf null zurückgehen und ein aktives Zurücksetzen durch den Integrator nicht mehr nötig ist. Bei einem aktiven Rücksetzen müsste die Zeitintegration nach jedem Zahneingriff angehalten, die entsprechenden Zustandsgrößen zurückgesetzt und die Integration wieder gestartet werden, was sich deutlich negativ auf die Rechenzeit auswirken würde. Als weitere Zustandsgrößen werden die minimalen Abstände h_{\min} von in Kontakt stehenden Flanken verwendet. Diese beschreiben zeitgleich die elastische Flankenverformung, siehe Abschnitt 3.1.2. Auch diese Größen werden zu Beginn dem Kraftelement übergeben. Nach der Übergabe der Daten vom Integrator liest das Kraftelement die vom Anwender definierten Eingabedaten wie Zähnezahlen, Moduln, Werkstoffe, Ölviskosität usw. ein. Hieraus werden die benötigten Verzahnungsgrößen wie Grundkreisdurchmesser, Flankenspiele etc. berechnet.

Die Positionen der Zahnräder lassen sich in die Größen Achsabstand, axiale Verschiebung der Räder zueinander sowie Drehung der Räder transformieren. Alle Größen werden dabei für die momentane Lage der beiden Zahnräder zueinander berechnet. Das heißt abgeleitete Größen wie Wälzkreisdurchmesser, Verdrehflankenspiele und gemeinsam genutzte Zahnbreite ändern sich mit der momentanen Position der Zahnräder. Eine eventuelle Schrägstellung der Zahnflanken zueinander bleibt jedoch unberücksichtigt, da die Berührlinien auf den Flanken hierdurch nicht mehr parallel wären, was die analytische Zahnkraftberechnung (siehe Abschnitt 3.1.2) unmöglich machen würde.

Nach der Umrechnung der Zahnradpositionen werden die Zahn-Zustandsgrößen den jeweiligen Zähnen zugewiesen, d. h. es muss bestimmt werden, welcher Zahn momentan an der Position 0, welcher bei 1, welcher bei -1 usw. ist.

Da sich die Zähne nur um den Radmittelpunkt drehen können und ihre unverformte Geometrie bekannt ist, lassen sich die Positionen der Berührlinien zwischen den Flanken analytisch bestimmen. Als Ergebnis erhält man für alle Linien der links- und rechtsseitigen Kontakte die minimalen und maximalen Abstände $g_{y,l/r,\min}$ und $g_{y,l/r,\max}$ zum Wälzpunkt C , vgl. Abb. 3.2. Bei Geradzahnung sind die minimalen Abstände $g_{y,l/r,\min}$ identisch zu den maximalen $g_{y,l/r,\max}$.

Im nächsten Schritt werden die Abstände h_0 der unverformten Flanken zueinander bestimmt. Hierbei handelt es sich um den Abstand zwischen der Berührlinie auf dem Zahn von Rad 2 und der zugehörigen Linie von Rad 1. Der Abstand h_0 kann positive und negative Werte annehmen, wobei auch bei positiven Werten von Berührlinien gesprochen wird, obwohl sich die trockenen Flanken strenggenommen gar nicht berühren. Die Positionen der restlichen Punkte auf der unverformten Flanke lassen sich hieraus ableiten, da davon ausgegangen wird, dass die Zähne sich nur in Umfangsrichtung bewegen und die unverformte Evolventengeometrie bekannt ist.

Die Zähne sind mit dem Radkörper jeweils über ein paralleles Feder-Dämpfer-Element verbunden. Die Federsteifigkeiten c der Verbindungen zwischen Zähnen und Radkörper werden analytisch nach der Norm ISO 6336 [ISO6336] bestimmt. Für ein Zahnpaar wird im Wälzpunkt C eine auf die Zahnbreite bezogene Steifigkeit von $14 \text{ N}/(\text{mm } \mu\text{m})$ angenommen [ISO6336]. Dieser Wert wurde für einzelne Zahnpaare mit Hilfe von statischen FE-Rechnungen verifiziert.

Befindet sich der Eingriff außerhalb des Wälzpunktes, ist die Steifigkeit aufgrund größerer Biegehebelarme geringer [Nie03]. Im vorliegenden Fall wurde davon ausgegangen, dass die bezogene Steifigkeit quadratisch mit dem Abstand des momentanen Berührungspunktes vom Wälzpunkt g_y abnimmt [SIM12]. Bei Geradverzahnung kann die bezogene Steifigkeit für den vorliegenden Abstand g_y direkt mit der Zahnbreite multipliziert werden. Bei Schrägverzahnung muss aufgrund des sich über der Zahnbreite ändernden Abstands g_y die bezogene Steifigkeit über die Zahnbreite integriert werden.

Der so erhaltene Wert wird noch um die Steifigkeit des Hertzschen Kontakts zwischen den Flanken nach oben korrigiert, da diese in dem in der Norm angegebenen Wert schon enthalten ist, bei der folgenden Berechnung jedoch getrennt betrachtet wird. Zudem wird die Steifigkeit mit dem Elastizitätsmodul skaliert, falls es sich nicht um Stahlzahnräder handelt.

Für den links- und rechtsseitigen Kontakt eines Zahnes ergeben sich unterschiedliche Steifigkeiten, da die Entfernungen g_{y1} und g_{y2} im allgemeinen Fall unterschiedlich sind. Deshalb wird, je nachdem in welche Richtung der Zahn ausgelenkt ist, die linksseitige Steifigkeit c_l oder die rechtsseitige c_r verwendet, vgl. Gleichung (3.1).

An die Bestimmung der Steifigkeit schließt sich die eigentliche Zahnkraftberechnung an. Es wird davon ausgegangen, dass die Flanken mit einem Ölfilm mit der Dicke h_{\max} benetzt sind. Sobald der Abstand der Flanken h_{\max} unterschreitet, werden Kräfte übertragen. Die Flanken können sich elastisch verformen und zudem wird die Druckabhängigkeit der Ölviskosität berücksichtigt. Es wird also von einem piezoviskosen elasto-hydrodynamischen Schmierzustand ausgegangen. Für dieses Problem wurden zwei unterschiedliche Lösungen erarbeitet, eine rechenzeiteffiziente analytische und eine detaillierte numerische. Diese werden in den folgenden Abschnitten 3.1.2 und 3.1.3 vorgestellt. Ergebnis sind jeweils die Kräfte auf alle sich im Kontakt befindlichen Zahnflanken sowie weitere Größen wie Spaltweiten, Druckverteilungen etc.

Im allgemeinen Fall wirken auf beide Flanken eines Zahns je die drei Kräfte F_n , F_{tx} und F_{ty} . Sind diese bekannt, lassen sich die Ableitungen der Zustandsgrößen für die Zahnbewegungen bestimmen. Für die Bewegungsgleichung des Zahns i von Rad 2 (Drehung um Radmittelpunkt) ergibt sich

$$\begin{aligned} m_{2t} r_2^2 \ddot{\varphi}_{2,Zi} + d \dot{\varphi}_{2,Zi} + 2c_i r_{b2}^2 \varphi_{2,Zi} \\ = \left((F_{n1} - F_{nr}) \cos \beta_b + (F_{ty1} - F_{tyr}) \sin \beta_b \right) r_{b2} - F_{tx1} \rho_{21} + F_{txr} \rho_{2r} \end{aligned} \quad (3.1)$$

$$\text{mit } c_i = \begin{cases} c_{li} & \text{für } \varphi_{2,Zi} > 0 \\ c_{ri} & \text{sonst.} \end{cases}$$

Der Faktor 2 vor der Steifigkeit ergibt sich, da die für ein Zahnpaar berechnete Steifigkeit gleichmäßig auf beide Zähne (je einer von Rad 1 und 2) aufgeteilt wird. Die Multiplikation

der Steifigkeit mit dem quadrierten Grundkreisradius r_{b2}^2 ist nötig zur Umrechnung der berechneten translatorischen Steifigkeit in eine rotatorische. Ebenso wird die Zahnmasse m_t mit dem Teilkreisdurchmesser r_2 in ein Trägheitsmoment umgerechnet.

Der Winkel β_b entspricht dem Schrägungswinkel am Grundkreis und $\rho_{2l/r}$ den Krümmungsradien der beiden Kontakte, vgl. Abb. 3.1. Für die Dämpfung d werden typische Werte durch Abgleich exemplarischer Simulationen mit Messungen gewonnen. Die Bewegungsgleichungen der Zähne von Rad 1 ergeben sich analog. Die Bestimmung der Ableitungen der minimalen Spalthöhen \dot{h}_{\min} wird im folgenden Abschnitt (Gleichungen (3.17) und (3.20)) beschrieben.

Im letzten Schritt werden die resultierenden Kräfte und Momente bestimmt. Hierzu werden alle berechneten Zahnkräfte in die entsprechenden Richtungen projiziert und gegebenenfalls mit ihren Hebelarmen multipliziert. Rückgabewerte an den Integrator sind die Ableitungen der Zustandsgrößen sowie die Kräfte und Momente auf die Zahnräder. Dieser bestimmt hieraus die Zustandsgrößen für den nächsten Zeitschritt und der Prozess beginnt von vorne.

Die Zeitintegration an sich wird durch die übergeordnete Simulationsumgebung gesteuert. Standardmäßig wird ein speziell für MKS-Systeme optimierter Algorithmus auf Basis der „Backward Differentiation Formulas“ mit Schrittweitensteuerung verwendet [Bre96, SIM12]. Die Umsetzung des Kraftelements erfolgte jedoch so flexibel, dass auch andere Integrations schemata Anwendung finden können.

3.1.2 Analytische Zahnkraftberechnung

Für die analytische Zahnkraftberechnung auf Basis der Reynoldsgleichung müssen einige Vereinfachungen getroffen werden. Da die Ausdehnung der Zahnflanken in Breitenrichtung deutlich größer ist als die in Höhenrichtung, werden die Druckgradienten in Richtung der Zahnbreite vernachlässigt, d. h.

$$\frac{\partial p}{\partial y_g} \ll \frac{\partial p}{\partial x_g}. \quad (3.2)$$

Solange der Abstand der Berührlinien h_0 zweier Zahnflanken konstant bleibt, führen die unverformten Flanken selbst bei einer Schrägverzahnung keine Relativbewegung in y_g -Richtung aus. Erst bei einer Änderung des Abstandes kommt es zu einer Bewegung, deren Geschwindigkeit allerdings klein ist. Deshalb darf für die Geschwindigkeiten angenommen werden, dass

$$V_1 \approx 0 \text{ und } V_2 \approx 0. \quad (3.3)$$

Somit vereinfacht sich die Reynoldsgleichung (2.1) zu einer räumlich eindimensionalen Gleichung

$$\frac{\partial}{\partial x_g} \left[\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x_g} \right] = 6 \left(\frac{\partial}{\partial x_g} (\rho h U) + 2 \frac{\partial (\rho h)}{\partial t} \right) \quad (3.4)$$

mit der Summengeschwindigkeit der beiden Zahnflanken $U = U_1 + U_2$. Die unverformte Spaltform wird parabelförmig und als nur von x_g abhängig angenommen [Bra07]

$$h = h_0 + h_g(x_g) + w(x_g) = h_0 + \frac{x_g^2}{2R} + w(x_g) \quad (3.5)$$

mit der elastischen Verformung w und dem Ersatzkrümmungsradius

$$R = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}, \quad (3.6)$$

wobei ρ_1 und ρ_2 die Krümmungsradien der beiden Flanken sind, vgl. Abb. 3.1. In Abb. 3.4 sind die geometrischen Größen am Schmierpalt nochmals verdeutlicht.

Durch die eindimensionale Betrachtung des Schmierpalt es ist es nicht mehr möglich, Änderungen der Spaltgeometrie in Breitenrichtung, wie sie z.B. durch eine Breitenballigkeit hervorgerufen wird, zu berücksichtigen. Nichtsdestotrotz können Korrekturen in Höhenrichtung (Profilkorrekturen) wie Kopf- oder Fußrücknahmen untersucht werden, indem je nach Position des betrachteten Kontakts der Abstand h_0 nicht mehr auf Basis idealer Evolventen berechnet, sondern verkleinert oder vergrößert wird. Die Spaltform selbst bleibt dabei in der Nähe des Kontakts parabelförmig (Gleichung (3.5)).

Je nach Lastzustand werden unterschiedliche Wege zur Lösung der Reynoldsgleichung (3.4) gewählt. Für kleine Kräfte auf die Flanken kann die elastische Verformung $w(x_g)$ vernachlässigt werden. Zudem kann das Fluid isoviskos und inkompressibel betrachtet werden. Für diesen Fall lässt sich die Reynoldsgleichung direkt integrieren. Bei hohen Flankenkräften muss vom allgemeinen piezoviskosen elasto-hydrodynamischen Schmierzustand ausgegangen werden. Es wird in diesem Fall angenommen, dass sich eine Schmierpaltform entsprechend einem trockenen Kontakt einstellt und die Reynoldsgleichung wird über eine Grenzwertbildung für große Drücke gelöst. Die Dichte wird weiterhin als konstant angenommen.

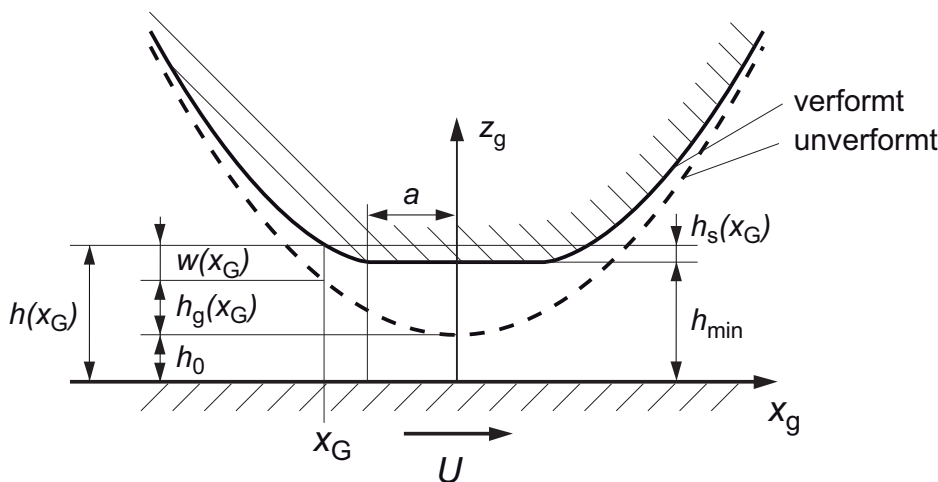


Abb. 3.4. Geometrische Größen am Schmierpalt

Während der Integration entscheidet das programmierte Kraftelement anhand des Abstandes h_0 und weiteren Lastrandbedingungen, welche der beiden Lösungen anzuwenden ist. Um das Verhalten stetig zu halten, werden in einem Übergangsbereich beide Lösungen berechnet und überlagert. Weiterhin wird angenommen, dass die Flanke mit einem endlich dicken Ölfilm der Höhe h_{\max} benetzt ist. Das heißt für Abstände $h_0 > h_{\max}$ wird der jeweilige Kontakt als lastfrei angesetzt. Im Folgenden werden die beiden Lösungsarten für niedrige und hohe Kräfte vorgestellt.

Hydrodynamische Lösung für niedrige Flankenkräfte

Bei dieser Lösung wird die Verformung vernachlässigt, d. h. $w(x_g) = 0$. Die Spaltform ist somit a priori bekannt. Eine zweifache Integration der Reynoldsgleichung (3.4) unter Annahme konstanter Viskosität und Dichte ergibt

$$\begin{aligned}
 p = & \frac{R^2 C_1 x_g}{h_0 (2h_0 R + x_g^2)^2} - \frac{24 R^3 \eta \dot{h}_0}{(2h_0 R + x_g^2)^2} + \frac{3 R C_1 x_g}{4 h_0^2 (2h_0 R + x_g^2)} \\
 & + \frac{3 \sqrt{2} R C_1 \arctan\left(\frac{x_g}{\sqrt{2} h_0 R}\right)}{8 h_0^2 \sqrt{h_0 R}} + \frac{6 R \eta U x_g}{h_0 (2 h_0 R + x_g^2)} \\
 & + \frac{3 \sqrt{2} R \eta U \arctan\left(\frac{x_g}{\sqrt{2} h_0 R}\right)}{h_0 \sqrt{h_0 R}} + C_2
 \end{aligned} \tag{3.7}$$

mit den Integrationskonstanten C_1 und C_2 . Rahnejat [Rah84] bestimmte die Randbedingungen und damit die Konstanten dieses Problems so, dass sich an der Stelle $x_g = -\infty$ ein Druck von $p = 0$ einstellt. Damit ergibt sich aber im ungünstigen Fall ein Gebiet mit nennenswerten Drücken, das deutlich größer als die Zahnflanke an sich ist.

Aus diesem Grund wurden die Konstanten hier so gewählt, dass für ein gegebenes $x_g = x_{\text{in}}$ die Randbedingungen $p(-x_{\text{in}}) = 0$ und $p(x_{\text{in}}) = 0$ erfüllt sind. Die Wahl von zu $x_g = 0$ symmetrischen Bedingungen erlaubt eine analytische Lösung für die Unbekannten C_1 und C_2 in Abhängigkeit von x_{in} . Mit Hilfe der Größe x_{in} kann somit die Ausdehnung des Schmierfilms in Zahnhöhenrichtung festgelegt werden. Da der resultierende Ausdruck für $p(x)$ sehr umfangreich ist, wird auf eine Angabe an dieser Stelle verzichtet. Abb. 3.5 zeigt einen exemplarischen Druckverlauf sowie den zugehörigen Druckverlauf, der sich für die Randbedingungen $p(\pm\infty) = 0$ ergeben würde.

Die Normalkraft auf den Zahn ergibt sich aus einer Integration der Druckverteilung über der Zahnflanke

$$F_{\text{nh}} = \iint p(x_g) dx_g dy_g = L \int_{-x_{\text{in}}}^{x_{\text{null}}} p(x_g) dx_g \tag{3.8}$$

mit der Länge der Berührlinie L .

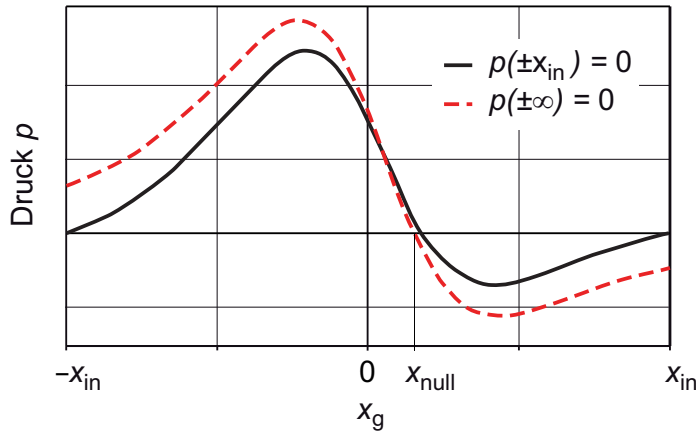


Abb. 3.5. Druckverläufe für verschiedene Randbedingungen

Der Druck ist nur im Bereich von $-x_{in}$ bis zur Nullstelle x_{null} (vgl. Abb. 3.5) positiv und wird deshalb auch nur über diesen Bereich integriert. Dies entspricht den Gumbel'schen Druckrandbedingungen, vgl. Abschnitt 2.2.

Die Nullstelle wird, da sonst keine geschlossene Lösung möglich ist, näherungsweise für den Grenzwert $x_{in} \rightarrow \infty$ bestimmt (Abb. 3.5 gestrichelte Kurve), und es ergibt sich

$$x_{null} = -3 \frac{R \dot{h}_0}{U}. \quad (3.9)$$

Der Fehler in der Zahnkraft durch diese näherungsweise Nullstellenberechnung lag bei numerischen Voruntersuchungen im Bereich von 1 mN und ist damit vernachlässigbar. Mit der angenäherten Nullstelle (3.9) lässt sich Gleichung (3.8) analytisch lösen, und man erhält eine geschlossene Formel für die Normalkraft. Da die Terme recht umfangreich sind, wird auf eine Angabe an dieser Stelle verzichtet.

Auf ähnliche Weise wird die hydrodynamische Tangentialkraft bestimmt. Bei bekannter Druckverteilung ergibt sie sich zu [Goh01]

$$\begin{aligned} F_{txgh} &= \iint \frac{\eta \Delta U}{h} dx_g dy_g + \iint \frac{p}{2} dh dy_g \\ &= 2 \sqrt{\frac{2R}{h_0}} L \eta \Delta U \arctan \frac{x_{in}}{\sqrt{2h_0 R}} + L \int_{-x_{in}}^{x_{null}} \frac{p x_g}{2 R} dx_g \end{aligned} \quad (3.10)$$

mit der Differenzgeschwindigkeit der beiden Zahnflanken in x_g -Richtung $\Delta U = U_2 - U_1$. Das zweite Integral ist wiederum analytisch lösbar, wobei es aus Gründen der Übersichtlichkeit hier nicht dargestellt wird.

Die vorgestellte Lösung zur Berechnung der Zahnkräfte gilt für niedrige Flankenkräfte und damit relativ große Schmierfilme. Deshalb erübrigt sich eine Betrachtung von Festkörper- oder Mischreibung.

Elasto-hydrodynamische Lösung für hohe Flankenkräfte

Bei hohen Flankenkräften wird davon ausgegangen, dass die Viskosität vom Druck abhängt und sich die Flanken aufgrund der Last verformen. Um das Problem analytisch lösen zu können, wird eine Spaltform entsprechend einem trockenen Kontakt nach Hertz angenommen. Grundlage dieser Theorie ist, wie bei der später beschriebenen numerischen Lösung, ein elastischer Halbraum, vergleiche Abschnitt 2.2.

Innerhalb der Kontaktfläche, die sich ohne Ölfilm ergeben würde, stellt sich mit Öl eine konstante Spalthöhe ein, vgl. Abb. 3.4. Die Kontaktfläche hat die Ausdehnung $2a \cdot 2b$, mit $b = L/2$ und der Länge der Berührlinie L . Die Halbachse a ergibt sich mit der Normalkraft F_n zu [Joh03]

$$a = \sqrt{\frac{2RF_n}{\pi b E'}} \quad (3.11)$$

mit dem reduzierten E-Modul E' , siehe Abschnitt 2.2. Die Spaltform ergibt sich zu [Goh01] (vgl. Abb. 3.4)

$$h(x_g) = \begin{cases} h_{\min} & \text{für } |x_g| < a \\ h_{\min} + h_s(x_g) & \text{sonst} \end{cases} \quad (3.12)$$

$$h_{\min} = h_0 + \frac{F_n}{\pi b E'} \left(\ln 4 \frac{b}{a} + \frac{1}{2} \right) \quad (3.13)$$

$$h_s(x_g) = \frac{F_n}{\pi b E'} \left(\left| \frac{x_g}{a} \right| \sqrt{\left(\frac{x_g}{a} \right)^2 - 1} - \ln \left(\left| \frac{x_g}{a} \right| + \sqrt{\left(\frac{x_g}{a} \right)^2 - 1} \right) \right). \quad (3.14)$$

Außerdem wird eine Viskosität-Druck-Abhängigkeit nach Barus (Gl. (2.11)) angenommen und ein um den Druck-Viskositätskoeffizienten skaliertes Druck eingeführt

$$q = \frac{1}{\alpha} (1 - e^{-\alpha p}). \quad (3.15)$$

Hiermit ergibt sich die Reynoldsgleichung (3.4) zu

$$\frac{\partial}{\partial x_g} \left[h^3 \frac{\partial q}{\partial x_g} \right] = 6 \eta_0 \left(\frac{\partial}{\partial x_g} (h U) + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad (3.16)$$

mit der Viskosität bei Atmosphärendruck η_0 . Die Dichte wurde konstant angenommen, da ihre Änderung mit dem Druck bei Ölen gering ist [Ven00].

Grubin löste dieses Problem für den stationären Fall ($\partial h / \partial t = 0$) über die Annahme sehr hoher Drücke im parallelen Spalt und damit $e^{-\alpha p} \ll 1$ bzw. $q \approx 1/\alpha$ [Dow66]. Da

die transienten Terme bei der Berechnung von zeitveränderlichen Kontakten von Bedeutung sind, wird ein um den Quetschterm $\partial h/\partial t$ erweiterter Ansatz nach Vichard [Vic71, Wan81a] verwendet. Die Spaltform wird wiederum entsprechend einem trockenen Kontakt (Gleichung (3.12)) angenommen. Bei der Einbeziehung des Quetschterms $\partial h/\partial t$ wird nur h_{\min} als zeitveränderlich angenommen. Für den zweiten Term in Gleichung (3.12), der die Höhe vor und hinter dem Parallelspalt beschreibt, gilt weiterhin $\partial h_s/\partial t = 0$. Nach Vichard ergibt sich mit diesen Voraussetzungen folgende Differentialgleichung

$$\dot{h}_{\min} = \frac{3\alpha \eta_0 U G_p \sqrt{\left(\frac{F_n}{2\pi b E'}\right) R} - \left(\frac{F_n}{2\pi b E'}\right)^2}{6\alpha \eta_0 R \left(G_s h_{\min}^3 + 4 \left(\frac{F_n}{2\pi b E'}\right)^3\right)} h_{\min}^3 \quad (3.17)$$

mit

$$G_p = \begin{cases} 0,394 \left(\frac{F_n}{2\pi b E' h_{\min}}\right)^{1,387} & \text{für } \left(\frac{F_n}{b E' h_{\min}}\right) < 41,85 \\ 0,4747 \left(\frac{F_n}{2\pi b E' h_{\min}}\right)^{1,476} & \text{sonst} \end{cases} \quad (3.18)$$

$$G_s = \begin{cases} 2,0965 \left(\frac{F_n}{2\pi b E' h_{\min}}\right)^{2,247} & \text{für } \left(\frac{F_n}{b E' h_{\min}}\right) < 41,85 \\ 1,378 \left(\frac{F_n}{2\pi b E' h_{\min}}\right)^{2,0496} & \text{sonst.} \end{cases} \quad (3.19)$$

Zur Lösung des Problems wird nun für jeden Kontakt eine weitere Zustandsgröße, nämlich h_{\min} verwendet. Deren momentaner Wert wird zu Beginn der Berechnung vom Integrator an das Kraftelement übergeben. Mit Hilfe von Gleichung (3.13) lässt sich hieraus die Flankenkraft F_n bestimmen. Da auch die Halbachse a von F_n abhängt (s. Gleichung (3.11)), ist Gleichung (3.13) nichtlinear, kann aber dennoch mit Hilfe des Newton-Raphson-Verfahrens sehr effizient nach F_n aufgelöst werden.

Ist die Flankenkraft bekannt, kann mit Gleichung (3.17) die Ableitung der Zustandsgröße \dot{h}_{\min} berechnet und an den Integrator zurückgegeben werden. Falls an dem betrachteten Kontakt die Spaltweite so groß wird, dass die zuvor vorgestellte hydrodynamische Lösung zum Tragen kommt, d. h. Gleichung (3.17) ihre Gültigkeit verliert, wird folgende Ableitung entsprechend einem freien Feder-Dämpfer-System angesetzt

$$\dot{h}_{\min} = -d_{h\min}(h_{\min} - h_0) \quad (3.20)$$

mit dem festzulegenden Dämpfungsparameter $d_{h\min}$. Somit geht in diesem Fall h_{\min} auf h_0 zurück, was einer unverformten Flanke gleichkommt.

Die Kraft F_n , die die Flanken- bzw. Spaltform bestimmt, ist die Summe aus hydrodynamischer Kraft F_{nh} und Festkörperkontaktkraft F_{nd} . Zur Bestimmung der Festkörperkraft

wird nur der parallele Spalt berücksichtigt und der Kontaktdruck p_c nach Gleichung (2.5) bestimmt. Die hydrodynamische Kraft ist die Differenz zwischen Gesamtkraft und Festkörperkontaktkraft. Somit gilt

$$F_{nd} = 4 p_c a b \quad \text{und} \quad F_{nh} = F_n - F_{nd}. \quad (3.21)$$

Zur Berechnung der Tangentialkräfte im hochbelasteten Kontakt wird eine Modellierung des Fließverhaltens nach Eyring vorgenommen [Eyr36, Joh77]. Bis zur Grenzspannung τ_0 steigt die Schubspannung annähernd linear mit dem Schergefälle an. Anschließend verläuft der weitere Anstieg degressiv. Es wird nur der Parallelspalt berücksichtigt, da hier die größten Drücke auftreten. Die Viskosität wird für einen mittleren Druck, wie er sich bei reinem Festkörperkontakt einstellen würde, bestimmt. Man erhält für die Tangentialkräfte

$$F_{txgh} = 4 b a \tau_0 \operatorname{arcsinh} \left(\eta_0 e^{\alpha p_{\text{Mean}}} \frac{\Delta U}{h_{\text{min}} \tau_0} \right) \quad (3.22)$$

$$F_{txgd} = \operatorname{sgn}(\Delta U) \mu F_{nd}. \quad (3.23)$$

mit dem mittleren Druck p_{Mean} , der Ausdehnung des Parallelspalts $2a \cdot 2b$, der Eyring'schen Schubspannung τ_0 sowie dem Reibbeiwert für Coulomb'sche Reibung μ .

3.1.3 Numerische Zahnkraftberechnung

Bei der numerischen Zahnkraftberechnung wird die um Mischreibungseinflüsse erweiterte Reynoldsgleichung (2.2) verwendet. Einzige Vereinfachung ist, dass die Geschwindigkeiten in y_g -Richtung V_1 und V_2 vernachlässigt werden, da diese im Vergleich zu U_1 und U_2 klein sind. Die Druckberechnung erfolgt zweidimensional, d. h. $p = p(x_g, y_g)$. Die Zahnflanken werden in x_g - und y_g -Richtung diskretisiert und die Ableitungen in der Reynoldsgleichung durch finite Differenzen approximiert [Goh01, Lau09]. Festkörperreibung, die Druckabhängigkeit von Viskosität und Dichte sowie die Verformung der Zahnflanken werden berücksichtigt. Als Randbedingung soll der Druck an den Flankenrändern null sein. Zusätzlich werden als Kavitationsmodell Reynold'sche Randbedingungen verwendet.

Der Ölfilm soll wiederum eine maximale Dicke h_{max} haben, weshalb nur Kontakte mit $h_0 < h_{\text{max}}$ berücksichtigt werden. Die unverformte Spalthöhe $h_g(x_g, y_g)$ (vgl. Gl. (2.8)) wird für die reale Evolventengeometrie an jedem Gitterpunkt berechnet und in einer Matrix abgelegt. Dadurch können beliebige Flankenkorrekturen wie Kopfrücknahmen oder Breitenballigkeit berücksichtigt werden, in dem die Spalthöhen entsprechend angepasst werden. Die diskretisierten Gleichungen für einen Gitterpunkt (i, j) zur Zeit k auf einem Gitter mit den Abständen Δx_g und Δy_g ergeben sich zu

$$\begin{aligned}
& \frac{\xi_{i-\frac{1}{2},j,k} p_{i-1,j,k} - \left(\xi_{i-\frac{1}{2},j,k} + \xi_{i+\frac{1}{2},j,k} \right) p_{i,j,k} + \xi_{i+\frac{1}{2},j,k} p_{i+1,j,k}}{\Delta x_g^2} \\
& + \frac{\xi_{i,j-\frac{1}{2},k} p_{i,j-1,k} - \left(\xi_{i,j-\frac{1}{2},k} + \xi_{i,j+\frac{1}{2},k} \right) p_{i,j,k} + \xi_{i,j+\frac{1}{2},k} p_{i,j+1,k}}{\Delta y_g^2} - 6U(\rho h)_x \\
& + 6\sigma\sigma^\Delta \Delta U (\rho\Phi^S)_x - 12(\rho h)_t = 0
\end{aligned} \tag{3.24}$$

$$\xi_{i\pm\frac{1}{2},j,k} = (\xi_{i,j,k} + \xi_{i\pm 1,j,k})/2 \tag{3.25}$$

$$\xi_{i,j\pm\frac{1}{2},k} = (\xi_{i,j,k} + \xi_{i,j\pm 1,k})/2$$

$$\xi_{i,j,k} = \Phi_{xx/yy,i,j,k}^p(p_{i,j,k}) \frac{\rho_{i,j,k}(p_{i,j,k}) h_{i,j,k}^3(p_k, p_{c,k})}{\eta_{i,j,k}(p_{i,j,k})} \tag{3.26}$$

$$(A)_x = \frac{1,5 A_{i,j,k} - 2A_{i-1,j,k} + 0,5A_{i-2,j,k}}{\Delta x_g} \tag{3.27}$$

$$(\rho h)_t = \frac{(\Delta t_2^2 + 2\Delta t_1 \Delta t_2) (\rho h)_{i,j,k} - (\Delta t_1 + \Delta t_2)^2 (\rho h)_{i,j,k-1} + \Delta t_1^2 (\rho h)_{i,j,k-2}}{\Delta t_1^2 \Delta t_2 + \Delta t_1 \Delta t_2^2} \tag{3.28}$$

$$p_{c,i,j,k} = K E' \cdot 8,8172 \cdot 10^{-5} \left(4 - \frac{h_{i,j,k}}{\sigma} \right)^{6,804} \tag{3.29}$$

$$h_{i,j,k} = h_0 + h_{G,i,j,k} + \frac{1}{\pi E'} \sum_{i'} \sum_{j'} K_{ii',jj'} (p_{i',j',k} + p_{c,i',j',k}) \tag{3.30}$$

siehe auch Abschnitt 2.2. Das Gleichungssystem mit den Unbekannten Fluiddruck p_k , Festkörperkontaktdruck $p_{c,k}$ und Spalthöhe h_k ist nichtlinear und muss iterativ gelöst werden. Der grundsätzliche Berechnungsablauf eines Iterationsschrittes gestaltet sich so, dass zunächst für eine gegebene Spalthöhe h die Drücke im Fluid p (Gl. (3.24)) einer Iteration unterzogen werden. Anschließend erfolgt eine Iteration des Festkörperkontaktdruckes p_c (Gl. (3.29)). Sowohl Fluid- als auch Festkörperdruck wirken parallel auf die Oberfläche und verformen diese. Deshalb erfolgt im dritten Schritt eine Aktualisierung der Spalthöhe (Gl. (3.30)) und der Prozess beginnt von vorne. Zur Stabilisierung des Vorgangs werden Unter-Relaxationsfaktoren angewandt, d. h. die berechneten Änderungen in jedem Schritt werden nicht in voller Größe addiert [Kus02].

Für die einfachen Ableitungen nach dem Ort bzw. der Zeit in Gleichung (3.24) wurden keine zentralen Differenzen, sondern Rückwärtsdifferenzen zweiter Ordnung gewählt, um

die Stabilität zu erhöhen [Wij98]. Die Ableitungen nach der Zeit (3.28) stellen sich dabei komplexer als die Ortsableitungen dar, da für allgemeine Intergrationsschemata nicht davon ausgegangen werden kann, dass die Zeitstützstellen äquidistant verteilt sind. Die Größe Δt_1 ist dabei die Zeit zwischen den Stellen k und $k - 1$ und Δt_2 zwischen $k - 1$ und $k - 2$. Da für die Zeitableitungen die Spalthöhen an allen Gitterpunkten benötigt werden, wird die zuvor verwendete skalare Zustandsgröße h_{\min} für die numerische Berechnung gewissermaßen durch die Matrix $h_{i,j}$ ersetzt.

Die Nichtlinearität des oben beschriebenen Problems wird durch die exponentielle Abhängigkeit der Viskosität vom Druck (vgl. Gl. (2.11)) noch verstärkt. Dies erschwert die Lösung der Gleichungen, was zu Instabilitäten führen kann. Dies gilt insbesondere, wenn hohe Flankenkräfte auftreten. Zunächst wurde versucht, das Problem mit dem „Effective Influence Newton (EIN)“ Verfahren nach Jalali-Vahid et al. [Jal98, Jal00] zu lösen, was im Prinzip ein mehrdimensionales Newton-Raphson Verfahren darstellt. Es wird die Jacobi-Matrix der Reynoldsgleichung aufgestellt (enthält die Ableitungen nach den Drücken an den Gitterpunkten), wobei nur die Punkte in direkter Nachbarschaft zum aktuellen Punkt berücksichtigt werden, da diese den größten Einfluss haben [Jal01, Jal06]. Mit Hilfe der Jacobi-Matrix lässt sich die Reynoldsgleichung linearisieren und das resultierende Gleichungssystem wird iterativ mit dem Gauß-Seidel-Verfahren gelöst. Dieses Verfahren ist verhältnismäßig einfach zu implementieren, zeigte aber vor allem bei größeren Belastungen nicht hinnehmbare Instabilitäten.

Aus diesem Grund wurde ein aufwändigeres Mehrgitterverfahren nach Venner und Lubrecht implementiert [Ven00], das bereits von Bartel et al. [Bar10b] in ähnlicher Form auf Zahnräder angewandt wurde. Das Verfahren wurde zur Anpassung an die Problemstellung um transiente Terme sowie Mischreibungseinflüsse erweitert. Zudem werden im Gegensatz zum originalen Verfahren zwei Druckiterationen parallel ausgeführt, eine für die Bestimmung der hydrodynamischen Drücke p und eine für die der Festkörperdrücke p_c .

Bei Mehrgitterverfahren werden zur Lösung der Gleichungen mehrere Ebenen verwendet. Abb. 3.6 zeigt schematisch drei verschiedene Gitter. Im vorliegenden Fall wurden Gitter verwendet, bei denen die Knotenabstände von einer Ebene zur nächst feineren genau halbiert werden.

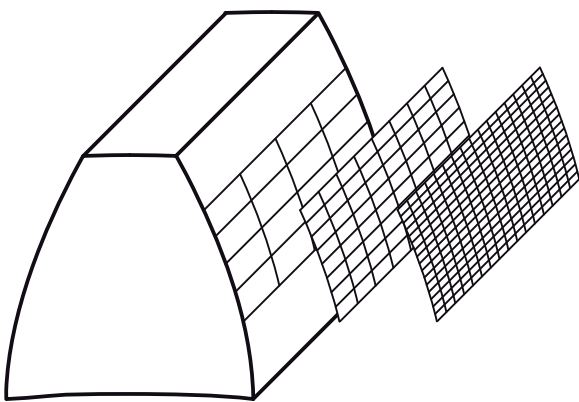


Abb. 3.6. Mehrgittertechnik zur Bestimmung von Druck und Verformung

Sind die Ableitungen des Druckes in der Reynoldsgleichung dominant (große ξ -Werte in Gl. (3.24)) wird eine Gauß-Seidel-Iteration angewandt, bei der die berechneten Druckänderungen direkt im nächsten Rechenschritt verwendet werden. Sind die Ableitungen der Spalthöhe dominant, kommt eine Jacobi Iteration zum Einsatz, bei der zunächst die Änderungen für das gesamte Druckfeld auf Basis der Drücke aus der letzten Iteration berechnet werden, bevor eine Aktualisierung der Drücke erfolgt [Red02, Ven00].

Die Berechnung der Tangentialkräfte erfolgt im Nachgang an die Bestimmung der Drücke. Für die Fluidreibung wird wiederum eine Modellierung des Fließverhaltens nach Eyring vorgenommen. Die Tangentialkraft aus dem Festkörperkontakt wird als Coulomb'sche Reibung modelliert.

Der auf diese Weise implementierte Mehrgitteralgorithmus zeigt in den meisten Fällen ein stabiles Verhalten. Bei hochgradig transienten Vorgängen und hohen Kräften kann es allerdings weiterhin zu Divergenzen kommen. Dies ist vor allem für die Zeitschrittintegration ein Problem, da ein einzelner Divergenzfall schon zum Abbruch führen kann. Als weiteres Problem zeigten sich die aufgrund einer großen Anzahl an benötigten Zeitschritten immer noch hohen Rechendauern, die bei sinnvollen Gittergrößen mehrere Zehnerpotenzen über denen der analytischen Lösung liegen.

Aus diesen Gründen wurde die eigentliche Zeitschrittintegration, das heißt die Bestimmung des zeitlichen Verlaufs der Zustandsgrößen (Positionen der Zahnräder, Positionen der einzelnen Zähne) weiterhin mit analytisch berechneten Flankenkräften nach Abschnitt 3.1.2 durchgeführt. In einem zweiten Rechenlauf, der deutlich weniger Zeitschritte benötigt, da die Positionen der Zähne schon bekannt sind, wurden dann die Kräfte, Druckverteilungen, Spalthöhen etc. numerisch bestimmt. Wie im nachfolgenden Abschnitt gezeigt wird, sind die Abweichungen in den Kraftverläufen zwischen analytischem und numerischem Rechenlauf vertretbar, was dieses Vorgehen legitimiert. Bei identischem Kraftverlauf hätten sich auch bei vollständiger numerischer Lösung die gleichen zeitlichen Verläufe der Zustandsgrößen ergeben.

3.1.4 Vergleich der unterschiedlichen Lösungsarten

Im Folgenden werden exemplarisch Ergebnisse der analytischen und der numerischen Lösungsvariante gegenübergestellt. Hierfür wird ein einzelnes geradzahntes Zahnradpaar unter verschiedenen Randbedingungen simuliert. Das Antriebsrad hat 61 und das Abtriebsrad 39 Zähne bei einem Normalmodul von 2. Die Zahnbreite beträgt 20 mm, das Normalflankenspiel 0,1 mm und die Verzahnungen sind nicht profilverschoben. Die mittlere Antriebsdrehzahl beträgt 900 1/min. Als Öl wird ein mineralisches Serienöl aus einem Pkw-Schaltgetriebe mit einer Viskosität von 0,01 Pa s angenommen. Die gezeigten Ergebnisse stellen eingeschwungene Zustände dar, die Einschwingphasen zu Beginn der Rechnungen wurden jeweils abgeschnitten.

Abb. 3.8 zeigt die Relativbewegungen zwischen den beiden Rädern für eine konstante Antriebsdrehzahl unter 150 Nm Belastung sowie für sinusförmige Drehzahlanregungen mit Amplituden von 200 bzw. 2000 rad/s^2 und 0,5 Nm Belastung. Der erste Fall entspricht einer leistungsführenden Verzahnung unter hoher Last.

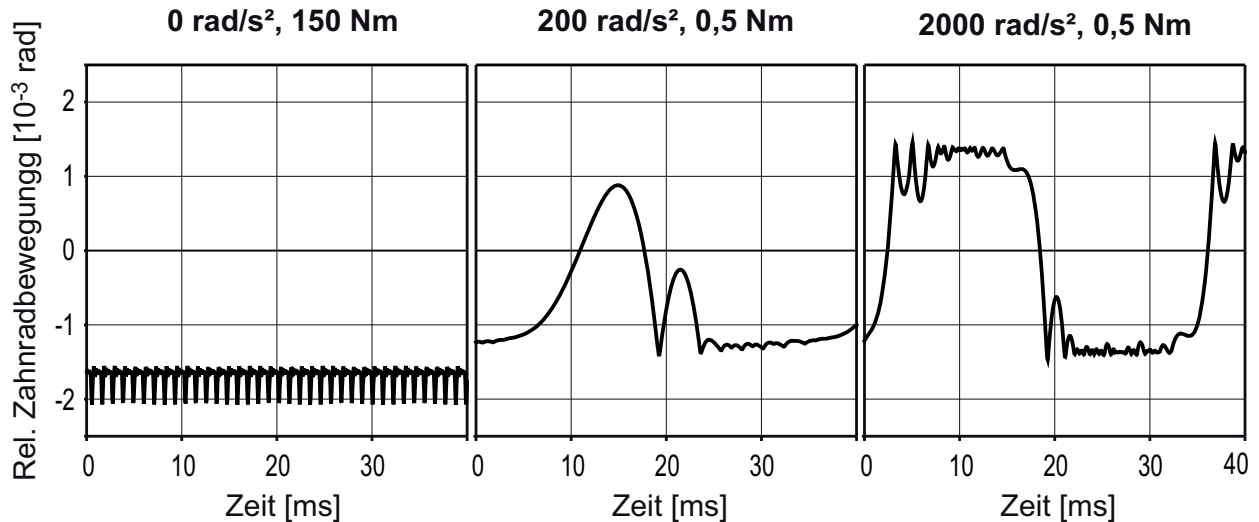


Abb. 3.8. Relative Zahnradbewegung für unterschiedliche Anregungsarten

Die anderen beiden entsprechen Rasselzuständen, wie sie sich im Fahrzeug bei lastfreien Zahnradstufen und unter Drehzahlanregung durch den Verbrennungsmotor einstellen würden. Hierbei wurde der mittleren Drehzahl von 900 1/min eine sinusförmige Schwingung überlagert. Die geringe Belastung von 0,5 Nm simuliert dem Schleppmoment durch Ölplanchen und Lagerreibung. Da die Zustandsgrößen auch bei der numerischen Lösung analytisch bestimmt werden, ist die gezeigte Relativbewegung für beide Berechnungsvarianten die gleiche.

Unter hoher Last (Abb. 3.8 links) ergeben sich durch die einzelnen Zahneingriffe Schwingungen. Die Verzahnung liegt immer an der Zugflanke an und verformt sich deutlich durch die Last. Dies zeigt der Vergleich mit den beiden anderen Lastfällen. So beträgt die Relativedrehung im Mittel ca. $-1,6 \cdot 10^{-3}$ rad, wohingegen in den unbelasteten Fällen die Zugflanke schon bei ungefähr $-1,2 \cdot 10^{-3}$ rad anliegt. Bei einer Anregung von 200 rad/s² führt die Verzahnung einseitige Rasselstöße aus, d. h. sie löst sich von der Zugflanke trifft anschließend wieder auf dieser auf. Bei 2000 rad/s² sind die Stöße stärker und zweiseitig, d. h. es kommt zu Stößen an der Zug- und Schubflanke.

Abb. 3.9 zeigt in einem zeitlichen Ausschnitt aus obigen Verläufen die Kräfte auf je einen Zahn. Im ersten Fall links wird der Bereich des Einzeleingriffs an der Lastspitze erkennbar. Davor und danach sind je zwei Zähne im Eingriff. Die Übereinstimmung zwischen analytisch und numerisch bestimmtem Kraftverlauf ist als gut zu bezeichnen. Die anderen beiden Fälle zeigen Zahnflankenstöße beim Rasseln, die sich durch kurze Dauern bei relativ hohen Kräften auszeichnen. Bei einer Anregung von 2000 rad/s² ist der Stoß deutlich härter als bei 200 rad/s², wie die Höhe der Kraft zeigt. Auch hier ist die Übereinstimmung der Kraftverläufe gut.

Ein weiterer interessanter Punkt ist die sich einstellende Spalthöhe. Abb. 3.10 zeigt die Spalthöhe für die drei Lastfälle jeweils für den Zeitpunkt maximaler Kraft. Im ersten Fall ergibt sich eine deutliche Abplattung. Zudem kommt es bei der numerischen Lösung zur charakteristischen Einschnürung des Spaltes am Spaltende. Trotz der sehr vereinfachten Bestimmung bei der analytischen Lösung wird die Spalthöhe gut angenähert.

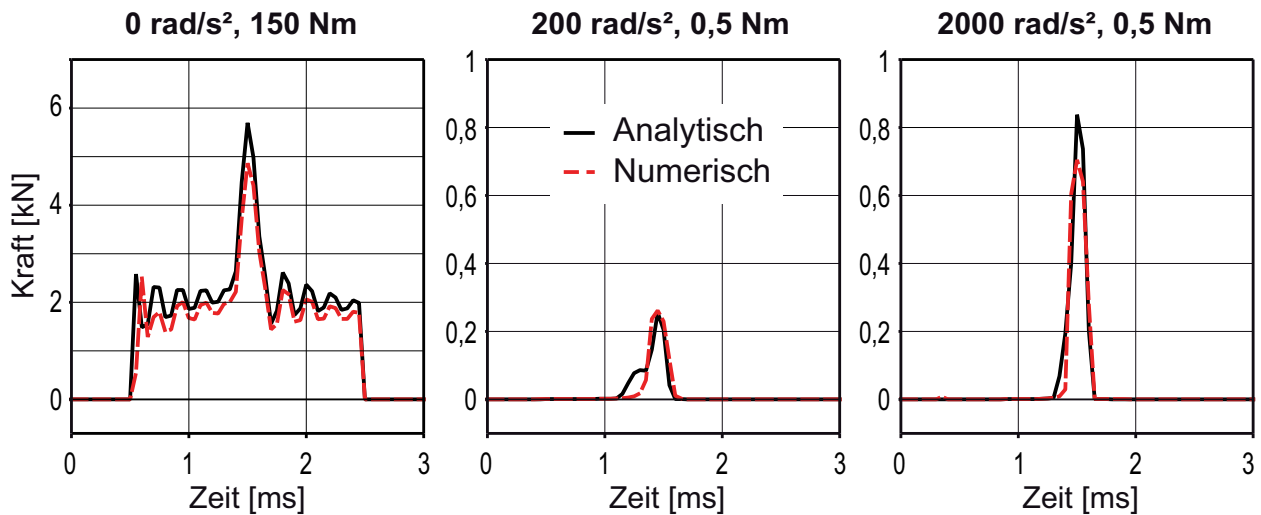


Abb. 3.9. Zahnkräfte für unterschiedliche Anregungs- und Lösungsarten

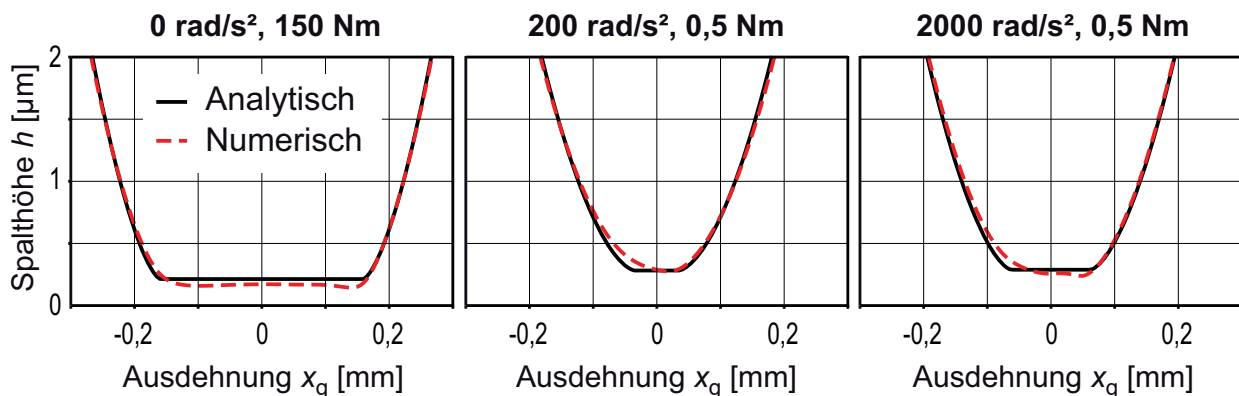


Abb. 3.10. Spaltformen für unterschiedliche Anregungs- und Lösungsarten

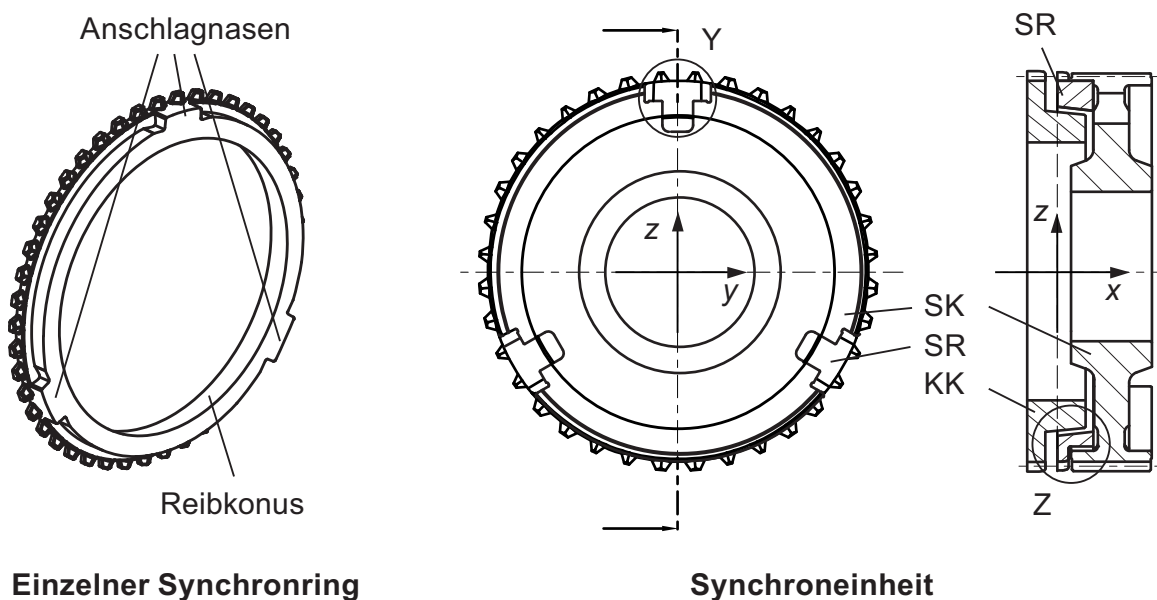
Bei den anderen beiden Fällen zeigen sich etwas größere Abweichungen vor allem zu Beginn des Parallelspalts. Dies liegt unter anderem daran, dass die analytische Variante für sehr hohe und sehr niedrige Kraftniveaus gute Approximation bereithält (vgl. Abschnitt 3.1.2), aber bei den hier gezeigten mittleren Niveaus Ungenauigkeiten auftreten. Nichtsdestotrotz kann die analytische Lösung zu näherungsweise Bestimmung der Spaltform und minimalen Schmierpalthöhe herangezogen werden. Der Vergleich der einzelnen Lastfälle zeigt, dass mit steigender Kraft die Abplattung zu und die minimale Schmierpalthöhe abnimmt.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass aufgrund der gut übereinstimmenden Kraftverläufe zur Bestimmung der Verzahnungskräfte die analytische Lösungsvariante ausreicht. Weiterhin ist das Vorgehen, auch bei der numerischen Lösungsvariante die Zustandsgrößen analytisch zu bestimmen, gerechtfertigt. Bei Interesse an der exakten zweidimensionalen Spaltgeometrie, der daraus resultierenden zweidimensionalen Druckverteilung oder zur Untersuchung von Flankenkorrekturen in Breitenrichtung muss allerdings auf die numerische Lösung zurückgegriffen werden.

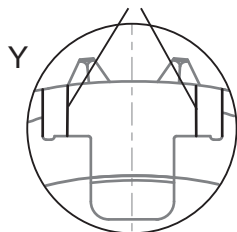
3.2 Synchronring

Handschaltgetriebe, automatisierte Handschaltgetriebe und Doppelkupplungsgetriebe verwenden Synchronisierungen, um die Drehzahl der zur schaltenden Losräder anzupassen und anschließend den Leistungsfluss von der jeweiligen Welle auf das Zahnrad zu ermöglichen [Nau11]. Die am häufigsten eingesetzte Innenkonus-Synchronisierung, siehe Abb. 3.11, besteht im Wesentlichen aus einem Synchronkörper, der fest mit der Welle verbunden ist, einem Kupplungskörper, der auf dem Losrad fixiert wird, einem Synchronring, sowie einer Schiebemuffe (im Bild nicht dargestellt).

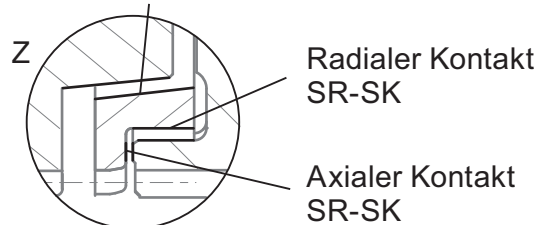
Während des Schaltvorgangs wird der Synchronring von der Schiebemuffe an den Kupplungskörper gedrückt und gleicht dessen Drehzahl über den Reibkonus (radialer Kontakt KK-SR) an. Hierbei verhindert er ein Durchschalten der Schiebemuffe bis Gleichlauf vorliegt. Dies geschieht durch Verdrehen des Rings aufgrund des Reibmoments am Reibkonus um einen bestimmten Betrag in Umfangsrichtung. Diese Bewegung wird durch im Synchronkörper geführte Anschlagnasen begrenzt.



Umfangskontakt SR-SK (3x)



Radialer Kontakt KK-SR



Kontakte

Abb. 3.11. Pkw Einkonus-Synchronring (SR) und Einbaulage mit Kontaktflächen zum Kupplungskörper (KK) und Synchronkörper (SK) [Fie12]

Die Außenverzahnung des Synchronrings verhindert in dieser Stellung eine weitere Bewegung der Schiebemuffe. Erst wenn Gleichlauf herrscht und damit das Reibmoment abfällt, dreht sich der Synchronring zurück und die Schiebemuffe kann über den Synchronring geschoben werden. In der Endstellung verbindet sie über die außenliegende Verzahnung Synchronkörper und Kupplungskörper formschlüssig. Das Losrad ist somit drehfest auf der Welle fixiert. Da sich der Synchronring in nicht geschaltetem Zustand innerhalb seines Spiels frei bewegen kann, wird er von Schwingungen des Synchron- und Kupplungskörpers angeregt und verursacht ab einer gewissen Drehbeschleunigung Stöße. Diese erfolgen primär in Umfangsrichtung, d. h. die Anschlagnasen des Rings stoßen an die Nutwandung des Synchronkörpers.

Für die Modellbildung wird der Ring als starr angenommen und besitzt alle sechs Starrkörperfreiheitsgrade. Seine Bewegung wird durch ölbehaftete Kontaktflächen geführt. Dies sind im einzelnen ein konischer Kontakt zwischen Ring und Kupplungskörper (radialer Kontakt KK-SR), ein ringförmiger und ein zylindrischer Kontakt zum Synchronkörper (axialer und radialer Kontakt SR-SK) und je zwei Kontakte in Umfangsrichtung an den drei Anschlagnasen zum Synchronkörper (Umfangskontakt SR-SK), siehe Abb. 3.11. Es wird angenommen, dass alle Kontaktflächen mit einem Ölfilm mit konstanter Dicke h_{\max} benetzt sind [Fie11b].

Neben der dargestellten Synchronisierung mit einer Reibfläche gibt es auch Mehrkonus-Synchronisierungen mit zwei oder drei Reibflächen zur Reduzierung der Schaltkraft. Da lediglich radiale Kontakte an den Reibflächen hinzukommen und die entsprechenden Kontaktflächen analog zur vorgestellten Einkonus-Synchronisierung modelliert werden, wird auf diese Bauart nicht mehr explizit eingegangen.

Im Folgenden wird für jeden der beschriebenen Kontakte die Geometrie des Schmierpalts hergeleitet, die Reynoldsgleichung aufgestellt und je sowohl vereinfacht analytisch als auch vollständig numerisch gelöst. Da die Trägheit des Rings relativ klein ist, kann von geringen Stoßenergien und damit niedrigen Druckniveaus ausgegangen werden. Somit lässt sich die Reynoldsgleichung (2.1) bzw. (2.2) dahingehend vereinfachen, dass eine konstante Dichte und Viskosität angenommen wird, d. h. das Fluidverhalten ist für diese Modellbildung inkompressibel und isoviskos. Zusätzlich wird die elastische Verformung der Ringoberfläche im Kontaktgebiet vernachlässigt. Diese Annahmen werden später durch Simulationsergebnisse belegt, vergleiche Abschnitt 3.2.5, bei denen meist nur Drücke von unter 100 bar auftreten.

Die Implementierung der Verfahren erfolgte wie bei der Verzahnung im Rahmen eines benutzerdefinierten Kraftelements für die Mehrkörper-Simulationssoftware SIMPACK [SIM12]. Die programmtechnische Umsetzung erfolgte hierbei in der Programmiersprache FORTRAN 90. Als Eingabeparameter müssen die Material- und Geometriedaten für alle Kontakte, die Ölfilmstärke und Viskosität sowie Berechnungsparameter wie Berechnungsart (analytisch/numerisch), Elementanzahl und -größe usw. spezifiziert werden. Während der Simulation erhält das Kraftelement vom Integrator der Simulationsumgebung zu jedem Zeitpunkt relative Positionen und Geschwindigkeiten der Bauteile. Hieraus berechnet es mit dem im Folgenden beschriebenen Vorgehen die Kräfte und Momente auf den Ring und gibt diese an den Integrator zurück.

3.2.1 Radiale Kontakte

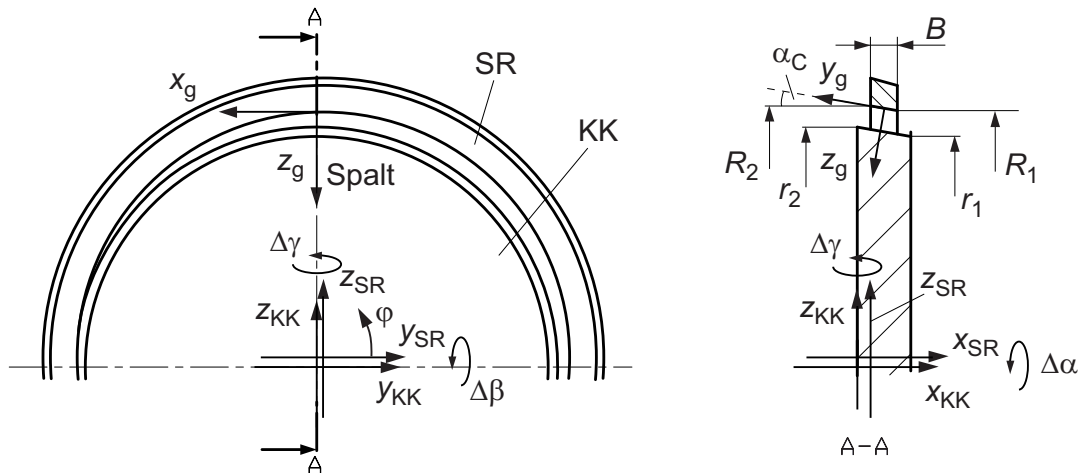


Abb. 3.12. Radialer Kontakt zwischen Kupplungskörper (KK) und Synchronring (SR) [Fie12]

Die Kontaktsituation sowie die zur Beschreibung verwendeten Koordinaten und Größen sind in Abb. 3.12 dargestellt. Beide radialen Kontakte (KK-SR und SR-SK) können mit dem gleichen Modell beschrieben werden. Der Kontakt zylindrischer Oberflächen ist lediglich ein Spezialfall des konischen mit einem Konuswinkel von $\alpha_C = 0^\circ$. Daher wird nachfolgend nur auf den allgemeinen konischen Fall eingegangen.

Der Ursprung des Koordinatensystems des Kupplungskörpers (x_{KK}, y_{KK}, z_{KK}) ist an der Stelle $[\Delta x \ \Delta y \ \Delta z]^T$ im System des Synchronrings (x_{SR}, y_{SR}, z_{SR}). Zusätzlich ist der Kupplungskörper um die Kardanwinkel $\Delta\alpha$, $\Delta\beta$ und $\Delta\gamma$ relativ zum Ring verdreht (erste Drehung um x_{KK} -, zweite um resultierende y_{KK} - und dritte um resultierende z_{KK} -Achse). Der Konuswinkel α_C ist für Ring und Kupplungskörper der gleiche.

Spaltgeometrie

Der Konus des Synchronrings lässt sich im Koordinatensystem des Rings mit den Variablen x_C und φ beschreiben

$$\begin{bmatrix} x_{C,SR} \\ y_{C,SR} \\ z_{C,SR} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_C \\ (R_2 - x_C \tan \alpha_C) \cos \varphi \\ (R_2 - x_C \tan \alpha_C) \sin \varphi \end{bmatrix} \quad (3.31)$$

mit $0 \leq x_C \leq B$ und $0 \leq \varphi \leq 2\pi$.

Durch eine Koordinatentransformation ins System des Kupplungskörpers erhält man

$$\begin{bmatrix} x_{C,KK} \\ y_{C,KK} \\ z_{C,KK} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c\beta c\gamma & -c\beta s\gamma & s\beta \\ c\alpha s\gamma + s\alpha s\beta c\gamma & c\alpha c\gamma - s\alpha s\beta s\gamma & -s\alpha c\beta \\ s\alpha s\gamma - c\alpha s\beta c\gamma & s\alpha c\gamma + c\alpha s\beta s\gamma & c\alpha c\beta \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{C,SR} - \Delta x \\ y_{C,SR} - \Delta y \\ z_{C,SR} - \Delta z \end{bmatrix} \quad (3.32)$$

mit den Abkürzungen c für \cos , s für \sin , α für $\Delta\alpha$, β für $\Delta\beta$ und γ für $\Delta\gamma$. Somit ergibt sich die Spalthöhe an einer beliebigen Position (x_c, φ) aus der Differenz der Radien zu

$$h = \cos \alpha_c \left(\sqrt{y_{c,KK}^2 + z_{c,KK}^2} - (r_2 - x_{c,KK} \tan \alpha_c) \right). \quad (3.33)$$

Analytische Lösung

Basis für die analytische Lösung ist die Reynoldsgleichung ohne Mischreibungseinflüsse (2.1). Um zu einer analytischen Formulierung zu gelangen, müssen einige Annahmen getroffen werden. So wird davon ausgegangen, dass die Verschiebungen Δy und Δz , die Verdrehungen $\Delta\beta$ und $\Delta\gamma$ sowie das Verhältnis x_c/R_2 klein sind. Die Spalthöhe wird linearisiert und über der Ringbreite als konstant angenommen. Es ergibt sich

$$h \approx \left(R_2 - r_2 + \left(\Delta\beta \left(\Delta x - \frac{B}{2} \right) - \Delta z + \Delta\beta R_m \tan \alpha_c \right) \sin \varphi \right. \\ \left. - \Delta x \tan \alpha_c - \left(\Delta\gamma \left(\Delta x - \frac{B}{2} \right) + \Delta y + \Delta\gamma R_m \tan \alpha_c \right) \cos \varphi \right) \cos \alpha_c \quad (3.34)$$

$$\text{mit } R_m = \left(R_2 - \frac{B}{2} \tan \alpha_c \right).$$

Da die Breite des Rings im Vergleich zu seinem Umfang klein ist, ist der Druckgradient in Breitenrichtung maßgebend. Der Druckgradient in x_g -Richtung kann vernachlässigt werden. Weiterhin sind die axiale Geschwindigkeitskomponente und deren Gradient gegenüber der Umfangsgeschwindigkeit klein. Dies bedeutet

$$\frac{\partial p}{\partial x_g} \ll \frac{\partial p}{\partial y_g} \quad \text{und} \quad \frac{\partial}{\partial y_g} (h(V_1 + V_2)) \ll \frac{\partial}{\partial x_g} (h(U_1 + U_2)). \quad (3.35)$$

Als Randbedingung wird der Druck an den Ringrändern zu null gesetzt

$$p \left(y_g = -\frac{B}{2 \cos \alpha_c} \right) = p \left(y_g = \frac{B}{2 \cos \alpha_c} \right) = 0. \quad (3.36)$$

Als Kavitationsmodell wird an dieser Stelle die Gümbel'sche Randbedingung genutzt. Die genaueren Reynold'schen Randbedingungen würden eine numerische Nullstellensuche nach sich ziehen, wodurch keine analytische Lösung mehr möglich wäre.

Nach Integration der Reynoldsgleichung (2.1) im Ringssystem (d. h. $U_2 = U_{KK}$, $U_1 = 0$), erhält man für den Druck und die auf den Umfang bezogene hydrodynamische Kraft

$$p = \begin{cases} \frac{3\eta(U_{KK}\delta h/\delta x_g + 2\delta h/\delta t) \left(\frac{B^2}{4 \cos^2 \alpha_c} - y_g^2 \right)}{h^3} & \text{für } p > 0 \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} \quad (3.37)$$

$$\begin{aligned} \frac{dF_{nh}}{d\varphi} &= R_m \int_{\frac{B}{2 \cos \alpha_C}}^{\frac{B}{2 \cos \alpha_C}} p \, dy_g \\ &= \begin{cases} -\frac{\eta(U_{KK} \delta h / \delta x_g + 2 \delta h / \delta t) B^3 R_m}{2 h^3 \cos^3 \alpha_C} & \text{für } p > 0 \\ 0 & \text{sonst.} \end{cases} \end{aligned} \quad (3.38)$$

Da die Spalthöhe h und ihre Ableitungen analytisch bestimmt werden, kann das Ergebnis direkt berechnet werden. Die auf den Umfang bezogene Tangentialkraft ergibt sich durch Integration der Schubspannung an der Oberfläche [Goh08] zu

$$\frac{dF_{txgh}}{d\varphi} = \frac{1}{2} \frac{dF_{nh}}{d\varphi} \frac{\delta h}{\delta \varphi} - \frac{R_m B \eta (-U_{KK})}{h}. \quad (3.39)$$

Die Kräfte auf den Ring könnten in einem weiteren Schritt durch Integration der Gleichungen (3.38) und (3.39) und Projektion in x -, y - und z -Richtung analytisch bestimmt werden. Es ist jedoch schwierig, endliche Benetzungshöhen (maximale Schmierfilmdicken) sowie Mischreibung zu berücksichtigen.

Deshalb wird ein anderes Vorgehen gewählt und der Ring in Umfangsrichtung mit Elementen der Größe $\Delta\varphi$ diskretisiert. Ein einzelnes Element und die darauf wirkenden Kräfte sind in Abb. 3.13 abgebildet. Kräfte auf Elemente mit Spalthöhen größer als die vorgegebene Benetzungshöhe h_{\max} werden vernachlässigt. Somit erhält man

$$F_{nhi} = \begin{cases} \frac{dF_{nh}}{d\varphi}(\varphi_i) \Delta\varphi & \text{für } h(\varphi_i) \leq h_{\max} \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} \quad (3.40)$$

$$F_{txghi} = \begin{cases} \frac{dF_{txgh}}{d\varphi}(\varphi_i) \Delta\varphi & \text{für } h(\varphi_i) \leq h_{\max} \\ 0 & \text{sonst.} \end{cases} \quad (3.41)$$

Festkörper- und Mischreibung

Bei kleinen Spalthöhen kann es zu Festkörper- oder Mischreibung kommen. Die Kontaktdrücke und Reibkräfte werden nach Gleichung (2.5) und (2.7) bestimmt. Für die aus dem Festkörperkontakt resultierenden Kräfte ergibt sich

$$F_{ndi} = p_c \frac{B}{\cos \alpha_C} R_m \Delta\varphi \quad (3.42)$$

$$F_{txgdi} = \text{sgn}(U_{KK}) \mu F_{ndi}. \quad (3.43)$$

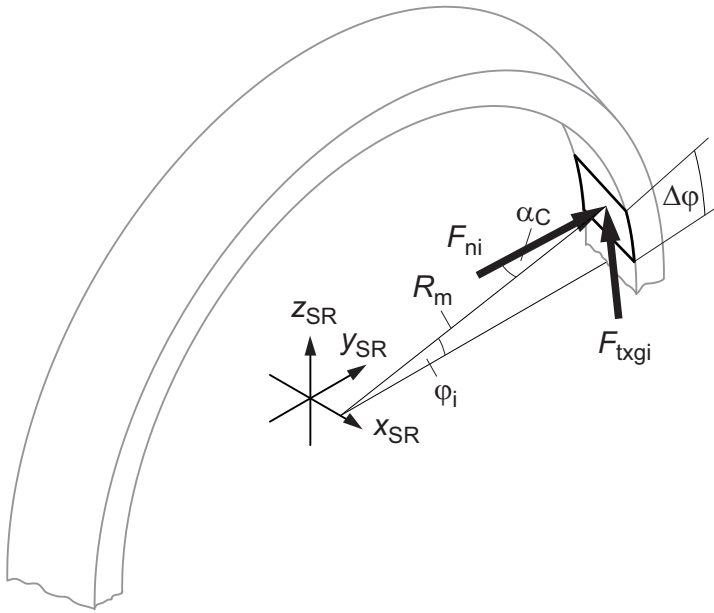


Abb. 3.13. Kräfte auf ein Ringelement [Fie12]

Bei Mischreibung werden die Festkörperkontaktkräfte zu den hydrodynamischen addiert. Für jedes diskretisierte Ringelement wird die Spalthöhe in der Elementmitte berechnet und die Art der Reibung durch Vergleich mit dem Mittenrauhwert σ bestimmt. Zusammen mit den hydrodynamischen Kräften (3.40) und (3.41) erhält man die Summenkräfte auf ein Element

$$F_{ni} = \begin{cases} F_{nhi} & \text{für } h \geq 4\sigma \\ F_{nhi} + F_{ndi} & \text{für } \sigma < h < 4\sigma \\ F_{ndi} & \text{für } h \leq \sigma \end{cases} \quad (3.44)$$

$$F_{txgi} = \begin{cases} F_{txghi} & \text{für } h \geq 4\sigma \\ F_{txghi} + F_{txgdi} & \text{für } \sigma < h < 4\sigma \\ F_{txgdi} & \text{für } h \leq \sigma. \end{cases} \quad (3.45)$$

Dies stellt lediglich eine Näherung dar, da in der Realität der hydrodynamische Anteil ebenfalls durch Oberflächenrauheiten beeinflusst wird, vergleiche Gleichung (2.2). Diese Tatsache wird in der numerischen Lösung berücksichtigt. Durch Addition bzw. Multiplikation mit den jeweiligen Hebelarmen und Projektion in die entsprechenden Richtungen ergeben sich die Gesamtkräfte und Momente auf den Ring.

Numerische Lösung

Für die numerische Lösung wird die um Flussfaktoren erweiterte Reynoldsgleichung (2.2) für konstante Viskosität und Dichte herangezogen. Diese wird mit Hilfe von zentralen Differenzen in x_g - und y_g -Richtung diskretisiert. Die Elemente haben eine Größe von $\Delta B \cdot R_{i,j} \cdot \Delta\varphi$ mit dem Radius $R_{i,j}$ von Ringmitte zu Elementmitte. Das resultierende Gleichungssystem

chungssystem mit den unbekanntem Drücken an den Netzknoten $p_{h,i,j}$ ist aufgrund der konstanten Viskosität und Dichte sowie starren Oberflächen linear und wird mit Hilfe eines iterativen Löser nach der Methode der vorkonditionierten konjugierten Gradienten [Dan09, Fer08] gelöst.

Als Randbedingungen werden wiederum die Drücke an den Rändern sowie negative Drücke zu null gesetzt (Gümbel'sche Randbedingung). Zusätzlich werden Drücke auf Knoten mit Spaltweiten größer h_{\max} vernachlässigt, da davon ausgegangen wird, dass die Oberflächen nur mit einem Ölfilm der Höhe h_{\max} benetzt sind.

Im Nachgang lassen sich die Schubspannungen berechnen [Goh01, Goh08]

$$\tau_{xgh} = -\frac{\partial p_h}{\partial x_g} \frac{h}{2} + \eta \frac{U_{KK}}{h} \quad (3.46)$$

$$\tau_{ygh} = -\frac{\partial p_h}{\partial y_g} \frac{h}{2} + \eta \frac{V_{KK}}{h} \quad (3.47)$$

wobei Mischreibungseinflüsse auf die Schubspannungen vernachlässigt werden.

Festkörper- und Mischreibung

Bei der hydrodynamischen Druckberechnung wurden Oberflächenrauheiten und -kontakte bereits durch Flussfaktoren in der Reynoldsgleichung (2.2) berücksichtigt. Der Festkörperkontaktdruck wird nach Gleichung (2.5) bestimmt. Die resultierenden Kräfte auf ein Element ergeben sich zu

$$F_{n,i,j} = \begin{cases} p_{h,i,j} \Delta B R_{i,j} \Delta \varphi & \text{für } h \geq 4\sigma \\ (p_{h,i,j} + p_{c,i,j}) \Delta B R_{i,j} \Delta \varphi & \text{für } \sigma < h < 4\sigma \\ p_{c,i,j} \Delta B R_{i,j} \Delta \varphi & \text{für } h \leq \sigma \end{cases} \quad (3.48)$$

$$F_{txg,i,j} = \begin{cases} \tau_{xgh,i,j} \Delta B R_{i,j} \Delta \varphi & \text{für } h \geq 4\sigma \\ (\tau_{xgh,i,j} - \mu p_{c,i,j} \cos \psi_d) \Delta B R_{i,j} \Delta \varphi & \text{für } \sigma < h < 4\sigma \\ -\mu p_{c,i,j} \cos \psi_d \Delta B R_{i,j} \Delta \varphi & \text{für } h \leq \sigma \end{cases} \quad (3.49)$$

$$F_{tyg,i,j} = \begin{cases} \tau_{ygh,i,j} \Delta B R_{i,j} \Delta \varphi & \text{für } h \geq 4\sigma \\ (\tau_{ygh,i,j} - \mu p_{c,i,j} \sin \psi_d) \Delta B R_{i,j} \Delta \varphi & \text{für } \sigma < h < 4\sigma \\ -\mu p_{c,i,j} \sin \psi_d \Delta B R_{i,j} \Delta \varphi & \text{für } h \leq \sigma \end{cases} \quad (3.50)$$

mit dem Winkel ψ_d zwischen Relativgeschwindigkeit und x_g -Ache .

3.2.2 Axiale Kontakte

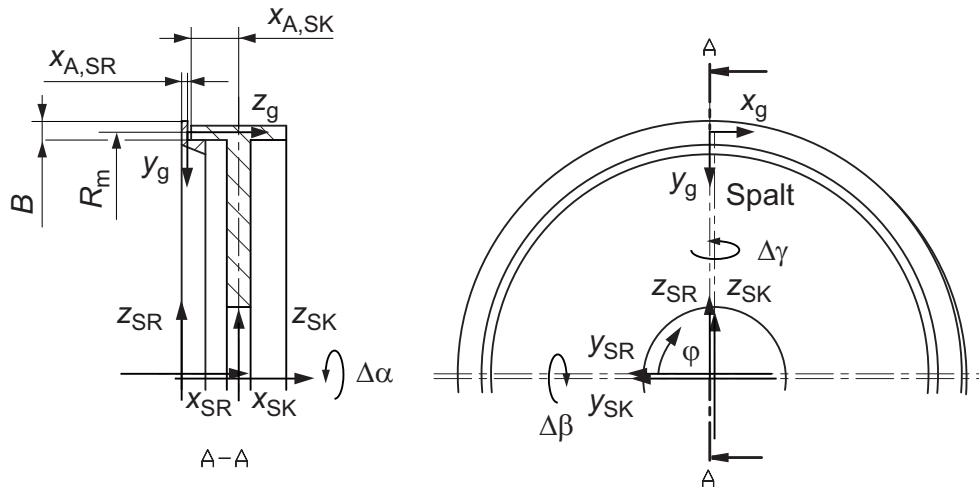


Abb. 3.14. Axialer Kontakt zwischen Synchronring (SR) und Synchronkörper (SK) [Fie12]

Der axiale Kontakt zwischen Synchronring und Synchronkörper wird analog zum im vorherigen Abschnitt beschriebenen radialen modelliert. Abb. 3.14 zeigt die Kontaktsituation und die verwendeten geometrischen Parameter. Der Ursprung des Koordinatensystems des Synchronkörpers (x_{SK}, y_{SK}, z_{SK}) ist an der Position $[\Delta x \ \Delta y \ \Delta z]^T$ im System des Synchronrings (x_{SR}, y_{SR}, z_{SR}) . Der Synchronkörper ist zudem relativ zum Ring um die Kardanwinkel $\Delta\alpha$, $\Delta\beta$ und $\Delta\gamma$ verdreht. Der Anschlagbund des Rings ist an der Stelle $x_{A,SR}$ und der des Synchronkörpers bei $x_{A,SK}$, jeweils im eigenen Koordinatensystem gemessen.

Spaltgeometrie

Die Form des Schmierspalt ergibt sich wiederum durch Aufstellen der ringförmigen Kontaktfläche des Synchronrings, Transformation in das Koordinatensystem des Synchronkörpers und Differenzbildung mit dem Anschlag des Synchronkörpers. Die beschreibenden Variablen sind φ und y_{gC} . Hieraus ergibt sich für ein Segment von φ_1 bis φ_2

$$\begin{aligned}
 h &= x_{A,SK} - \cos \Delta\beta \cos \Delta\gamma (x_{A,SR} - \Delta x) \\
 &\quad + \cos \Delta\beta \sin \Delta\gamma \left((R_m - y_{gC}) \cos \varphi - \Delta y \right) \\
 &\quad - \sin \Delta\beta \left((R_m - y_{gC}) \sin \varphi - \Delta z \right)
 \end{aligned} \tag{3.51}$$

mit $\varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_2$ und $-\frac{B}{2} \leq y_{gC} \leq \frac{B}{2}$.

Analytische Lösung

Für die analytische Lösung wird von einer konstanten Schmierspalthöhe über der Breite ausgegangen, d.h. $y_{gC} = 0$. Linearisierungen werden nicht vorgenommen. Das restliche Vorgehen zur Bestimmung der Kräfte auf einzelne Umfangselemente inklusive Berücksichtigung der Mischreibung ist äquivalent zu dem im Abschnitt 3.2.1 beschriebenen.

Numerische Lösung

Auch die numerische Lösung erfolgt völlig analog zu der in Abschnitt 3.2.1 beschriebenen, mit der Schmierspaltform nach Gleichung (3.51). Als Resultat ergeben sich die Normal- und Tangentialkräfte auf die einzelnen Gitterpunkte.

3.2.3 Kontakte in Umfangsrichtung

Der Kontakt in Umfangsrichtung zwischen Synchronring und Synchronkörper findet an den drei Anschlagnasen des Synchronrings statt. Die verwendeten Größen sind in Abb. 3.15 abgebildet. Das Koordinatensystem des Synchronkörpers (x_{SK}, y_{SK}, z_{SK}) ist wiederum gegenüber dem des Synchronrings (x_{SR}, y_{SR}, z_{SR}) um $[\Delta x \ \Delta y \ \Delta z]^T$ verschoben und um die Kardanwinkel $\Delta\alpha$, $\Delta\beta$ und $\Delta\gamma$ verdreht. Es gibt zwei verschiedene Kontaktarten je nachdem an welcher Seite der Anschlagnasen der Kontakt stattfindet. Für drei Winkel gilt $\varphi_{SR} \geq \varphi_{SK}$ und für die anderen drei $\varphi_{SR} \leq \varphi_{SK}$.

Spaltgeometrie

Die Form des Schmierspalts ergibt sich durch Aufstellen der Kontaktfläche des Synchronrings und des Synchronkörpers in Abhängigkeit von x_{SR} und dem Radius R_{SR} (Radius vom Ursprung des Synchronringssystems zum betrachteten Punkt), Transformation in das Koordinatensystem des Synchronkörpers, Aufstellen des Vektors senkrecht zur Kontaktfläche, Schnitt der entstehenden Geraden mit beiden Flächen und Bestimmung der Länge zwischen den Schnittpunkten. Da die entstehenden Terme recht umfangreich sind, wird auf eine Angabe an dieser Stelle verzichtet.

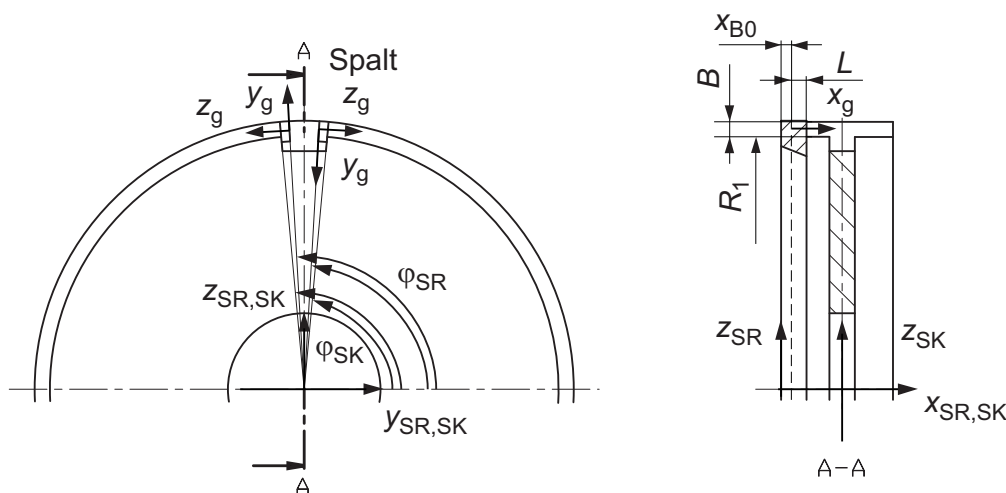


Abb. 3.15. Kontakt in Umfangsrichtung zwischen Synchronring (SR) und Synchronkörper (SK) [Fie12]

Analytische Lösung

Für die vereinfachte analytische Lösung wird von einer über den Spalt konstanten Höhe ausgegangen. Zudem wird die Spalthöhe für kleine $\Delta y, \Delta z, \Delta \beta$ und $\Delta \gamma$ linearisiert. Man erhält für den Spalt

$$\begin{aligned}
 h = \pm & \left(\left(\Delta \beta \left(x_{B0} + \frac{L}{2} - \Delta x \right) + \Delta z \right) \cos(\varphi_{SK} - \Delta \alpha) \right. \\
 & + \left(\Delta \gamma \left(x_{B0} + \frac{L}{2} - \Delta x \right) - \Delta y \right) \sin(\varphi_{SK} - \Delta \alpha) \\
 & \left. - \left(R_1 + \frac{B}{2} \right) \sin(\varphi_{SR} + \Delta \alpha - \varphi_{SK}) \right).
 \end{aligned} \tag{3.52}$$

Das obere Vorzeichen gilt hierbei für einen Anschlag entsprechend $\varphi_{SK} \geq \varphi_{SR}$, das untere für den gegenüberliegenden, vgl. Abb. 3.15. Die Reynoldsgleichung (2.1) ergibt sich für eine konstante Spalthöhe, Dichte und Viskosität zu

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x_g^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y_g^2} = 12 \frac{\eta}{h^3} \frac{dh}{dt}. \tag{3.53}$$

Dies entspricht einer elliptischen partiellen Differentialgleichung, bei der die rechte Seite bekannt und nur zeit-, nicht ortsabhängig ist. Als Randbedingung soll der Druck an den Rändern null und innerhalb der Kontaktfläche nicht negativ sein. Dieses Randwertproblem wird auf einem rechteckigen Gebiet mit Hilfe einer Fourierreihe gelöst [Kus03]. Man erhält

$$p(x_g, y_g) = \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{r_{n,m}}{\lambda_{n,m}} \Phi_{n,m}(x_g, y_g)$$

mit

$$\begin{aligned}
 \Phi_{n,m}(x_g, y_g) &= \frac{2}{\sqrt{LB}} \sin\left(n\pi \frac{x_g}{L}\right) \sin\left(m\pi \left(\frac{y_g}{B} + \frac{1}{2}\right)\right) \\
 \lambda_{n,m} &= \left(\frac{n\pi}{L}\right)^2 + \left(\frac{m\pi}{B}\right)^2
 \end{aligned} \tag{3.54}$$

$$\begin{aligned}
 r_{n,m} &= - \int_0^L \int_{-\frac{B}{2}}^{\frac{B}{2}} 12 \frac{\eta}{h^3} \frac{dh}{dt} \Phi_{n,m}(x_g, y_g) dy_g dx_g \\
 &= 48 \frac{\eta \sqrt{BL}}{m n \pi^2 h^3} \frac{dh}{dt} \sin\left(\frac{m\pi}{2}\right)^2 (\cos(n\pi) - 1).
 \end{aligned}$$

Als Näherungslösung werden von der Fourierreihe nur die Glieder bis $m = 5$ und $n = 5$ berücksichtigt. Die hydrodynamische Normalkraft ergibt sich anschließend durch eine Integration über die Druckverteilung. Man erhält eine analytische Gleichung, die jedoch relativ umfangreich ist und deshalb an dieser Stelle nicht angegeben wird.

Da die Druckverteilung in x_g - und y_g -Richtung symmetrisch zum Flächenmittelpunkt ist und sich die Druckgradienten gegenseitig aufheben, ergeben sich die hydrodynamischen Tangentialkräfte im Koordinatensystem des Synchronrings rein aus den Differenzgeschwindigkeiten

$$F_{txgh} = \eta BL \frac{U_{SR}}{h} \quad (3.55)$$

$$F_{tygh} = \eta BL \frac{V_{SR}}{h}. \quad (3.56)$$

Die Mischreibung wird entsprechend dem im Abschnitt 3.2.1 beschriebenen Vorgehen berücksichtigt.

Numerische Lösung

Die numerische Lösung erfolgt analog zu den übrigen Kontakten des Synchronrings. Die Anschlagflächen werden diskretisiert und mit Hilfe von Finiten Differenzen die Reynoldsgleichung (2.2) gelöst.

3.2.4 Abschleudereffekte

In experimentellen Untersuchungen hat sich gezeigt, dass das Schleppmoment eines Synchronrings nicht wie theoretisch erwartet näherungsweise linear mit der Differenzdrehzahl zunimmt, sondern ab einem gewissen Punkt degressiv verläuft [Wir11]. Dies liegt höchstwahrscheinlich daran, dass bei höheren Drehzahlen das Öl teilweise aus dem Spalt geschleudert wird und ein Öl-Luft-Gemisch im Spalt vorliegt. Ein sehr ähnliches Verhalten lässt sich auch bei Lamellenkupplungen beobachten [Nau07].

Diesem Verhalten wird in dieser Untersuchung Rechnung getragen, indem eine scheinbare Viskosität eingeführt wird, die mit der Differenzdrehzahl Δn abnimmt. Hierbei wird ein Ansatz ähnlich dem von Wirth [Wir11] gewählt:

$$\eta = \eta_0 \frac{e^{\gamma_{vis}\Delta n} - 1}{\gamma_{vis}\Delta n e^{\gamma_{vis}\Delta n}} \quad \text{mit } \gamma_{vis} \approx 0,12 \text{ s}. \quad (3.57)$$

Dabei ist η_0 die Viskosität des reinen Öls.

3.2.5 Vergleich der unterschiedlichen Lösungsarten

Im Folgenden wird ein Vergleich der numerisch und der analytisch bestimmten Lösung vorgenommen. Hierzu wurde eine einzelne Einkonus-Synchronisierung in einem Modell des später zum Abgleich mit Messungen verwendeten Prüfgetriebes (vgl. Abschnitt 5.2) montiert und durch Drehschwingungen zum Rasseln angeregt. Die Anregung erfolgte si-

nusförmig und mit der 2. Ordnung, was bei der gewählten mittleren Drehzahl von 900 1/min einer Frequenz von 30 Hz entspricht.

Als Öl wurde Mineralöl mit einer Viskosität von 9,47 mPas bei einer Temperatur von 80° C angenommen. Das Öl haftet mit einer gewählten Filmdicke von $h_{\max} = 0,5$ mm auf den Oberflächen, d. h. erst ab Spaltweiten unter 0,5 mm treten Kräfte auf. Die sich tatsächlich in den belasteten Kontakten einstellenden Spaltweiten sind um ein Vielfaches kleiner. Die im Folgenden dargestellten Ergebnisse stellen eingeschwungene Zustände dar, die Einschwingphasen zu Beginn der Rechnungen wurden jeweils abgeschnitten.

Abb. 3.16 zeigt die relative Verdrehung des Synchronrings gegen den Synchronkörper bei unterschiedlichen Anregungen. Bei einer Anregungsamplitude von 100 rad/s² treten einseitige Stöße auf, das heißt der Ring löst sich von einem Anschlag (bei ca. $-40 \cdot 10^{-3}$ rad). Nach einer anschließenden längeren Freiflugphase trifft er wieder auf denselben Anschlag auf. Im gewählten Beispiel dauert die Freiflugphase ungefähr zwei Anregungsperioden. Bei einer Anregung von 1000 rad/s² sind die Stöße beidseitig, d. h. der Ring durchläuft das volle Spiel und stößt an beide Grenzen (bei ca. $\pm 40 \cdot 10^{-3}$ rad) an. Seine Schwingung hat die gleiche Hauptordnung wie die Anregung. Die Stöße sind sehr elastisch, d. h. nach einer sehr kurzen Stoßdauer trennen sich Synchronkörper und -ring wieder nahezu ohne Energieverlust. Die berechneten Verläufe von analytischer und numerischer Lösung stimmen sehr gut überein.

In Abb. 3.17 sind die Kraftverläufe während eines einzelnen Stoßes an einer Anschlag-nase (Umfangskontakt) und am radialen Kontakt zwischen Ring und Synchronkörper dargestellt (vgl. Abb. 3.11). Zuerst tritt der Stoß in Umfangsrichtung auf, woraufhin der Ring zu taumeln beginnt und sich somit die Kraft am radialen Kontakt ändert bzw. ein zweiter Stoß auftritt. Die Stoßdauern liegen deutlich unter 1 ms. Bei 100 rad/s² Anregung treten Kräfte von unter 10 N auf, wohingegen bei 1000 rad/s² über 400 N erreicht werden. Die Stoßzeitpunkte von numerischer und analytischer Lösung sind etwas verschoben, wobei die Differenzen von ca. 0,5 ms bzw. 1,5 ms auf das globale Bewegungsverhalten keinen Einfluss haben. Die Verläufe an sich sind bei beiden Lösungsarten sehr ähnlich.

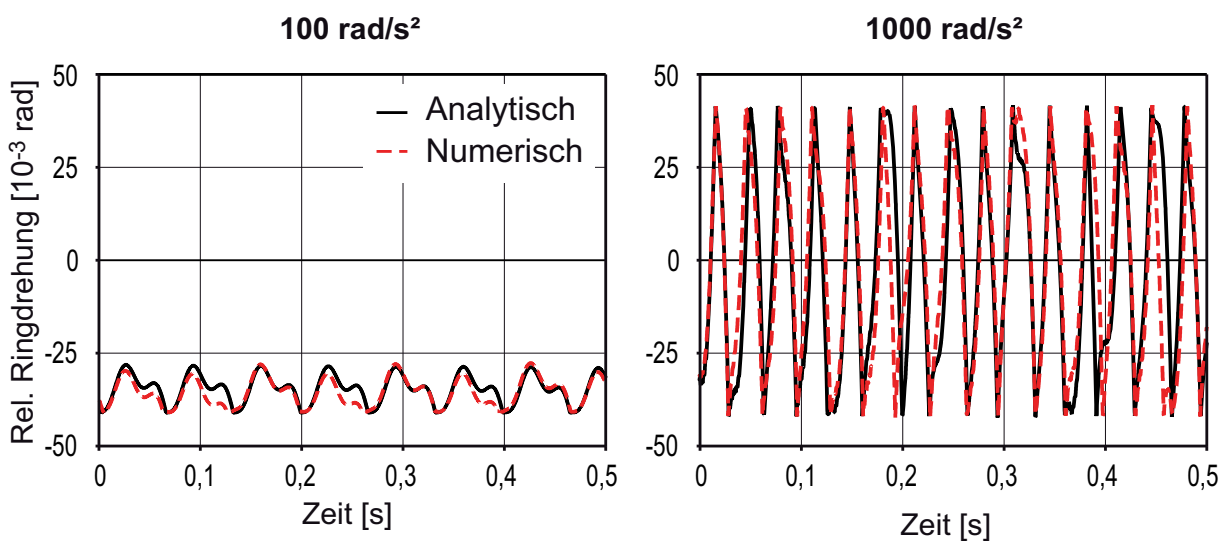


Abb. 3.16. Synchronringbewegung für unterschiedliche Anregungen und Lösungsarten

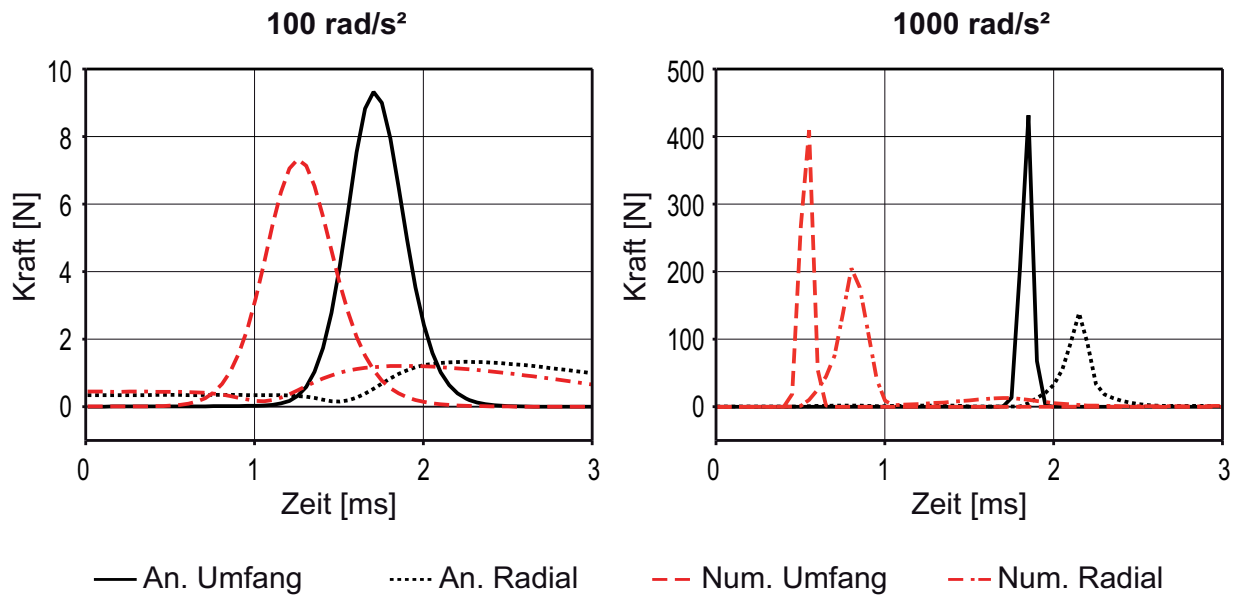


Abb. 3.17. Kontaktkräfte für unterschiedliche Anregungen und Lösungsarten

Abb. 3.18 zeigt die zugehörigen Maximaldrücke im hydrodynamischen Schmierpalt. Die Verläufe ähneln denen der Kontaktkräfte. Die Maximaldrücke sind bei der numerischen Lösung größer als bei der analytischen, da die Kontaktflächen bei ihr zweidimensional diskretisiert sind und somit einzelne Druckspitzen besser erfasst werden können als bei der analytischen Näherung. Die Maximaldrücke liegen unterhalb 20 bar. Untersuchungen aller Drücke bei Anregungen bis 2000 rad/s² zeigen, dass keine Drücke über 100 bar auftreten. Somit war die bei der Druckbestimmung getroffene Annahme eines isoviskosen inkompressiblen Fluids zulässig.

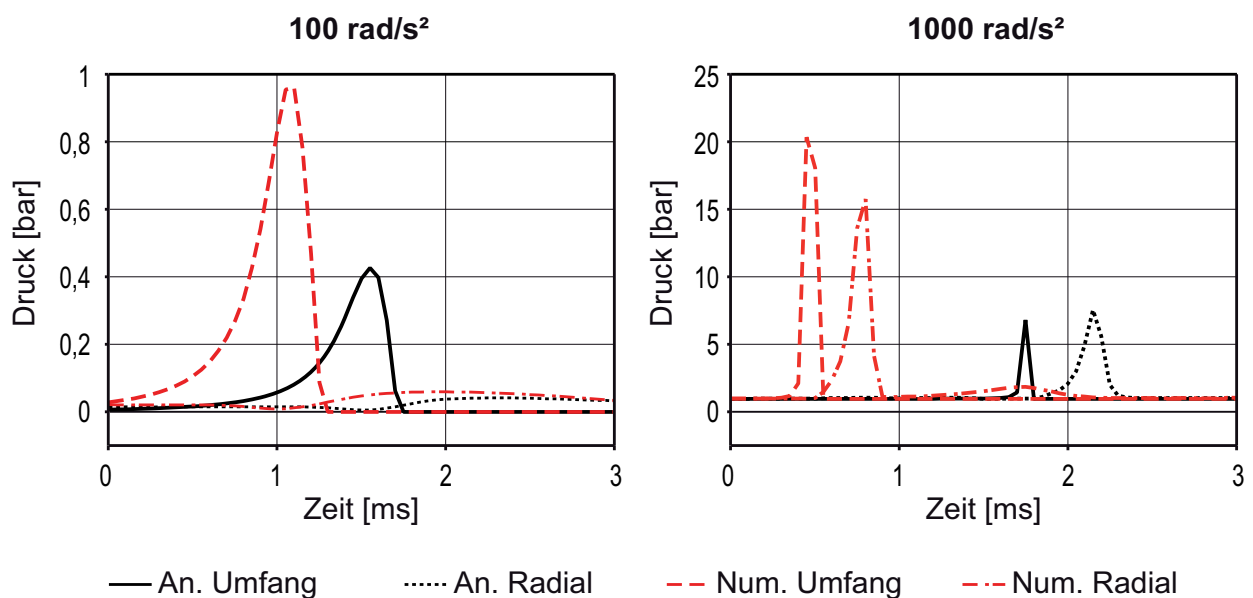


Abb. 3.18. Maximaldrücke für unterschiedliche Anregungen und Lösungsarten

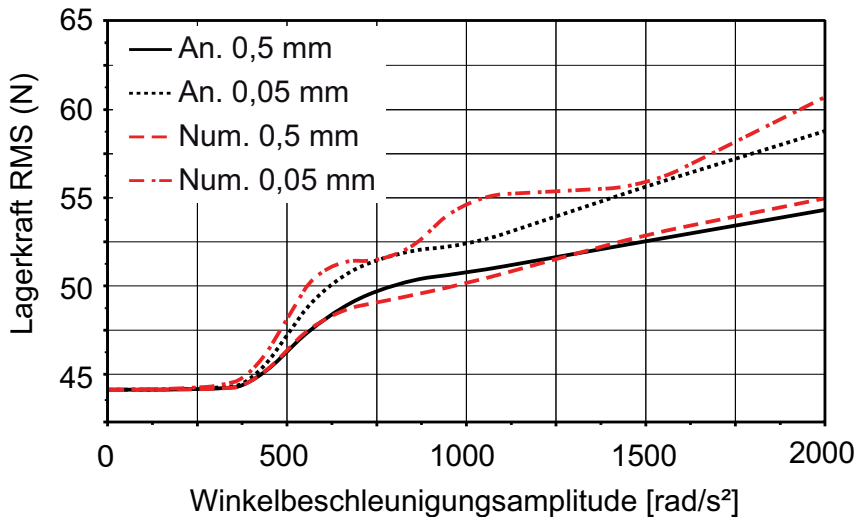


Abb. 3.19. Lagerkraft für unterschiedliche Ölfilmdicken und Lösungsarten

Als Maß für die Rasselintensität des Gesamtsystems kann die Lagerkraft bei verschiedenen Anregungen herangezogen werden. Abb. 3.19 zeigt den Verlauf des quadratischen Mittelwerts (RMS-Wert) der Kraft im Festlager der Vorgelegewelle (vgl. Abb. 5.8) über der Anregungsamplitude für die oben angenommene maximale Ölfilmdicke von 0,5 mm sowie für 0,05 mm. Bei einer Dicke von 0,5 mm stimmen die analytische und die numerische Variante sehr gut überein. Bei der dünneren Benetzung von 0,05 mm stellen sich größere Abweichungen ein. Die numerische Lösung reagiert dabei sehr empfindlich auf äußere Einflüsse und Störungen, wodurch Schwankungen im Kraftverlauf entstehen.

Eine genauere Analyse zeigt, dass die Unterschiede zwischen den Lösungsverfahren auf Abweichungen im konischen Schmier-spalt zwischen Ring und Kupplungskörper zurückgeführt werden können. Sobald dieser nicht mehr vollständig mit Fluid gefüllt ist, kommt es zu Divergenzen. Dies gilt auch, wie zahlreiche Untersuchungen zeigten, für andere Schmierfilmdicken und Randbedingungen.

Allgemein lässt sich festhalten, dass die analytisch und die numerisch bestimmte Lösung eine gute Übereinstimmung zeigen, so dass im Regelfall auf die rechenzeiteffizientere analytische Variante zurückgegriffen werden kann. Wenn der konische Spalt zwischen Synchronring und Kupplungskörper nur partiell mit Fluid gefüllt ist, oder dem exakten Maximaldruck bzw. der exakten minimalen Schmierfilmdicke ein hohes Gewicht beigemessen wird, sollte auf das numerische Verfahren zurückgegriffen werden.

3.3 Gleitlager

Gleitlager kommen bei Fahrzeuggetrieben meist als Axiallager an den Anlaufbünden von Losrädern zum Einsatz. Sie begrenzen die axiale Bewegung der Losräder in beide Richtungen. Betriebs- und fertigungsbedingt haben diese Zahnräder axiales Spiel, wodurch es zu transienten Kontaktvorgängen an den Gleitlagern kommen kann.

Modelliert werden diese Kontakte analog zum axialen Anlaufbund am Synchronring, vgl. Abschnitt 3.2.2. Es wird angenommen, dass die Kontaktflächen starr sowie mit einem Ölfilm der Dicke h_{\max} benetzt sind und sich relativ zueinander bewegen. Es wird von isoviskosem inkompressiblen Fluidverhalten ausgegangen. Im nichtgeschalteten Zustand des Losrads kann eine Bewegung in Axial- und Umfangsrichtung stattfinden, im geschalteten nur in Axialrichtung.

Sollte es das zu simulierende Getriebe erfordern, können mit der hergeleiteten Theorie für radiale Kontakte (Abschnitt 3.2.1) auch radiale Gleitlager simuliert werden, wobei in Abschnitt 3.2.1 getroffene Annahmen weiterhin Gültigkeit besitzen. Für das Gleitlagermodul wurde wiederum eine analytische und eine numerische Lösungsvariante erarbeitet und in einem benutzerdefinierten Kraftelement für SIMPACK implementiert.

3.4 Wälzlager

Wälzlager werden im vorliegenden Fall durch nichtlineare Kennfelder beschrieben, wobei die resultierenden Kräfte und Momente eine Funktion von allen sechs Freiheitsgraden des Lagers sind. Spiel im Lager und die Kopplung der Freiheitsgrade, d. h. z. B. Steifigkeitsänderungen in allen Richtungen durch Verschiebung oder Verkipfung oder durch Änderung der Position des Wälzkörpersatzes werden berücksichtigt [Len09, Ves07]. Die Kennfelder selbst wurden vom Wälzlagerhersteller Schaeffler zur Verfügung gestellt.

Weiterhin wurde die Steifigkeit und Dämpfung des Kontakts zwischen Lageraußenring und Gehäuse für definierte Lasten und Anregungsfrequenzen in einem nichtlinearen FE-Modell berechnet. Hierbei wurden finite Kontaktelemente verwendet, die sowohl eine reibungsbehaftete tangentielle Bewegung im Kontakt als auch ein partielles Abheben der Kontaktflächen zulassen. Die berechneten Parameter wurden als paralleles Feder-Dämpferelement mit den Wälzlagerkennfeldern in Reihe geschaltet.

Die Implementierung erfolgte wie zuvor in einem benutzerdefinierten Kraftelement in SIMPACK. Somit liegen für alle in diesem Kapitel beschriebenen Kontaktarten Berechnungsmodule in der gleichen Simulationsumgebung vor.

4 Getriebemodellierung

Im Folgenden wird auf die Modellbildung von kompletten Fahrzeuggetrieben eingegangen. Ziel ist sowohl das Bewegungsverhalten und die auftretenden Kräfte zu bestimmen, als auch Aussagen zum akustischen Verhalten treffen zu können. Hierzu muss die Modellierungstiefe so gewählt werden, dass der interessierende Frequenzbereich abgedeckt wird. Im Rahmen dieser Arbeit wurden Modellierungsverfahren erarbeitet, die das Schwingverhalten eines Getriebes in einem Frequenzbereich von bis zu 10 kHz realitätsgetreu beschreiben. Mit diesem Frequenzbereich werden, wie sich in Messungen, aus Erfahrungswerten sowie durch überschlägige Berechnung der Anregungsfrequenzen zeigt, übliche Getriebegeräusche wie Klapper- und Rassel- sowie Heul- und Pfeifgeräusche abgedeckt [Fie11a, Sop12]. Nachfolgend wird zunächst der grundsätzliche Modellaufbau vorgestellt. Anschließend wird auf die Schleppmomentmodellierung und die Einbindung elastischer Körper eingegangen.

4.1 Grundsätzlicher Modellaufbau

Grundsätzlich wird das Getriebe als elastisches Mehrkörpermodell aufgebaut. Die Modellierung erfolgt dreidimensional, d. h. ein ungebundener Körper besitzt alle sechs Starrkörperfriheitsgrade. Die einzelnen Bauelemente des Getriebes werden durch Körper mit Masse und Trägheit beschrieben, die durch Koppellemente (erzeugen eingeprägte Kräfte) oder Bindungselemente (erzeugen Reaktions- oder Zwangskräfte) miteinander verbunden sind. Abb. 4.1 zeigt beispielhaft ein aufgebautes Modell des später zum Abgleich verwendeten Prüfgetriebes, vgl. Abschnitt 5.2. Softwareseitig wird die Mehrkörper-Simulationsumgebung SIMPACK [SIM12] verwendet.

Die Masseneigenschaften der Körper liefert ein CAD-Programm. Die Modellierung der zeitveränderlichen Kontakte von Zahnrädern, Synchronringen, Gleitlagern und Wälzlagern erfolgt wie in Kapitel 3 beschrieben. Auf die zusätzlich in diesen Kontakten wirkenden Schleppmomente wird in Abschnitt 4.2 eingegangen.

Neben den transienten Kontakten treten zahlreiche Kontakte wie Welle-Nabe-Verbindungen oder Verschraubungen auf, die ihren Kontaktstatus während der Simulation nicht ändern. Von diesen müssen ebenfalls Steifigkeiten und Dämpfungen bekannt sein. Diese Werte können teilweise aus der Literatur entnommen werden. Bei Dresig [Dre06] finden sich z. B. einige Parameterwerte von Maschinenelementen und Baugruppen, wie sie in Fahrzeuggetrieben zum Einsatz kommen.

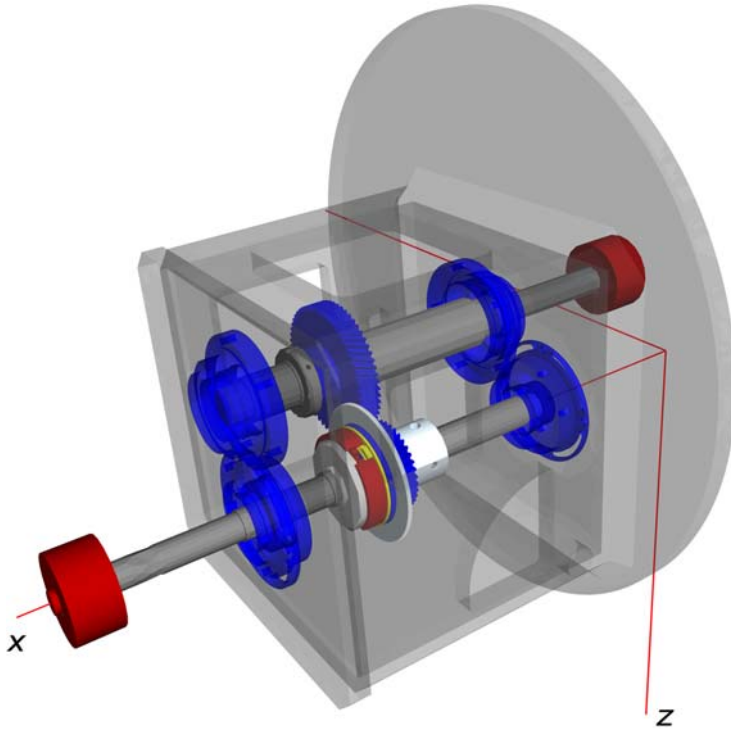


Abb. 4.1. 3D Mehrkörpermodell

Eine weitere Möglichkeit ist die direkte Bestimmung der Parameter mit Hilfe einer FE-Modellierung. Diese Methode wird in dieser Arbeit für Zahnwellen, Klemmverbindungen und Schraubverbindungen angewandt. Hierzu werden die beiden in Kontakt stehenden Elemente vernetzt und der Kontakt mit Hilfe von nichtlinearen reibungsbehafteten Elementen beschrieben. Die Elemente prüfen den Abstand ihrer Knoten zur gegenüberliegenden Fläche und sobald dieser negativ wird, wird beim verwendeten „Penalty“-Ansatz eine der Durchdringung entsprechende Federkraft auf den jeweiligen Knoten aufgebracht und damit die Normalkraft bestimmt. Zusätzlich können Tangentialkräfte wirken – je nachdem ob es zum Gleiten kommt als Reaktions- oder als eingeprägte Kraft [ANS10].

Mit Hilfe dieser Modellierung kann nun durch eine statische Analyse für verschiedene Lasten die Verformung berechnet und hieraus die Federkennlinie bestimmt werden. Zur Berechnung der Dämpfung wurden transiente Analysen mit sinusförmigen Belastungen vorgenommen. Die Frequenzen und Amplituden der Anregungen wurden hierbei aus gemittelten Vorabberechnungen mit dem späteren Einsatzzweck entsprechenden Randbedingungen ermittelt. Es wird davon ausgegangen, dass die Systemantwort ebenfalls sinusförmig ist, wodurch die Dämpfung d eines äquivalenten linear-viskosen Dämpfers bestimmt werden kann. Im FE-Programm wird hierzu der Energieverlustes ΔW der Struktur in einem Zeitraum von t_1 bis t_2 sowie die sich einstellende Geschwindigkeitsamplitude \hat{x} bestimmt. Für den Energieverlust gilt:

$$\begin{aligned} \Delta W &= \int_{x_1}^{x_2} F_{\text{damp}} dx = \int_{t_1}^{t_2} d \dot{x} \dot{x} dt = \int_{t_1}^{t_2} d \hat{x}^2 \sin^2 2\pi f t dt \\ &= d \hat{x}^2 \left(\frac{t_2 - t_1}{2} - \frac{\sin 4\pi f t_2 - \sin 4\pi f t_1}{8\pi f} \right) \end{aligned} \quad (4.1)$$

mit der die sich einstellen Dämpfungskraft F_{damp} und der Anregungsfrequenz f . Für den Dämpfungswert ergibt sich somit

$$d = \frac{\Delta W}{\hat{x}^2 \left(\frac{t_2 - t_1}{2} - \frac{\sin 4\pi f t_2 - \sin 4\pi f t_1}{8\pi f} \right)}. \quad (4.2)$$

Mit der auf dieser Weise bestimmten Federkennlinie und Dämpfung kann der entsprechende Kontakt im Mehrkörpermodell als paralleles Feder-Dämpfer-Element beschrieben werden.

Neben den Verbindungen zwischen den einzelnen Körpern müssen in manchen Fällen noch die Nachgiebigkeiten der Körper an sich Berücksichtigung finden. So können kleine, relativ steife Körper wie Abstandshülsen, Lagerbuchsen etc. zwar ohne allzu großen Fehler starr modelliert werden, die Nachgiebigkeiten großer Bauteile wie Getriebewellen oder des Getriebegehäuses haben jedoch maßgeblichen Einfluss auf das Systemverhalten. Diese Körper haben zahlreiche Eigenfrequenzen im betrachteten Frequenzbereich die mit nennenswerten Amplituden angeregt werden. Somit müssen die Getriebewellen und das Gehäuse als elastische Körper in das Mehrkörpersystem eingebunden werden. Details hierzu werden in Abschnitt 4.3 beschrieben.

Nachdem das Modell aufgebaut wurde, kann die Zeitschrittintegration durchgeführt werden. Ausgehend von definierten Anfangsbedingungen werden dabei die Verläufe aller Zustandsgrößen in Abhängigkeit der Zeit bestimmt. Zur Reduktion der Rechenzeit und Steigerung der Genauigkeit bietet es sich an, Integrationsverfahren mit Schrittweitensteuerung zu verwenden. Standardmäßig kommt ein speziell für MKS-Systeme optimierter Algorithmus auf Basis der „Backward Differentiation Formulas“ zur Anwendung [SIM12]. Zu beachten ist, dass zur Abdeckung des Frequenzbereiches bis 10 kHz die minimale Frequenz, mit der die Ausgabegrößen bestimmt werden, nach dem Shannon Abtasttheorem nicht unter 20 kHz liegen darf.

4.2 Schleppmomentmodellierung

Grundsätzlich können Verluste von Fahrzeuggetrieben in lastabhängige und lastunabhängige Verluste aufgeteilt werden. Lastabhängige Verluste treten vornehmlich in Verzahnungen und Lagern auf. Diese Anteile wurden bereits bei der jeweiligen Kontaktmodellierung berücksichtigt, vgl. Kapitel 3. Zusätzlich kommt es zu lastunabhängigen Verlusten, welche auch im unbelasteten Zustand Schleppmomente generieren. Diese Verluste werden durch Verzahnungen, Lager, Dichtungen, Schalt- bzw. Anfahrerelemente und Ölpumpen verursacht.

Verzahnungen erzeugen im allgemeinen Fall bei Tauchschmierung Plansch-, Quetsch- und Ventilationsverluste bzw. bei Einspritzschmierung Ölbeschleunigungs-, Quetsch- und Ventilationsverluste. Ansätze zur Berechnung dieser Verluste finden sich unter anderem bei

Terekhov [Ter75], Lauster [Lau80] und Strasser [Str05]. Im Rahmen dieser Arbeit wurde für die bei Tauchschmierung dominierenden Planschverluste der Ansatz nach Mauz gewählt [Mau87]. Für ein einzelnes Rad gilt

$$T_{\text{pl}} = 1,86 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\nu}{1 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \right)^{-1,255} \left(\frac{r_a}{1 \text{ m}} \right) C_{\text{WZ}} C_{\text{WA}} C_{\text{M}} C_{\text{V}} \nu \rho A_{\text{B}} v_{\text{t}} \quad (4.3)$$

mit der kinematischen Ölviskosität ν , dem Kopfkreisradius r_a , den Wandabstandsfaktoren C_{WZ} und C_{WA} , dem Modulfaktor C_{M} , dem Volumenfaktor C_{V} , der Öldichte ρ , der im Betrieb ins Öl tauchenden Radfläche A_{B} und der Umfangsgeschwindigkeit v_{t} . Die einzelnen Faktoren können Mauz [Mau87] entnommen werden.

Im Simulationsmodell wird nicht das Moment, sondern die äquivalente Kraft auf die in das Ölbad tauchenden Zähne angesetzt. Zu beachten ist, dass die obige Berechnung nur für Umfangsgeschwindigkeiten größer 10 m/s Gültigkeit besitzt, was bei Fahrzeuggetrieben und Leerlaufdrehzahl nicht immer gegeben ist. Ansätze für niedrigere Geschwindigkeiten finden sich unter anderem bei Ohlendorf [Ohl64].

Die Schleppmomente in den Wälzlagern werden durch Strömungs-, Plansch- und Spritzverluste verursacht. Sie können in Abhängigkeit der Lagerart, der Lagergröße, der Drehzahl und der Ölstandshöhe nach Berechnungsvorschriften der Lagerhersteller berechnet werden [SKF08].

Die Schleppmomente in Gleitlagern und Synchronisierungen werden durch Fluidscheerung und daraus resultierenden Schubspannungen hervorgerufen. Zusätzlich kann Festkörperreibung auftretenden. Die entsprechenden Berechnungsgrundlagen wurden bereits in Abschnitt 3.2 angegeben.

Verluste durch Dichtungen entstehen in erster Linie an Radialwellendichtringen (RWDR) und Rechteckdichtringen (REDR). Radialwellendichtringen dichten das Getriebe gegenüber der Umwelt ab. Rechteckdichtringe dienen der Abdichtung von zur Aktuatorik verwendetem Drucköl an Drehdurchführungen bei Automatgetrieben.

Das Reibmoment an Radialwellendichtringen ergibt sich zu

$$T_{\text{RWDR}} = \mu p b \pi \frac{d^2}{2} \quad (4.4)$$

mit der Reibungszahl μ , der Pressung an der Dichtkante p , der Breite der Dichtkante b und dem Wellendurchmesser d [Mül95]. Für die Linienpressung $p \cdot b$ kann für übliche RWDRs ein Wert im Bereich von 0,1..0,15 N mm⁻¹ angenommen werden. Die Reibungszahl μ hängt vom hydrodynamischen Schmierzustand ab und kann in Abhängigkeit der Gümbelzahl

$$G = \frac{\eta \omega}{p} \quad (4.5)$$

bestimmt werden. Hierin ist η die dynamische Ölviskosität und ω die Winkelgeschwindigkeit der Welle. Mit steigender Gümbelzahl fällt die Reibung zunächst ab, da der Reibzustand von Mischreibung in reine hydrodynamische Reibung übergeht. Mit weiter zunehmender Gümbelzahl entstehen durch höhere Scherung größere Schubspannungen im Fluid

und die Reibung nimmt wieder zu. Diagramme für $\mu(G)$ finden sich zum Beispiel bei Ott [Ott83]. Um für die Simulation analytische Formeln verwenden zu können, wurde aus den Diagrammen durch Parameterschätzung eine Gleichung für die mittlere Reibungszahl hergeleitet. Es ergibt sich

$$\mu = 10^{-0,0373 \lg^3 G - 0,5984 \lg^2 G - 2,9449 \lg G - 4,5818} \quad (4.6)$$

für $10^{-8} \leq G \leq 10^{-5}$.

Auf ähnliche Weise lässt sich das Reibmoment von Rechteckringen bestimmen. Diese werden nicht wie Radialwellendichtringe durch eine Feder, sondern durch den abzudichtenden Druck p an die Dichtfläche angepresst. Die Normalkraft, die sich aufgrund des Drucks einstellt, ist proportional zu der Ringfläche und damit zum Ringdurchmesser d . Für das Reibmoment folgt somit eine Abhängigkeit von d^2 . Durch den Vergleich mit Messungen [Pfl11] lässt sich unter Annahme eines konstanten Reibbeiwerts das Verlustmoment abschätzen

$$T_{\text{REDR}} \approx 20 \frac{\text{Nm}}{\text{bar m}^2} p d^2. \quad (4.7)$$

Anfahrelemente wie Trockenkupplungen oder Drehmomentwandler werden an dieser Stelle nicht behandelt, da diese während der meisten Fahrzustände geschlossen bzw. überbrückt sind und somit keine Schleppmomente erzeugen. Allerdings müssen bei konventionellen Automatgetrieben und nassen Doppelkupplungsgetrieben nasse Lamellenkupplungen berücksichtigt werden, da diese über längere Zeiträume geöffnet mit Differenzdrehzahl betrieben werden. Ihr Schleppmoment hängt entscheidend von der Differenzdrehzahl ab, da mit höherer Drehzahl das Öl zwischen den Lamellen ausgeschleudert wird und damit das Schleppmoment rapide abnimmt [Oer98]. Durch die Einführung eines differenzdrehzahlabhängigen Faktors k erhält man für das Schleppmoment [Fie08]

$$T_{\text{Clutch}} = k(\Delta n) b z d_m^3 \quad (4.8)$$

mit der Differenzdrehzahl Δn , der Belagbreite b , der Anzahl der Reibflächen z und dem mittleren Reibdurchmesser d_m . Der Faktor k wird für ein bestimmtes Drehzahlverhältnis von Außen- zu Innenlamellen, eine bestimmte Wellung, eine bestimmte Lüftspalthöhe pro Reibfläche, eine bestimmte Belaganordnung, eine definierte Ölviskosität und ein bestimmtes Nutbild in Abhängigkeit der Drehzahl aus Messungen bestimmt. Hieraus kann für anders dimensionierte Kupplungen des gleichen Typs das Schleppmoment abgeschätzt werden. Messungen als mögliche Basis finden sich z. B. bei Oerleke [Oer98].

Als letzter Verlust muss gegebenenfalls noch die Ölpumpe Berücksichtigung finden. Sie dient bei Automatgetrieben zur Schmier- und Druckölversorgung. Zur Bestimmung ihres Schleppmoments werden Kennfelder verwendet, die die Verlustleistung in Abhängigkeit der Drehzahl und des Drucks am Pumpenausgang angeben. Solche Kennfelder können durch Rechnungen oder Messungen bestimmt werden. Beispiele für Kennfelder finden sich z. B. bei Conrad et al. [Con11].

4.3 Einbindung elastischer Körper

Die Elastizitäten von Getriebewellen und Gehäuse haben maßgeblichen Einfluss auf das Systemverhalten im betrachteten Frequenzbereich bis 10 kHz. Deshalb werden diese Bauelemente als elastische Körper in das Mehrkörpermodell eingebunden.

Zunächst erfolgt die Erstellung eines FE-Modells des jeweiligen Körpers. Im ersten Schritt werden die CAD-Geometrien vereinfacht, indem für das globale Schwingverhalten irrelevante Elemente wie Schraubenlöcher, Nuten, Freistiche, Phasen etc. weggelassen werden. Dies trägt maßgeblich zu einer Reduzierung der Modellgröße bei. Anschließend werden die Geometrien in die FE-Umgebung eingelesen und mit Materialeigenschaften versehen.

Für die spätere Modalreduktion ist es erforderlich, ausschließlich lineare Modelle zu erstellen. Somit können bei der FE-Modellierung nur lineare Materialeigenschaften Verwendung finden und Kontakte dürfen ihren Kontaktstatus nicht ändern. Zudem sollten bei den Simulationen keine großen Deformationen auftreten.

Besonderer Aufmerksamkeit bedarf es bei Verschraubungen, wie sie an Getriebegehäusen häufig anzutreffen sind. Mit einer vorgelagerten statischen FE-Rechnung kann die Pressung in der Fügestelle bestimmt werden. Hierfür werden nichtlineare reibungsbehaftete Kontaktelemente (vgl. Abschnitt 4.1) verwendet. Die Schrauben werden als vorgespannte Federn modelliert. Mit der Analyse werden diejenigen Elementknoten bestimmt, an denen die Pressung so hoch ist, dass Haftreibung vorliegt. Diese werden für das eigentliche, lineare Modell fest miteinander verbunden. Abb. 4.2 zeigt am Beispiel eines Gehäuseflansches das Ergebnis der statischen nichtlinearen Analyse sowie den vereinfacht modellierten linearen Kontakt. Im linken Bild ist der Kontaktstatus dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, wie zwischen den Verschraubungen die Pressung auf null abfällt. Daraus resultierend werden für das lineare Modell nur die im rechten Bild markierten Flächen fest mit der Gegenfläche verbunden.

Im nächsten Schritt werden die Körper vernetzt. Hierbei gilt es, die maximale Elementgröße zu beachten. Diese muss klein genug sein, um eventuell auftretende Welleneffekte abbilden zu können.

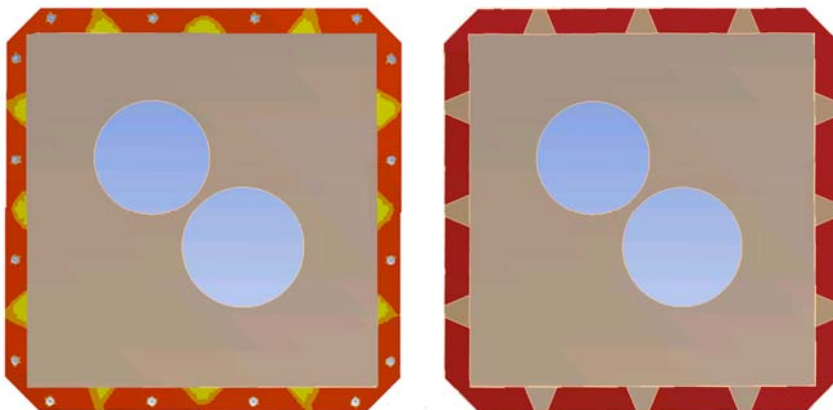


Abb. 4.2. Nichtlinear berechneter und vereinfacht modellierter Kontakt in einer Gehäuseverschraubung

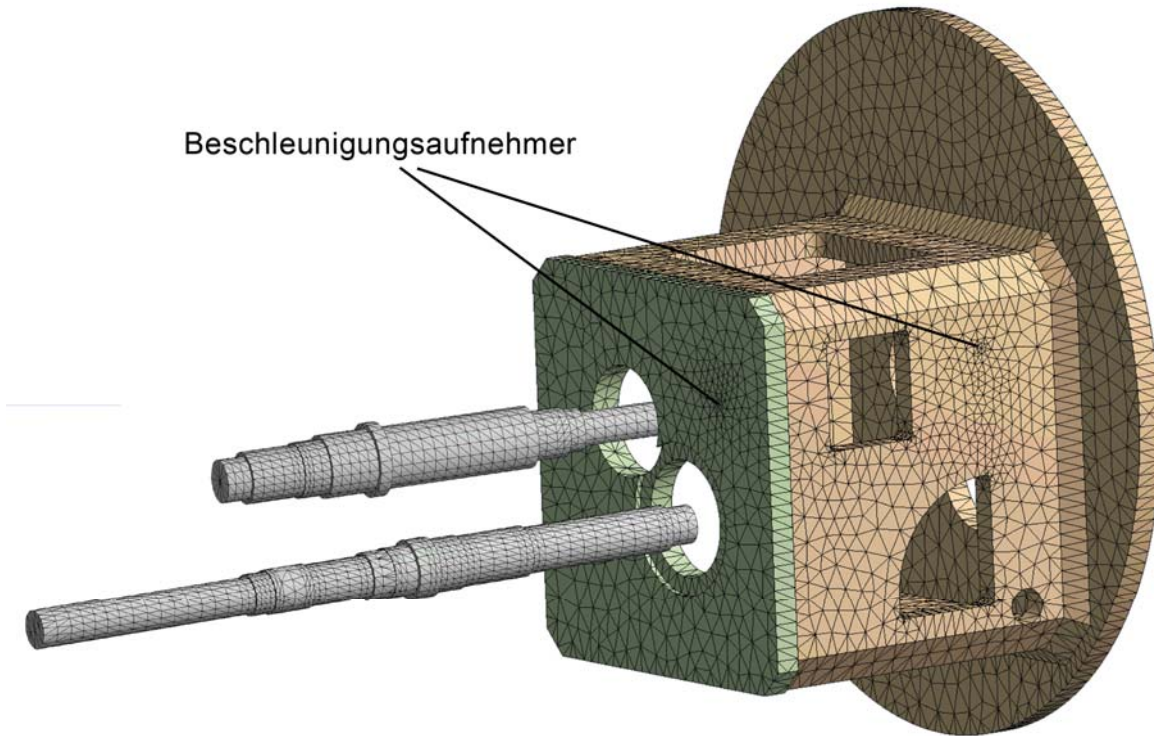


Abb. 4.3. Vernetzte elastische Körper eines Getriebemodells

Bei bekannter Schallgeschwindigkeit c , maximal auftretender Frequenz f , resultierender Wellenlänge λ sowie der Forderung, jede Wellenform mit mindestens 20 Punkten zu beschreiben, ergibt sich für die maximale Elementlänge

$$\Delta l = \frac{\lambda}{20} = \frac{c}{20 f}. \quad (4.9)$$

Für übliche Schallgeschwindigkeiten von Metallen im Bereich von 3000 bis 5000 m/s sowie einer maximal interessierenden Frequenz von 10 kHz sollte eine Elementlänge von 15 mm nicht überschritten werden.

Abb. 4.3 zeigt als Beispiel die vernetzte Struktur von Gehäuse und Wellen des später zum Abgleich verwendeten Prüfgetriebes. Als Elementtyp wurden quadratische Tetraederelemente mit 10 Knoten verwendet, die sich besonders zur Beschreibung komplexer Geometrien eignen [ANS10]. Das Gehäusemodell wurde an den Positionen der Beschleunigungsaufnehmer verfeinert, um die Ergebnislösung an diesen Stellen zu verbessern.

Anschließend werden Schnittstellenknoten definiert, die im reduzierten Modell erhalten bleiben und dabei als Bindeglieder im Mehrkörpermodell dienen. Kraft- und Bewegungsrandbedingungen können im reduzierten Modell ausschließlich auf diese Knoten aufgebracht werden. Im FE-Modell müssen diese Schnittstellenknoten mit entsprechenden Netzknoten verbunden werden. Dies kann über starre Balkenelemente oder verteilende Randbedingungen erfolgen, die die Kräfte auf den Schnittstellenknoten gewichtet auf entsprechende Netzknoten aufteilen.

Im nächsten Schritt erfolgt die eigentliche Modellreduktion. Es wird je ein Modell für jede einzelne Welle und eines für das Gehäuse erstellt. Die Reduktion erfolgt mit dem „Component Mode Synthesis“ Verfahren. Durch statische Kondensation werden aus den Verschiebungen der Schnittstellenknoten interne Verlagerungen berechnet. Zusätzlich werden in einer modalen Superposition eine ausgewählte Anzahl an Eigenmoden bestimmt und überlagert [Cra68, Sel03].

Bei der Auswahl der Eigenmoden bietet es sich an, alle Moden bis zu einer gewissen Frequenz mit einzubeziehen. Da Frequenzen bis 10 kHz untersucht werden sollen, stellt dies die untere Grenze dar. Um etwas Abstand zur Grenzfrequenz zu haben, wurden im Rahmen dieser Arbeit für Getriebegehäuse alle Moden bis 11 kHz berücksichtigt. Zur Untersuchung der Aussagefähigkeit dieses Vorgehens wurde ein Modell des Prüfgetriebes mit einem zweiten verglichen, welches alle Moden bis 20 kHz enthält.

Abb. 4.4 zeigt die Körperschallspektren der beiden Modelle an einer definierten Messstelle seitlich am Gehäuse für drei unterschiedliche starke Stoßanregungen, wobei die Frequenzanteile zur besseren Übersichtlichkeit jeweils über ein Intervall von 100 Hz gemittelt wurden. Die Ergebnisse stimmen sehr gut überein. Da im vorliegenden Fall im Frequenzbereich von 11 bis 20 kHz zahlreiche Eigenmoden liegen, die zudem aufgrund der hohen Frequenz eine kleine Integrationsschrittweite erfordern, verfünffacht sich die Rechenzeit bei Berücksichtigung der Frequenzen bis 20 kHz. Aus diesen Gründen wurden für alle folgenden Betrachtungen nur Gehäusemodelle mit einem Frequenzbereich der Moden bis 11 kHz verwendet.

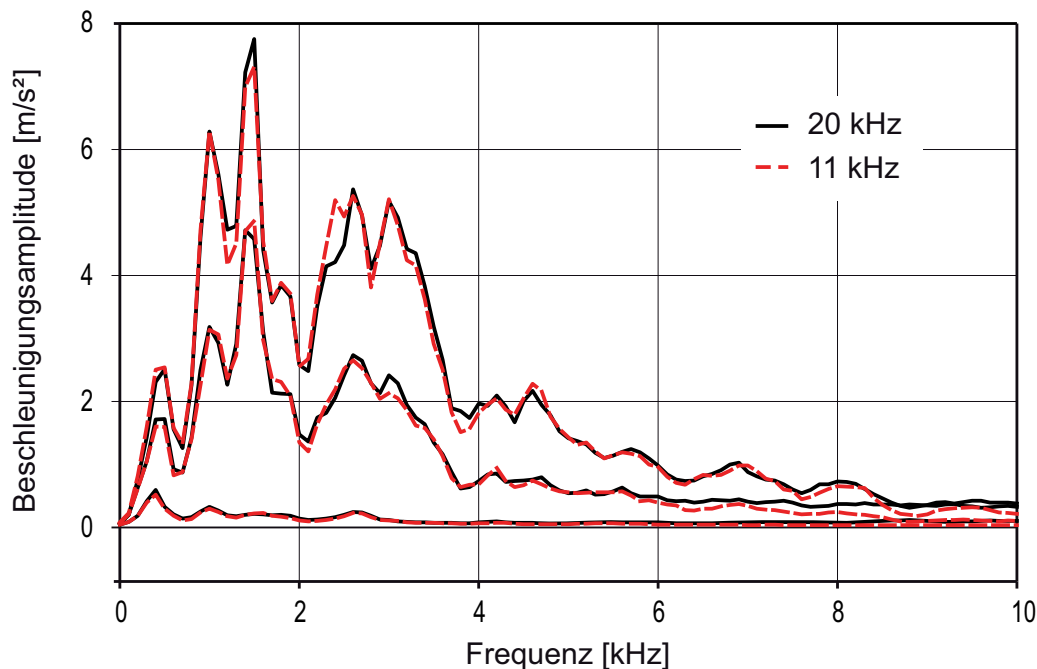


Abb. 4.4. Frequenzspektren der Gehäusebeschleunigung für unterschiedlich viele einbezogene Eigenmoden und verschieden starke Stoßanregungen

Etwas anders stellt sich die Lage bei den Getriebewellen dar. Diese haben deutlich weniger Eigenfrequenzen und liegen im Körperschallpfad näher an der Anregung, wodurch eine genauere Abbildung zweckmäßig ist. Deshalb wurden für die Wellen Modelle verwendet, die alle Eigenmoden bis 20 kHz beinhalten.

Nach der Reduktion können die Modelle in die Mehrkörperumgebung eingebunden werden. Hierzu werden ihre Schnittstellenknoten mit Hilfe von Koppel- oder Bindungselementen mit anderen Körpern oder mit der Umgebung verbunden.

Zur Verbesserung der Beschreibung der Deformation unter Einwirkung äußerer Lasten werden nach der Einbindung der Körper zusätzlich sogenannte „Frequency Response Modes (FRMs)“ berechnet. Hierfür werden an den Schnittstellenknoten die Freiheitsgrade bestimmt, in denen durch Koppel- oder Bindungselemente Kräfte oder Momente wirken können. Für jeden dieser Freiheitsgrade wird eine Einheitslast auf den Knoten aufgebracht und die Systemantwort bestimmt. Diese wird dann zu den Systemmatrizen des Körpers hinzugefügt und in die Berechnung mit einbezogen [SIM12].

Die Beschreibung der Dämpfung der elastischen Körper erfolgt vorteilhafter Weise über modale Dämpfungsgrade. Hierbei wird für jede Mode angegeben, mit wie viel Prozent der kritischen Dämpfung sie bedämpft wird. Idealerweise wird eine gedämpfte Modalanalyse des vollen FE-Modells vorgeschaltet, in der Material- und Fugendämpfungen berücksichtigt sind. Hieraus könnten die Dämpfungsgrade der einzelnen Moden bestimmt werden. Darauf wurde in dieser Arbeit allerdings verzichtet, da keine Parameterwerte für die Material- und Fugendämpfungen zur Verfügung standen und somit diese erst über einen Abgleich mit einer experimentellen Modalanalyse hätten bestimmt werden müssen [Gro06]. Deshalb wurde für Getriebewellen aus Stahl für alle Moden ein üblicher Wert von 2% Dämpfung angenommen. Zur Berücksichtigung der Fugendämpfung wurde für Getriebegehäuse aus Aluminium bei allen Moden ein modaler Dämpfungsgrad von 5% angesetzt [Dre06, SIM12, Wei09].

Mit dem beschriebenen Verfahren ist es nun möglich, die elastischen Eigenschaften von Gehäuse und Wellen im Mehrkörpermodell zu berücksichtigen. Die Deformationen dieser Körper beeinflussen maßgeblich das Verhalten des restlichen Systems. Umgekehrt kann aber auch das Schwingverhalten der Körper an sich bestimmt werden. Hierbei stellt sich die Frage, ob die Simulationsgüte ausreichend ist, um Strukturschwingungen direkt in der Mehrkörperumgebung realitätsnah abzubilden. Klassischerweise würden nur die auf das Gehäuse wirkenden Kräfte in der MKS-Simulation bestimmt und die Strukturschwingungen des Gehäuses dann in einer nachgelagerten FE-Rechnung mit diesen Kräften als Eingabeparameter berechnet werden.

Zur Abklärung, ob dieser zusätzliche FE-Rechengang nötig ist, wurden Simulationen mit dem später vorgestellten Prüfgetriebe durchgeführt. Hierbei wurde das Getriebe mit Drehschwingungen zum Rasseln angeregt. Einmal wurden die resultierenden Gehäusebeschleunigungen direkt aus dem elastischen MKS-Modell entnommen und einmal die Lagerkräfte exportiert und damit eine voll transiente FE-Rechnung des Gehäuses durchgeführt. Aus Rechenzeitgründen konnten auch für die FE-Rechnung nur lineare Modelle verwendet werden. Somit war es möglich, das gleiche Gehäusemodell mit der gleichen Vernetzung als Basis für beide Modelle anzuwenden. Als Dämpfung wurde ein steifig-

keitsproportionaler Ansatz nach Rayleigh gewählt, da die sonst übliche modale Dämpfung bei einer voll transienten FE-Analyse nur schwer umsetzbar ist.

Abb. 4.5 zeigt exemplarisch die zeitlichen Verläufe der Beschleunigung an einem Punkt der Oberfläche sowie die zugehörigen Frequenzspektren. Die Verläufe stimmen gut überein. Lediglich bei Frequenzen um die 2,5 kHz zeigt die modal reduzierte Rechnung eine Überhöhung. Dies kann in Kauf genommen werden, zumal sich bei der sonst verwendeten realitätsnäheren modalen Dämpfung die einzelnen Frequenzanteile nochmals ändern.

Somit können, falls wie oben beschrieben modal reduzierte Gehäuse mit Eigenmoden bis mindestens 11 kHz sowie zusätzliche „Frequency Response Modes“ verwendet werden, die Strukturschwingungen des Gehäuses im Frequenzbereich bis 10 kHz ausreichend genau in der MKS-Umgebung abgebildet werden. Auf die sonst übliche nachgeschaltete rechenzeitintensive FE-Rechnung kann verzichtet werden.

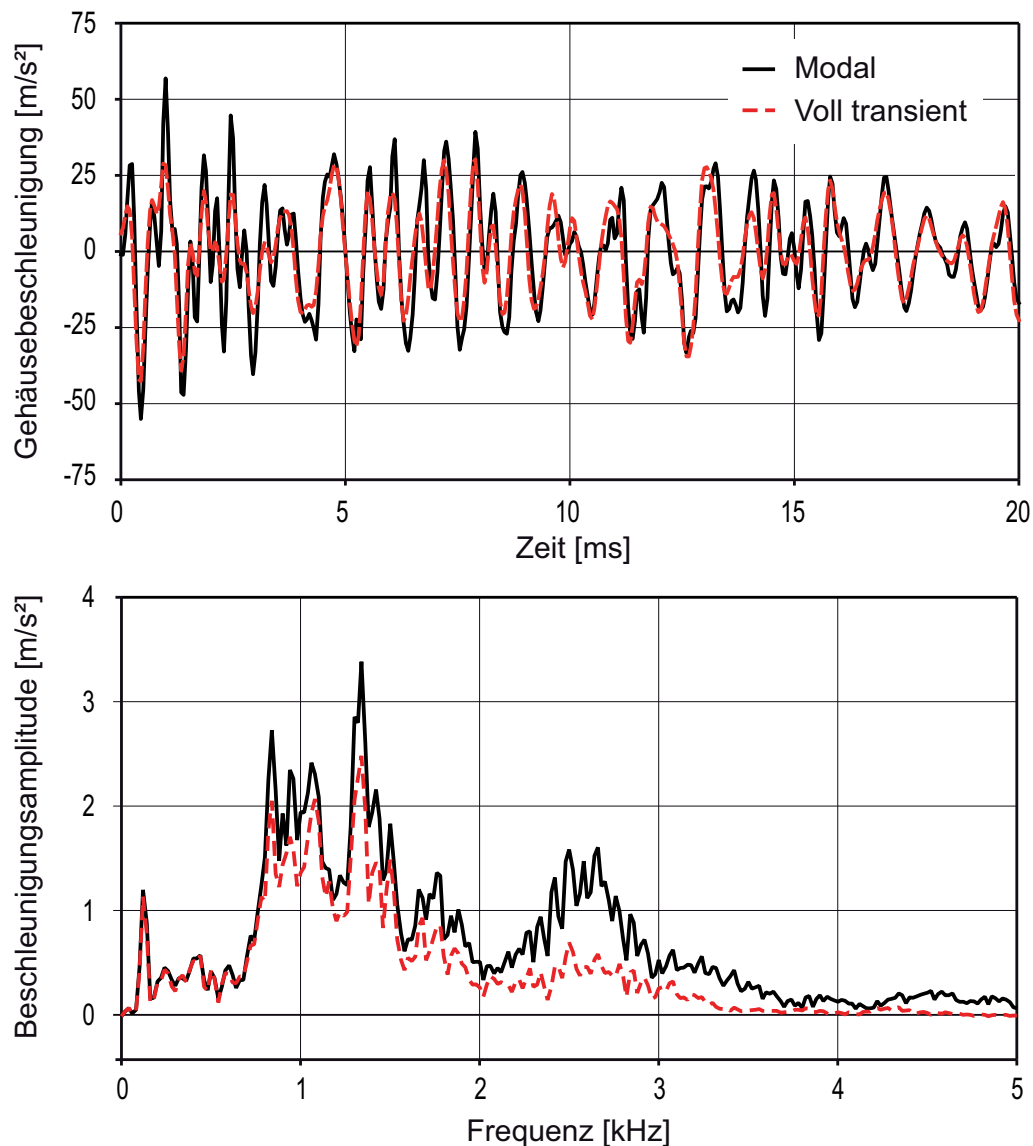


Abb. 4.5. Zeitlicher Verlauf und Frequenzspektrum der Gehäusebeschleunigung für voll transiente und modal reduzierte FE-Rechnung

5 Abgleich mit Messungen

Zur Validierung der entwickelten Simulationsmodelle wurden Messungen an einem Versuchsgetriebe auf dem Klapper- und Rasselgeräuschprüfstand des Instituts für Maschinenelemente vorgenommen. Hierbei wurde zunächst der vorhandene Prüfstand zur Verbesserung der Versuchsgüte umgebaut und erweitert. Es wurden eine schallabsorbierend ausgekleidete Prüfkammer installiert, ein neues Regelungskonzept entworfen sowie ein neues Messsystem aufgebaut. Ein spezielles Versuchsgetriebe, welches Grundlagenuntersuchungen sowie Variationen einzelner Parameter wie Übersetzung, Betriebsspiel oder Schrägungswinkel zulässt, diente zum Abgleich von Messung und Simulation.

Aufgrund der Bauart und Leistung des Prüfstands wurden schwerpunktmäßig Rasselmessungen, sprich Untersuchungen der Losteilbewegungen an Verzahnungen und Synchronisierungen vorgenommen. Messungen an unter Last stehenden Verzahnungen waren wegen eines relativ kleinen Antriebsmotors nur mit begrenzten Antriebsmomenten möglich. Verglichen wurde in erster Linie die Getriebeakustik, d. h. durch transiente Kontaktvorgänge erzeugte Körperschall- und Luftschallemissionen.

Im Folgenden wird zunächst der Prüfstand mit den vorgenommenen Erweiterungen vorgestellt. Anschließend werden das Prüfgetriebe sowie das zugehörige Simulationsmodell beschrieben sowie die definierten Randbedingungen dargelegt. Abschließend werden die Ergebnisse der Messungen gezeigt und den Simulationsergebnissen gegenübergestellt.

5.1 Prüfstand

Der Klapper- und Rasselgeräuschprüfstand des Instituts für Maschinenelemente wurde speziell entwickelt, um Untersuchungen an Losteilgeräuschen von Fahrzeuggetrieben vorzunehmen [Lan97, Nov10, Ryb03, Wei91]. Nachfolgend wird auf den Aufbau, das entworfene Regelungskonzept sowie die Messtechnik eingegangen.

5.1.1 Aufbau

Abb. 5.1 zeigt den prinzipiellen Aufbau des Prüfstands. In Abb. 5.2 ist der reale Prüfstand mit appliziertem Getriebe dargestellt. Der Prüfstand besteht aus zwei baugleichen permanenterregten Synchronmotoren mit einer Leistung von je 33,7 kW, einem Nennmoment von 71 Nm und einer maximalen Drehzahl von 6000 1/min. Diese für Fahrzeuganwendungen relativ geringe Leistung ist ausreichend, um Losteile anzuregen. Im Gegensatz zu den oft verwendeten, gezielt verstimmten Kardanwellen [Cro09, Han99, Tog10] wird im vorliegenden Fall die Anregung rein elektromotorisch vorgenommen, um größere Freiheiten bei der Wahl des Anregungsprofils zu haben.

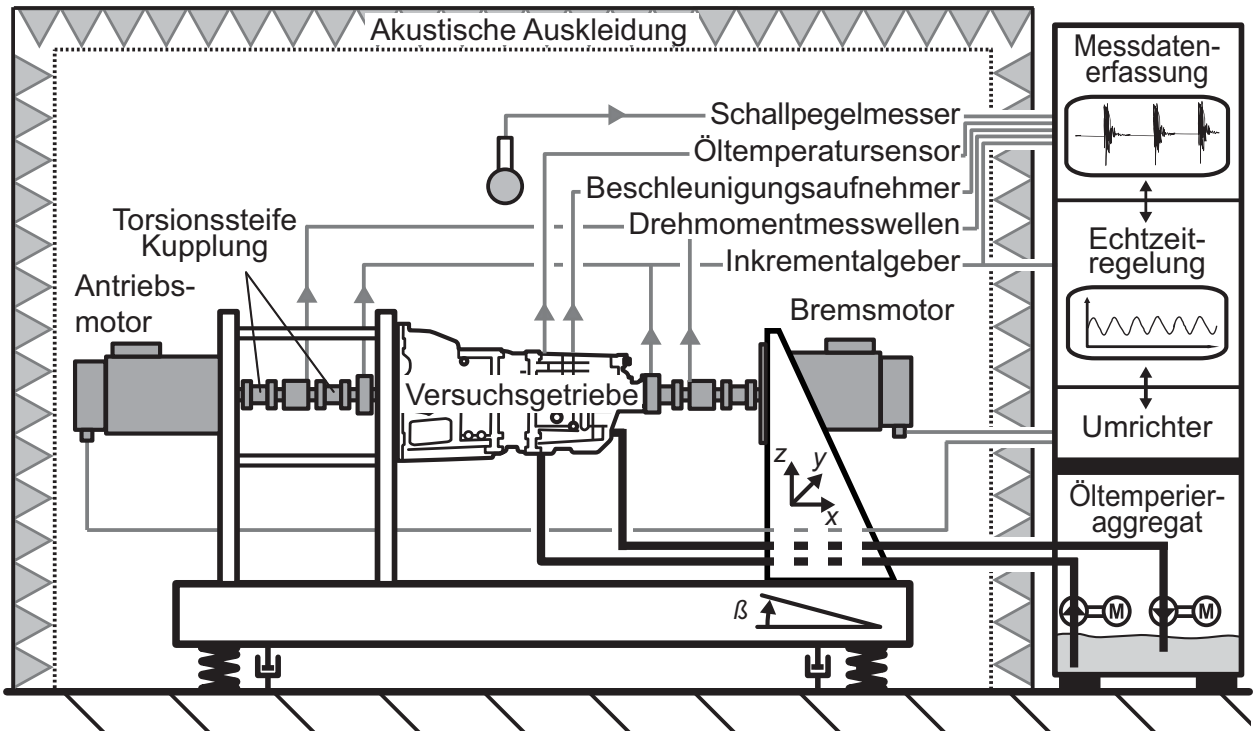


Abb. 5.1. Prinzipieller Prüfstands Aufbau [Fie11a]

Der Antriebsmotor treibt über torsionssteife Kupplungen das Versuchsgetriebe an. Abtriebsseitig kann mit dem Bremsmotor ein Moment aufgebracht werden, um die leistungsführenden Verzahnungen zu verspannen.

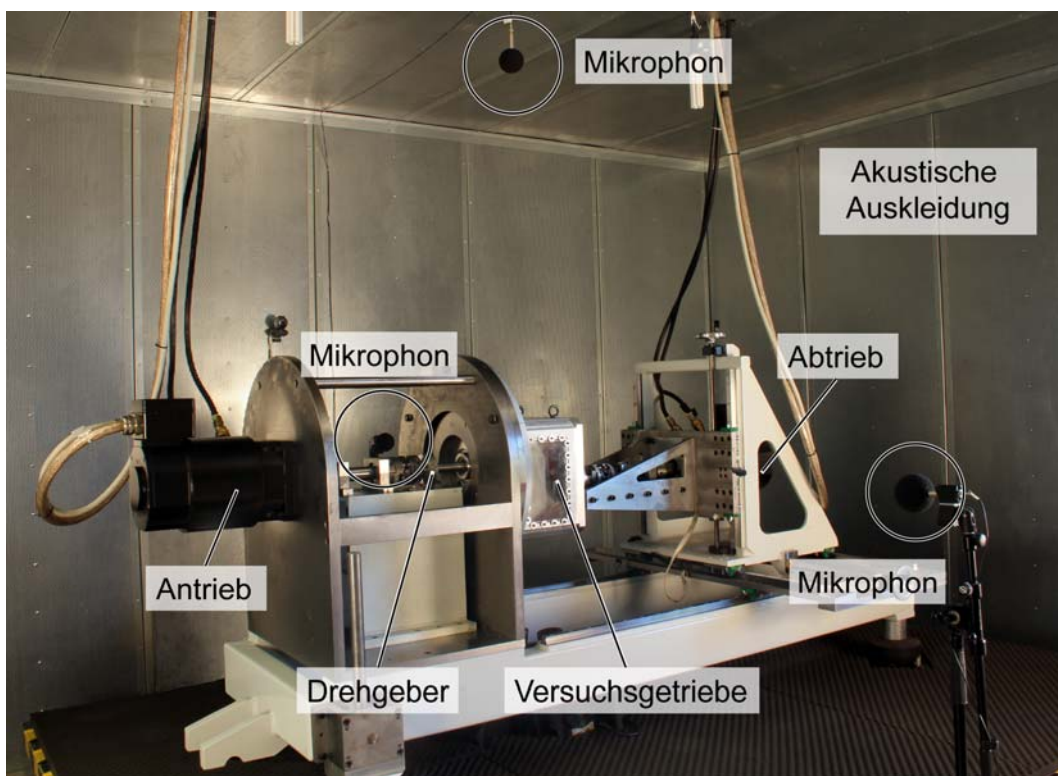


Abb. 5.2. Rasselgeräuschprüfstand mit Schallschutzauskleidung und Versuchsgetriebe

Der Bremsmotor ist in alle drei Raumrichtungen stufenlos beweglich, um verschiedene Getriebetypen adaptieren zu können. Zudem kann der Prüfstand um die Querachse um den Winkel β gedreht werden, um die genaue Einbaulage im Fahrzeug nachzubilden. Zur Abkopplung von Körperschallschwingungen mit der Umgebung ist der Prüfaufbau mit Luftfederelementen auf dem Fundament aufgebaut.

Die Motoren werden je über einen Wassermantel gekühlt. Dadurch kann ihr Geräuschpegel im Betrieb an den definierten Messpunkten unter 50 dB(A) gehalten werden, was mehr als 10 dB(A) unter üblichen zu messenden Getriebegeräuschen liegt. Somit beeinflussen die Motoren die Akustikmessungen nicht, obwohl sie innerhalb der Prüfkammer untergebracht sind. Aufgrund des geringen Trägheitsmoments der Motorwellen von 0,005 kgm² können ohne Versuchsgetriebe Winkelbeschleunigungsamplituden von bis zu 6000 rad/s² und mit aktuell üblichen Pkw-Getrieben Amplituden bis zu 2000 rad/s² erreicht werden (je nach Trägheitsmoment des Versuchsgetriebes) [Nov10].

Als Messgrößen werden an- und abtriebsseitig die Drehzahl mit Inkrementalgebern und das Drehmoment mit Messwellen erfasst. Außerdem können die Drehbewegungen der Losräder im Getriebe berührungslos mittels Hallensoren abgetastet werden. Auf dem Getriebegehäuse werden bei Bedarf Beschleunigungsaufnehmer angebracht. Zudem werden der Luftschall mit drei Mikrofonen sowie die Temperatur im Ölsumpf aufgezeichnet. Über ein Öltemperieraggregat kann die Öltemperatur durch Heizen oder Kühlen eingestellt werden.

Die Regelung des Prüfstands erfolgt durch einen Echtzeitregler der Firma dSPACE [DSP06] mit selbst entworfenem Regelalgorithmus, siehe Abschnitt 5.1.2. Dieser gibt die berechneten Stellgrößen an die Motorumrichter weiter. Die Messdatenerfassung erfolgt mit einem speziellen Akustikmesssystem, vergleiche Abschnitt 5.1.3.

In der Vergangenheit wurde der Prüfstand in einem gewöhnlichen Laborraum ohne akustische Auskleidung betrieben. Hierbei besteht sowohl die Gefahr, dass Fremdgeräusche mitgemessen werden als auch, dass Raumreflektionen zu einer Verfälschung der Ergebnisse führen. Aus diesem Grund wurde eine Prüfkammer mit akustischer Auskleidung zur Kapselung des Prüfstands entworfen und aufgebaut. Die Wände sowie die Deckenpanele bestehen aus einzelnen mit Melamin- bzw. PU-Schaumdämmung gefüllten Elementen. Der Boden unter dem Maschinenbett ist schallhart. Zwei Seitenwände der Kammer sind demontierbar, um das Umrüsten zu erleichtern.

Zum Nachweis der akustischen Eignung der Messumgebung wurden mehrere Referenzmessungen durchgeführt. Zunächst wurde der Schallabsorptionsgrad der Auskleidung in Anlehnung an DIN CEN/TS 1793-5 [DIN1793] ermittelt. Der Schallabsorptionsgrad gibt das Verhältnis von äquivalenter Schallabsorptionsfläche zur Gesamtfläche der Auskleidung an. Hierzu wurde eine Schallquelle 1,2 m vor der Wand angeordnet und Impulsantworten gemessen. Das Ergebnis zeigt Abb. 5.3. Die Welligkeit ergibt sich aus dem Verhältnis aus der Wellenlänge bei der jeweiligen Frequenz zu der Absorberdicke. Der Absorptionsgrad ist in einem Frequenzbereich zwischen 500 Hz und 10 kHz durchweg größer 0,9. Rasselgeräusche sind üblicherweise breitbandige Geräusche innerhalb dieses Frequenzbereichs [Fie11a]. Somit ist die Auskleidung grundsätzlich für die geplanten Messungen geeignet.

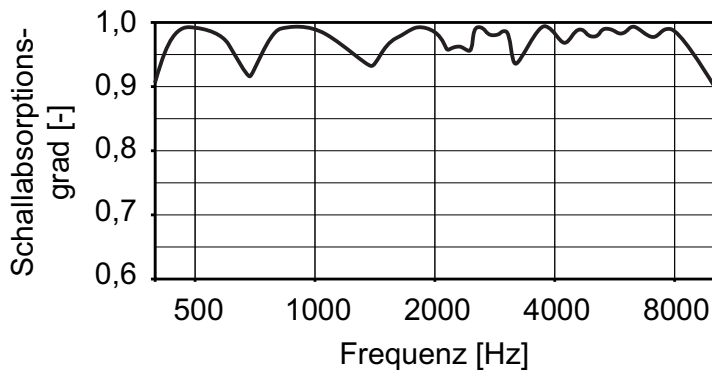


Abb. 5.3. Schallabsorptionsgrad der Wandverkleidung bei senkrechtem Schalleinfall

In einer zweiten Messung wurden die Eigenschaften des kompletten Prüfaufbaus mit denen einer Freifeldumgebung verglichen. An der eigentlichen Position des Getriebes wurde eine Vergleichsschallquelle mit omnidirektionaler Schallabstrahlung und bekannter Schalleistung angebracht. Die Schallquelle wurde mit einem weißen Rauschen angeregt und der Schalldruck an den Mikrofonpositionen, vgl. Abb. 5.2, erfasst. Dieser wurde mit einem erwarteten Druck, wie er sich bei idealer Kugelwellenausbreitung im Freifeld ergeben würde, verglichen. Hierbei ist anzumerken, dass für eine Bewertung der Rasseigenschaften von Getrieben nicht zwingenderweise Freifeldbedingungen nötig sind. Diese reproduzierbaren Bedingungen wären nur zwingend erforderlich, wenn Messungen an unterschiedlichen Prüfständen verglichen werden sollten.

Dennoch zeigen die Ergebnisse für ein seitlich und ein über dem Getriebe angebrachtes Mikrofon bei einer Auswertung in Terzbändern, siehe Abb. 5.4, dass die Abweichungen im Frequenzbereich ab 500 Hz immer unter 2 dB sind. Die Terzpegeldifferenzen schwanken bei niedrigen Frequenzen deutlicher in Abhängigkeit der Frequenz als bei hohen. Dies liegt an der räumlichen Abhängigkeit des Schalldruckpegels, die bei tiefen Frequenzen in nicht idealen Freifeldern ausgeprägter ist.

Bei einer Anregung mit einem rasseltypischen Referenzspektrum und Auswertung des A-bewerteten Gesamtschalldruckpegels, der normalerweise für eine Rasselbewertung herangezogen wird, ergibt sich eine maximale Abweichung von 1,5 dB(A) zu dem im Freifeld zu erwartenden Pegel, wobei alle gemessenen Pegel aufgrund von Restreflexionen immer über den erwarteten liegen.

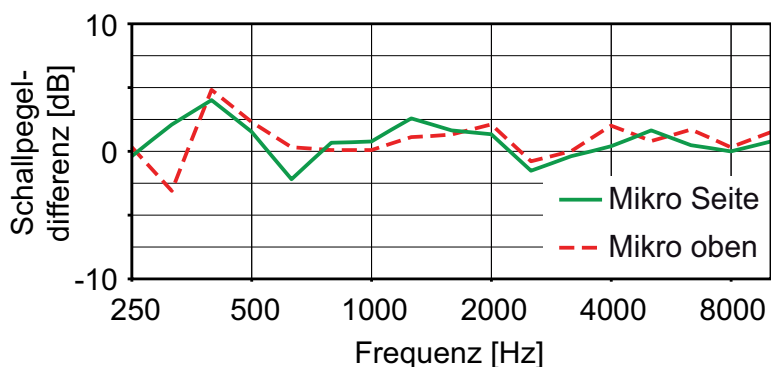


Abb. 5.4. Terzpegeldifferenzen zwischen gemessenem und erwartetem Schalldruckpegel bei idealer Kugelwellenausbreitung

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass mit dem entworfenen Prüfstands Aufbau reproduzierbare akustische Messungen durchgeführt werden können.

5.1.2 Regelungskonzept

Ziel des Regelkonzeptes ist es, die Drehzahl am Antrieb und das Drehmoment am Abtrieb zu regeln. Neben konstanten Antriebsdrehzahlen soll es hierbei möglich sein, überlagerte verbrennungsmotortypische Drehungleichförmigkeiten nachzubilden. Ausgänge des Reglers sind die Drehzahl- und Drehmomentvorgaben an den Umrichter. Der Umrichter selbst funktioniert als reine Steuerung. Aus diesem Grund ist es notwendig, einen eigenen Regler vorzuschalten.

Zur Nachbildung der verbrennungsmotorischen Drehungleichförmigkeiten am Getriebeeingang wird einer mittleren Drehzahl \bar{n} eine Sinusschwingung überlagert, die eine Frequenz f_{Grund} entsprechend der Motorhauptordnung des zu simulierenden Motors hat. Die Hauptordnung ergibt sich aus Zylinderzahl i_{Zylinder} und Taktzahl i_{Takt} des Motors. Bei einem 4-Takt-Motor wird jeder Zylinder während zwei Kurbelwellenumdrehungen einmal gezündet, d. h. ein Einzylindermotor hat die 0,5. Ordnung als Hauptordnung. Für den am häufigsten nachgebildeten 4-Zylinder-4-Takt-Motor ergibt sich entsprechend die 2. Ordnung [Bau11].

Da die Dynamik des gesamten Regelkreises nicht ausreicht, um den Drehzahlverlauf am Getriebeeingang direkt zu regeln, werden nur der Mittelwert der Drehzahl sowie die maximale Drehschwingungsamplitude geregelt [Fie11a]. Der sinusförmige Verlauf wird gesteuert vorgegeben. Voruntersuchungen sowie durchgeführte Simulationen (vgl. Abschnitt 6.1.1) haben gezeigt, dass für die Klapper- und Rasselgeräuschentfaltung eines Getriebes in erster Linie die maximale Schwingungsamplitude sowie die Frequenz und nicht der genaue Verlauf der Schwingung verantwortlich ist, weshalb diese Einschränkung zulässig ist [Lan97, Sto08].

Das Blockschaltbild des Drehzahlreglers ist in Abb. 5.5 abgebildet. Das Modell wird mit einer Frequenz f_{Regel} von 5 kHz ausgeführt. Der Counter am Eingang zählt die Peaks des Inkrementalgebersignals während eines Zeitschritts und dividiert diese durch die Anzahl der Peaks für eine gesamte Umdrehung. Multipliziert mit der Reglerfrequenz f_{Regel} ergibt sich hieraus die momentane Drehzahl n_{Ist} , d. h. die gemessene Summe aus Mittelwert und überlagerter Sinusschwingung, siehe Abb. 5.6. Zur Rauschunterdrückung wird ein Tiefpassfilter (Lowpass) zwischengeschaltet.

Von der Sinusschwingung werden die letzten vier Perioden in einem Ringspeicher abgelegt. Die Berechnung der Anzahl an Sample-Werten im Speicher, die vier Perioden entspricht, erfolgt über die Frequenz der Sinusschwingung f_{Grund} sowie der Frequenz des Reglers f_{Regel} . Von den Werten im Ringspeicher werden der Mittel- sowie der Maximalwert gebildet. Hieraus ergeben sich der momentane Drehzahlmittelwert \bar{n}_{Ist} sowie die aktuelle Amplitude \hat{n}_{Ist} , vgl. Abb. 5.6. Diese werden mit ihren Sollwerten verglichen und jeweils einem PID-Regler mit den Reglerparametern $T_{\text{IM,A}}$ für den I-Anteil, $T_{\text{DM,A}}$ für den D-Anteil sowie $K_{\text{M,A}}$ für den P-Anteil zugeführt. Der Sollwert für die Winkelbeschleuni-

gungsamplitude $\hat{\omega}$ muss hierfür noch in die äquivalente Drehzahlamplitude \hat{n} umgerechnet werden. Die Ausgänge der Regler sind y_M bzw. y_A .

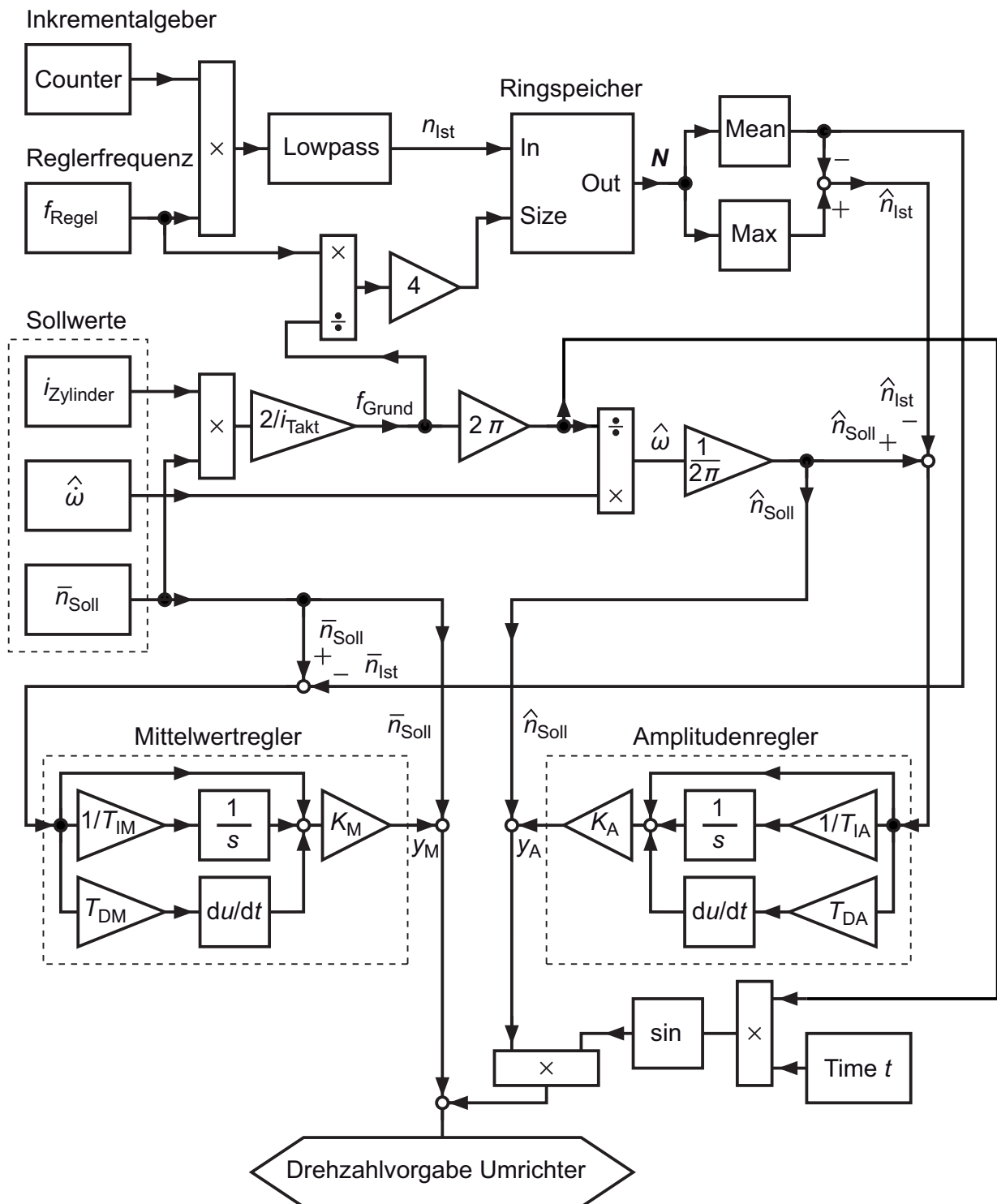


Abb. 5.5. Drehzahlregelung der Antriebsmaschine [Fie11a]

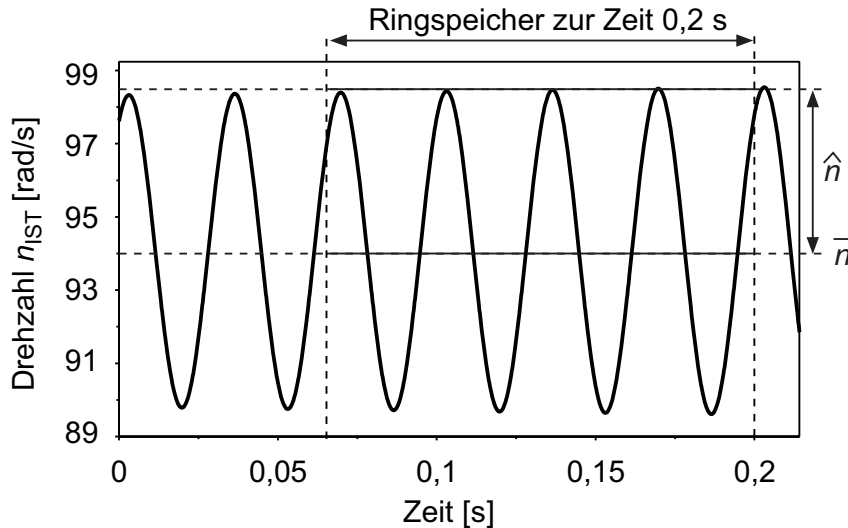


Abb. 5.6. Drehzahlsschwingung am Getriebeeingang [Fie 1 la]

Die Drehzahlvorgabe für den Antriebsmotor an den Umrichter ergibt sich schließlich mit der Systemzeit t zu

$$n_{\text{Out}} = (\hat{n}_{\text{Soll}} + y_A) \sin(2\pi f_{\text{Grund}} t) + \bar{n}_{\text{Soll}} + y_M. \quad (5.1)$$

Die Drehmomentregelung des Bremsmotors ist wesentlich einfacher als die Regelung des Antriebs, da nur konstante Momente eingestellt werden müssen. Dadurch kann sie mit einem einfachen PID-Regler realisiert werden, auf dessen Darstellung an dieser Stelle verzichtet wird.

Sollte es die Messaufgabe nötig machen, kann die Regelungsart von An- und Abtriebsmotor vertauscht werden, d. h. der Antrieb wird drehmomentgeregelt und am Abtrieb können drehzahlgeregelt Schwingungen aufgebracht werden. Somit kann auch das Anregungsverhalten am Abtrieb eines Getriebes untersucht werden.

Zusätzlich wurden in die Regelung Funktionen implementiert, um Drehzahl- und Drehmomentrampen zu ermöglichen, sowie um vorgegebene Anregungsprofile nachfahren zu können. Außerdem wird der Start der Messdatenaufzeichnung über ein Triggersignal an das Messsystem gesteuert.

5.1.3 Messsystem

Grundlage für aussagekräftige Messungen im Bereich der Akustik ist ein schnelles Messdatenerfassungssystem, das neben reiner Datenaufzeichnung Funktionen zur Weiterverarbeitung und Analyse der physikalischen Größen bietet. Im Rahmen dieser Arbeit wurden Anforderungen an solch ein System definiert, verschiedene Lösungen bewertet und schließlich ein System installiert sowie an die Messaufgaben adaptiert.

Als Anforderung sollten mindestens acht Kanäle für Luft- und Körperschall mit Sample-Raten von mindestens 40 kHz zur Verfügung stehen, um mit diesen den hörbaren Akustikbereich von ca. 20 Hz bis 20 kHz problemlos erfassen zu können. Als Auswertemethoden

sollten Funktion wie Pegelbildung, Mittelung, Filterung sowie Bildung von Frequenzspektren und Auftragen in Campbell-Diagrammen möglich sein. Als weitere Anforderung wurde definiert, dass eine hochgenaue Drehzahlerfassung mit mindestens drei Aufnehmern ermöglicht wird, um die Bewegung der Zahnräder erfassen zu können. Für die Drehmomentmesswellen sollten zwei Eingänge zur Verfügung stehen. Zudem müssen Eingänge für Öl- und Raumtemperatur sowie für ein Triggersignal von der Regelung vorhanden sein. Als Wunsch sollte die Bedienbarkeit möglichst einfach sowie häufig benötigte Abläufe automatisierbar sein.

Schließlich wurde ein PAK MKII System der Firma Müller-BBM VibroAkustik Systeme [PAK09] angeschafft und an den Prüfstand adaptiert. Die Erfassung der einzelnen Größen wird im Folgenden erläutert. Der Luftschall wird mit IEPE (Integrated Electronics Piezo-Electric) Mikrofonen, d.h. mit Mikrofonen mit eingebauter Impedanzwandler-Elektronik an definierten Punkten im Messraum aufgezeichnet. Der Körperschall wird mit mehreren Sensoren mit Ladungsausgang auf der Gehäuseoberfläche erfasst und über einen Ladungsverstärker zum Messsystem weitergeleitet. Zusätzlich können noch IEPE Beschleunigungsaufnehmer eingesetzt werden.

Die Drehschwingungen werden standardmäßig mit zwei Inkrementalgebern am Getriebeein- und -ausgang aufgenommen. Die Geber beinhalten je eine Strichscheibe mit 10.000 Strichen. Sobald ein Strich einen optischen Sensor eines Gebers abdeckt, steigt die Ausgangsspannung des entsprechenden Kanals an. Das Signal ist somit rechteckförmig. Jede Strichscheibe wird von zwei um eine Viertel Periode phasenversetzten Sensoren abgetastet (A- und B-Kanal), wodurch die Genauigkeit steigt und eine Drehrichtungserkennung realisierbar wird. Abb. 5.7 zeigt ein Ausschnitt aus dem A- und B-Kanal eines Gebers. Zudem wird jeweils der Nulldurchgang erfasst (N-Kanal, ein Strich pro Umdrehung) und ausgewertet.

Vom Messsystem werden vom A- und B-Kanal sowohl die steigenden als auch die fallenden Flanken sowie vom N-Kanal die steigenden Flanken detektiert und die entsprechenden Zeitpunkte aufgezeichnet. Somit kann auf ein Viertel Strich bzw. eine 40.000stel Umdrehung genau aufgelöst werden (entspricht $0,009^\circ$). Durch den Einsatz von schnellen Tacho-Eingängen ist dies für Drehzahlen bis zu 1.800 1/min möglich, was auf den A- und B-Kanälen 300.000 Inkrementen pro Sekunde entspricht. Hierbei mussten aufgrund der hohen Frequenzen besondere Vorkehrungen bezüglich Kabellängen und Schirmung getroffen werden.

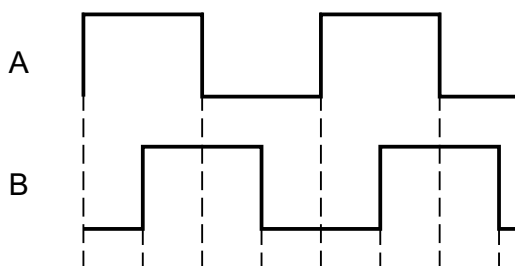


Abb. 5.7. Ausgangssignal eines Inkrementalgebers

Der Drehwinkel wird am Ein- und Ausgang erfasst und online die Differenz dieser beiden Winkel berechnet. Somit kann die Bewegung von Zahnrädern innerhalb ihres funktionsbedingten Spiels (Verdrehflankenspiel) und damit die direkte Ursache für Verzahnungsklappern analysiert werden. Dies ist unter anderem eine wichtige Größe zum Abgleich von Messung und Simulation, da sie direkt das Bewegungsverhalten der Zahnräder zueinander beschreibt.

Falls die Messaufgabe es nötig macht, können zudem die Drehbewegungen der Losräder im Getriebeinneren berührungslos mittels Hallsensoren abgetastet werden. Die Auswertung erfolgt analog zu den anderen Inkrementalgebern, wobei bedingt durch die verhältnismäßig geringen Zähnezahlen der Zahnräder nur geringere Auflösungen realisierbar sind.

Die Drehmomente am Getriebeein- und -ausgang werden mit Messwellen samt integrierten Verstärkern erfasst und als Spannungssignal weitergegeben. Die Drehmomente werden in erster Linie für Wirkungsgraduntersuchungen verwendet. Die Getriebeöltemperatur wird mit einem Thermoelement im Ölsumpf erfasst und über einen Vorverstärker in ein Spannungssignal gewandelt.

5.2 Prüfgetriebe

Zum Abgleich von Simulation und Messung wurde für ein bereits vorhandenes Prüfgehäuse ein neuer Radsatz konstruiert und gefertigt [Kal10]. Hierbei standen eine möglichst große Zahl an einfach zu variierenden Parametern sowie eine gute messtechnische Zugänglichkeit im Mittelpunkt. Abb. 5.8 zeigt das Radsatzschema sowie den Mittelschnitt und Abb. 5.9 einen dreidimensionalen Schnitt durch das Getriebe. Es besteht aus zwei mit je einer Fest-/Loslagerung im Getriebe gelagerten Wellen auf denen je ein Zahnrad angebracht wird.

Neben dem Losrad auf der Ausgangswelle ist eine Synchronisierung angebracht. Diese kann bei Bedarf mit einer festgeklemmten Schiebemuffe überbrückt werden (vgl. Abb. 5.8) oder in geöffneten Zustand zum Rasselverhalten beitragen. Bei Überbrückung der Synchronisierung entspricht die Konfiguration einer äquivalenten Zahnradstufe mit zwei Festrädern. Im offenen Zustand wird eine nicht geschaltete Gangstufe eines Fahrzeuggetriebes nachgebildet. Zudem kann in diesem Zustand bei Anregung des Getriebes von der Abtriebsseite her das Bewegungsverhalten des Synchronrings untersucht werden.

Am Losrad wurde ein Messrad mit 512 Zähnen befestigt. Dieses kann mit Hilfe eines Hallsensors abgetastet und somit die Losradbewegung erfasst werden. Zur Variation von Übersetzung und Schrägungswinkel können die Radpaare ausgetauscht werden. Es stehen zwei verschiedene Übersetzungen ($i = 0,64$ und $i = 1,56$), je in einer geradzahnten ($\beta = 0^\circ$) und in einer schrägverzahnten Ausführung ($\beta = 20^\circ$) zur Verfügung. Die wesentlichen Verzahnungsparameter zeigt Tabelle 5.1. Jedes Zahnrad ist hierbei in zweifacher Ausführung vorhanden, je einmal für die Eingangs- und einmal für die Ausgangswelle, um die beiden Übersetzungen realisieren zu können. Das Axialspiel des Losrads wird durch Austausch der Axialhülse variiert. Die Hülsen wurden auf verschiedene Breiten geschliffen und werden über Stifte passgenau auf der Welle fixiert. Insgesamt sind vier verschiedene Spieleinstellungen im Bereich von 0,1 mm bis 0,4 mm möglich.

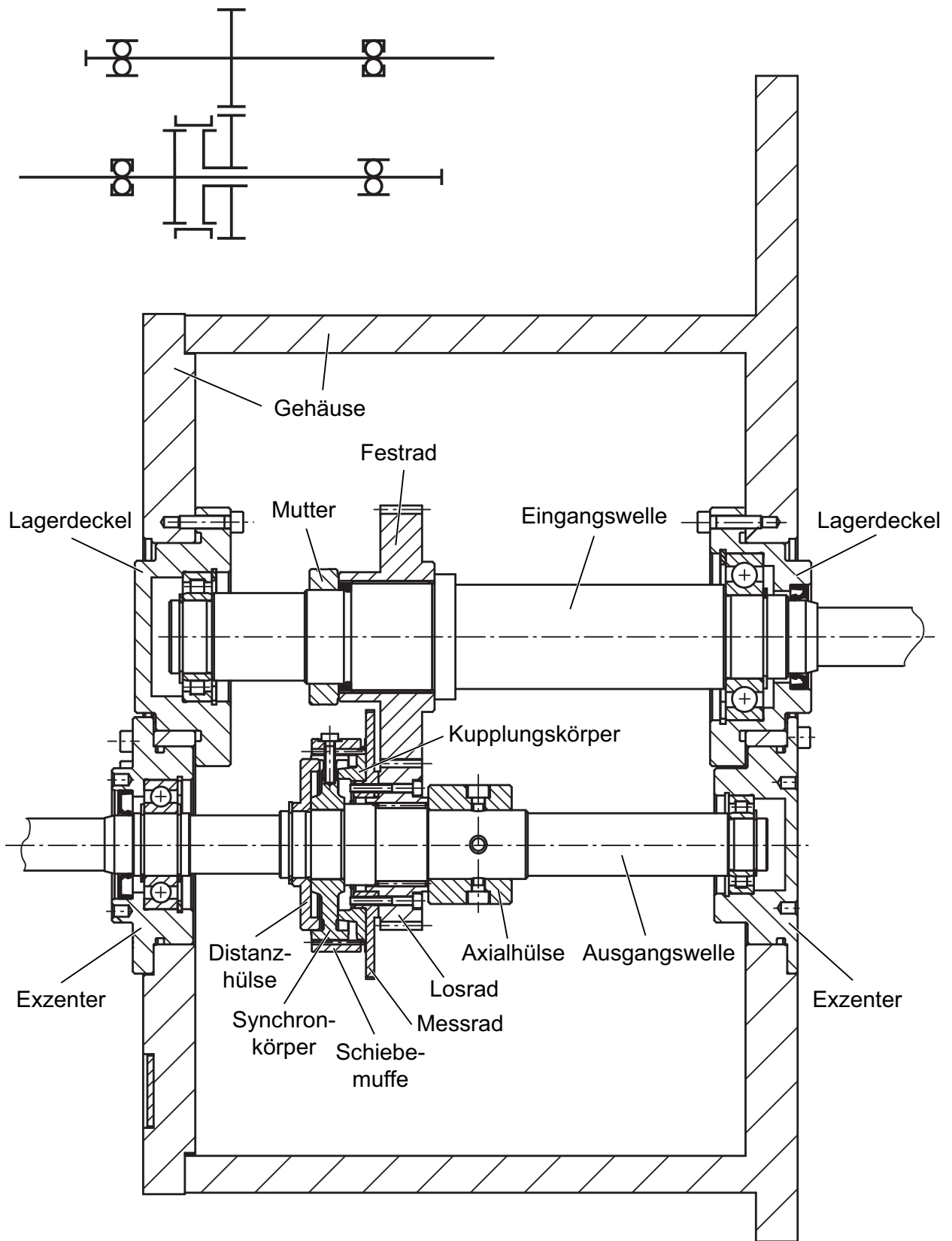


Abb. 5.8. Mittelschnitt und Radsatzschema des Prüfgetriebes

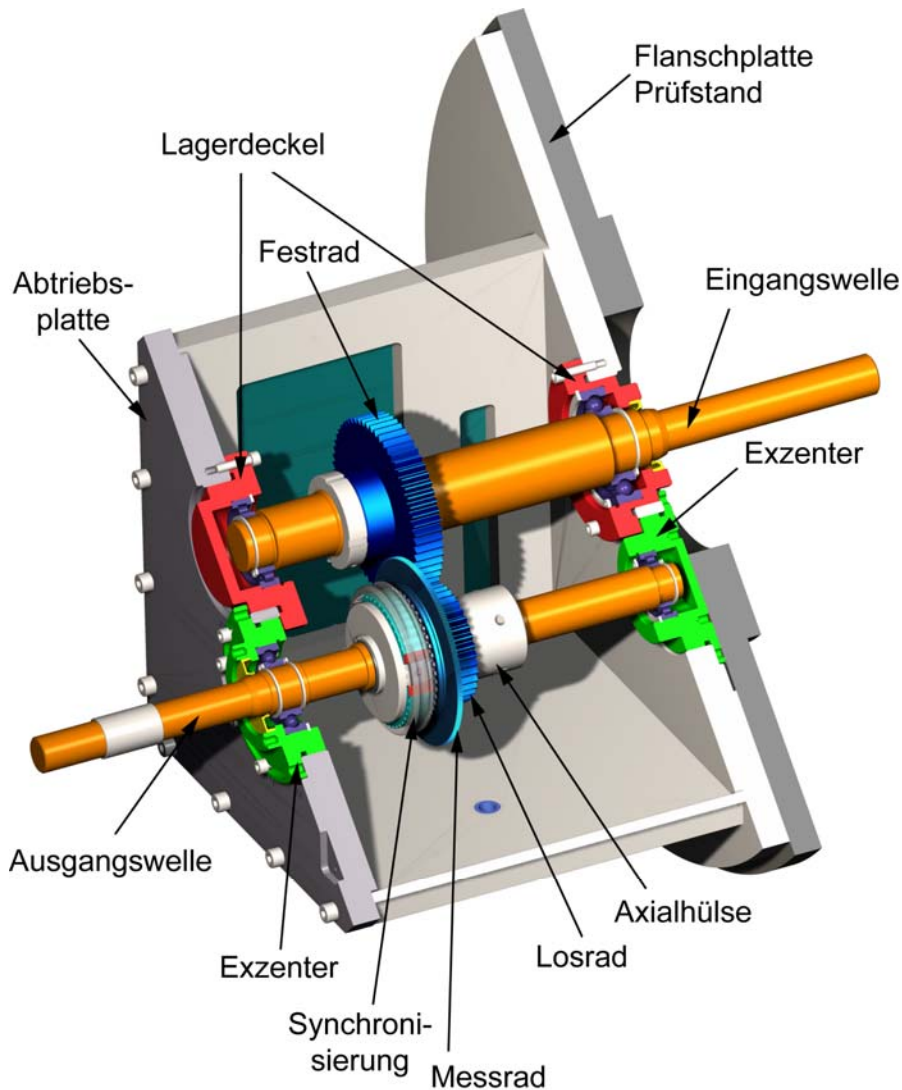


Abb. 5.9. Dreidimensionaler Schnitt durch das Prüfgetriebe [Kal10]

Die Ausgangswelle ist in zwei Exzentern gelagert. Durch deren Verdrehung kann der Achsabstand im Bereich $\pm 0,4$ mm stufenlos variiert werden. Hierdurch wird das Verdrehflankenspiel der Verzahnung eingestellt.

Tabelle 5.1. Verzahnungsdaten

	Geradverzahnt		Schrägverzahnt	
	Rad 1	Rad 2	Rad 1	Rad 2
Zähnezahl z	61	39	58	37
Normalmodul m_n	2 mm		2 mm	
Eingriffswinkel im Normalschnitt α_n	20°		20°	
Achsabstand a	100 mm		100 mm	
Zahnbreite b	20 mm	20 mm	20 mm	20 mm
Profilverschiebungsfaktor x	-0,025	0,025	-0,3504	-0,1775
Verdrehflankenspiel im Stirnschnitt j_t	0,2 mm		0,2 mm	

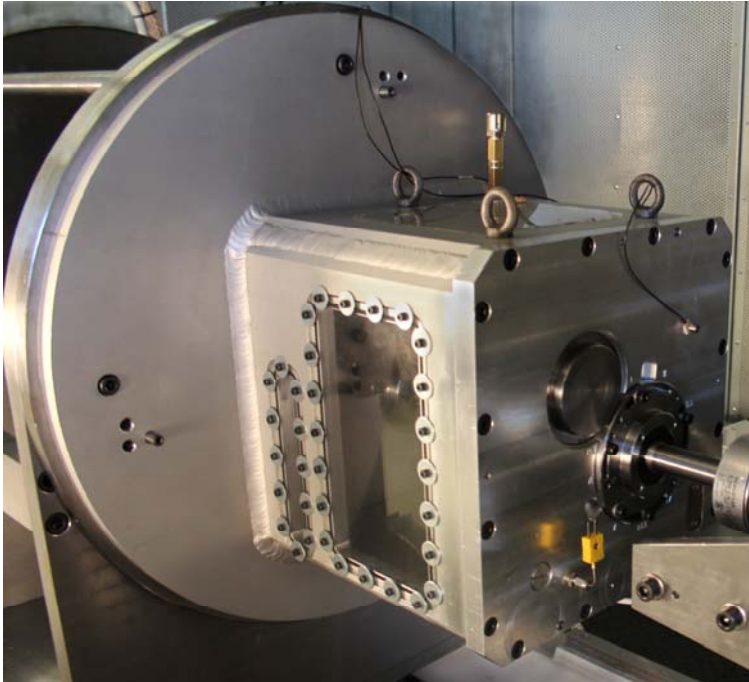


Abb. 5.10. Auf dem Prüfstand adaptiertes Prüfgetriebe

Bei der verwendeten Verzahnung ergibt sich ein Einstellbereich des Verdrehflankenspiels von ungefähr $\pm 0,3$ mm um die Ausgangsstellung. Als weitere Parameter können Ölstand, Ölart und Öltemperatur verändert werden.

Als Werkstoff kam beim Gehäuse die Aluminiumknetlegierung AlMg4,5 zum Einsatz. Wellen, Zahnräder, Lagerdeckel und Exzenter sind aus dem Einsatzstahl 16MnCr5 gefertigt. Abb. 5.10 zeigt das auf dem Prüfstand adaptierte Getriebe.

Neben dem Einsatz zum Abgleich mit der Simulation wurde das Getriebe auch im Rahmen eines anderen Projekts zur Untersuchung des Öleinflusses auf die Geräuschentwicklung verwendet. Ziel war hierbei, den Einfluss der Ölformulierung auf die Rasselgeräuschentwicklung zu ermitteln [Kal10].

5.3 Versuchsbedingungen

Mit dem entworfenen Getriebe wurden Rasselmessungen an einer Verzahnung und einer Synchronisierung sowie Messungen an einer unter Last stehenden Verzahnung vorgenommen. Für die Rasselmessungen an der Verzahnung wurde die Eingangswelle des Versuchsgetriebes drehzahlregelt angeregt. Hierzu wurde einer mittleren Drehzahl von 900 1/min eine sinusförmige Anregung mit unterschiedlichen Amplituden überlagert. Als Anregungsfrequenz wurde die 2. Motorordnung gewählt, die der Hauptordnung des häufig eingesetzten 4-Zylinder-4-Takt Verbrennungsmotors entspricht.

Da der Synchronring im Versuchsgetriebe auf der Ausgangswelle angeordnet ist, vgl. Abb. 5.8, kann er über die Eingangswelle nicht direkt angeregt werden. Deshalb wurde für

die Rasselmessungen an der Synchronisierung die Regelungsart zwischen den Prüfstandsmotoren getauscht und die Abtriebswelle drehzahl geregelt mit Schwingungen beaufschlagt.

Bei Messungen an der belasteten Zahnradstufe wurde die Eingangswelle auf eine konstante Drehzahl geregelt. Auf der Abtriebsseite wurde stufenweise das Drehmoment erhöht und die Reaktion des Getriebes untersucht. Mit dieser Messung konnten gezielt Heul- und Pfeifgeräusche angeregt werden. Zur Reduzierung der Messunsicherheit wurde jede Messung dreimal durchgeführt.

Messtechnisch wurde der Differenzwinkel zwischen den Zahnrädern wie oben beschrieben erfasst. Bei einer rasselnden Verzahnung kann damit die Bewegung innerhalb des Verdrehflankenspiels und bei einer unter Last stehenden Verzahnung der Drehwegfehler bestimmt werden. Der Luftschall wurde an drei Positionen mit 1 m Abstand zur Oberfläche aufgezeichnet, vgl. Abb. 5.2. Weiterhin wurde der Körperschall an zwei Messstellen senkrecht zur Oberfläche gemessen, siehe Abb. 4.3. Trägt man bei den Rasselmessungen den Luft- oder Körperschallpegel über der jeweiligen Anregung auf, erhält man sogenannte Klapperkurven, siehe z. B. Abb. 5.18.

5.4 Simulationsmodell

Bei der Erstellung des Simulationsmodells wurden die in Kapitel 3 und 4 aufgezeigten Verfahren angewandt. Tabelle 5.2 zeigt die im Modell verwendeten Körper mit der jeweiligen Anzahl an Freiheitsgraden. Das Gehäuse und die beiden Wellen werden elastisch modelliert. Die elastischen Freiheitsgrade geben an, wie viele unabhängige Zustandsgrößen zur Beschreibung der jeweiligen Körperdeformation verwendet werden. Das Inertialsystem stellt streng genommen keinen Körper dar, dient aber als Aufhängung für das Modell und wird deshalb mit aufgeführt. Die auf den Wellen montierten Bauelemente Mutter, Axialhülse, Distanzhülse und Synchronkörper, vgl. Abb. 5.8, sind fest mit ihrer jeweiligen Welle verbunden und können daher mit ihr zu je einem Körper zusammengefasst werden.

Tabelle 5.2. Verwendete Körper und Anzahl an Freiheitsgraden (FHG)

Nr.	Körper	FHG (starr + elast.)
0	Inertialsystem	0 + 0
1	Gehäuse	6 + 198
2	Eingangswelle mit Mutter	6 + 46
3	Ausgangswelle mit Synchronkörper und Hülsen	6 + 56
4	Festrad	1 + 0
5	Losrad mit Messrad und Kupplungskörper	4 + 0
6	Lagerdeckel	6 + 0
7	Lagerdeckel	6 + 0
8	Exzenter	6 + 0
9	Exzenter	6 + 0
10	Synchronring	6 + 0

Das Festräd kann sich lediglich um seine eigene Achse drehen, das Losrad sich zusätzlich in die drei Raumrichtungen verschieben, wobei diese Bewegungen größtenteils von Kraftelementen abgestützt werden. Die Lagerdeckel, die Exzenter und der Synchronring, sofern er denn mit betrachtet wird, haben wiederum je sechs Freiheitsgrade.

Tabelle 5.3 zeigt die im Modell verwendeten Krafterelemente sowie jeweils die beiden Körper K1 und K2, zwischen denen sie wirken, vgl. Tabelle 5.2. Die Zahnkraft sowie die Lager werden wie in Kapitel 3 beschrieben modelliert. Die Reibmomente der Radialwellendichtringe und das Planschmoment wurden in Kapitel 4 behandelt. Die Welle-Nabe-Verbindung (Zahnwelle) zwischen Festräd und Eingangswelle sowie die Schiebemuffe werden als parallele Feder-Dämpfer-Elemente, die nur im Torsionsfreiheitsgrad wirken, dargestellt. Die Befestigung der Lagerdeckel und der Exzenter im Gehäuse sowie des Gehäuses im Inertialsystem erfolgt mit linearen Feder-Dämpfer-Elementen, die Kräfte und Momente in allen sechs Freiheitsgraden aufprägen können. Die entsprechenden Steifigkeiten und Dämpfungen wurden mit FE-Rechnungen wie in Kapitel 4 beschrieben bestimmt.

Die dargestellte Konfiguration beschreibt den Aufbau mit zwei Festrädern, das heißt das Losrad wird über die Schiebemuffe fest mit der Ausgangswelle verbunden. Für den Aufbau mit Fest- und Losrad (geöffneter Zustand) müssen die Schiebemuffe entfernt und die Synchronringkräfte wie in Kapitel 3 beschrieben eingefügt werden.

Zum Abgleich mit Messungen wurde die Getriebeeingangswelle mit gemessenen Drehzahlverläufen beaufschlagt. Zur Eliminierung des Messrauschens sowie der höherfrequenten Eigenfrequenzen des Prüfstands wurden die Signale mit einem Tiefpass gefiltert. Eine Grenzfrequenz von 130 Hz zeigte dabei in mehreren Vergleichen gute Resultate, um einerseits relevante Anregungen mitzunehmen und andererseits aber die Ergebnisse nicht durch Störeinflüsse zu verfälschen.

Zum späteren Abgleich wird unter anderem der Relativwinkel zwischen Ein- und Ausgangswelle sowie der Körperschall an definierten Gehäusepunkten verwendet. Dies muss auch im Simulationsmodell Berücksichtigung finden. So wird während der Simulation der Differenzwinkel zwischen den beiden Drehgebern berechnet. Zudem wurde das FE-Netz des Gehäuses an den beiden Aufnehmerpositionen verfeinert, vgl. Abb. 4.3.

Tabelle 5.3. Verwendete Krafterelemente und verbundene Körper K1 und K2

Element	K1	K2	Element	K1	K2
Zahnkraft	4	5	Planschmoment	1	5
Axiallager Losrad	3	5	Nabe Festräd	2	4
Nadellager Losrad	3	5	Schiebemuffe	3	5
Festlager Eingangswelle	2	6	Befestigung Lagerd.	1	6
Loslager Eingangswelle	2	7	Befestigung Lagerd.	1	7
Festlager Ausgangswelle	3	8	Befestigung Exzenter	1	8
Loslager Ausgangswelle	3	9	Befestigung Exzenter	1	9
Radialwellendichtring	1	2	Befestigung Gehäuse	0	1
Radialwellendichtring	1	3			

Auf eine Berücksichtigung der Beschleunigungsaufnehmer an sich wurde verzichtet, da einzelne Simulationen mit Aufnehmern gezeigt haben, dass diese aufgrund ihrer geringen Masse von nur je 3 g keinen Einfluss auf die Ergebnisse haben.

5.5 Ergebnisse

Im Folgenden werden Vergleiche zwischen Simulation und Messung gezeigt. Aus Rechenzeitgründen findet, falls nicht anders erwähnt, ausschließlich die analytische Berechnung der Zahnkräfte und der Synchronringkräfte Anwendung.

5.5.1 Verzahnungsrasseln

Im ersten Schritt werden die Ergebnisse bei Rasselanregung der Verzahnung betrachtet. Es werden drei verschiedene Konfigurationen betrachtet. In der Konfiguration Festrad – Festrad ist das Losrad des Prüfgetriebes fest mit der Ausgangswelle verbunden (vgl. Abb. 5.8), d. h. die gesamte Ausgangswelle stellt ein Losteil dar und schwingt gegen die Eingangswelle. Bei der Konfiguration Festrad – Losrad dreht sich nur das Losrad und die Ausgangswelle steht still. Hierbei wurde die im Getriebe verbaute Einfachkonussynchronisierung zusätzlich im Berechnungsmodell berücksichtigt. Neben der Losradbefestigung wurde bei der Festrad – Festrad Konfiguration noch der Schrägungswinkel variiert. So wurden eine Geradverzahnung mit $\beta = 0^\circ$ und eine Schrägverzahnung mit $\beta = 20^\circ$ betrachtet. Als Übersetzung kam immer die Variante ins Schnelle ($i = 0,64$) zum Einsatz. Die Eingangswelle weist bei allen Versuchen eine mittlere Drehzahl von 900 1/min auf. Als Öl wurde, falls nicht anders angegeben, ein Mineralöl mit einer Viskosität von $\eta = 9,47$ mPas verwendet. Die Ölsumpftemperatur betrug 80° C.

Differenzwinkel

Zunächst wird der hochgenau gemessene Differenzwinkel (vgl. Abschnitt 5.1.3) zwischen den beiden Zahnrädern mit dem simulierten verglichen. Abb. 5.11 zeigt den Winkel für die drei Konfigurationen ohne Drehschwingungsanregung, d. h. für konstante Drehzahl. Deutlich zu erkennen sind Schwankungen mit der 1. Ordnung (15 Hz), die durch ein aufgrund von Fertigungsungenauigkeiten nicht mittig sitzendes Eingangszahnrad verursacht wurden. Diese Desaxierung von $55 \mu\text{m}$ wurde in der Simulation berücksichtigt, was, wie ersichtlich ist, zu sehr guten Übereinstimmungen führt. Die gemessenen Verläufe des Differenzwinkels weisen vor allem bei den Festrad – Festrad Anordnungen hochfrequente Anteile auf, die aus Torsionsschwingungen des Triebstrangs auf dem Prüfstand resultieren. Da im Simulationsmodell nur das Getriebe und nicht der gesamte Triebstrang betrachtet wird, fehlen diese Schwingungen im simulierten Winkelverlauf.

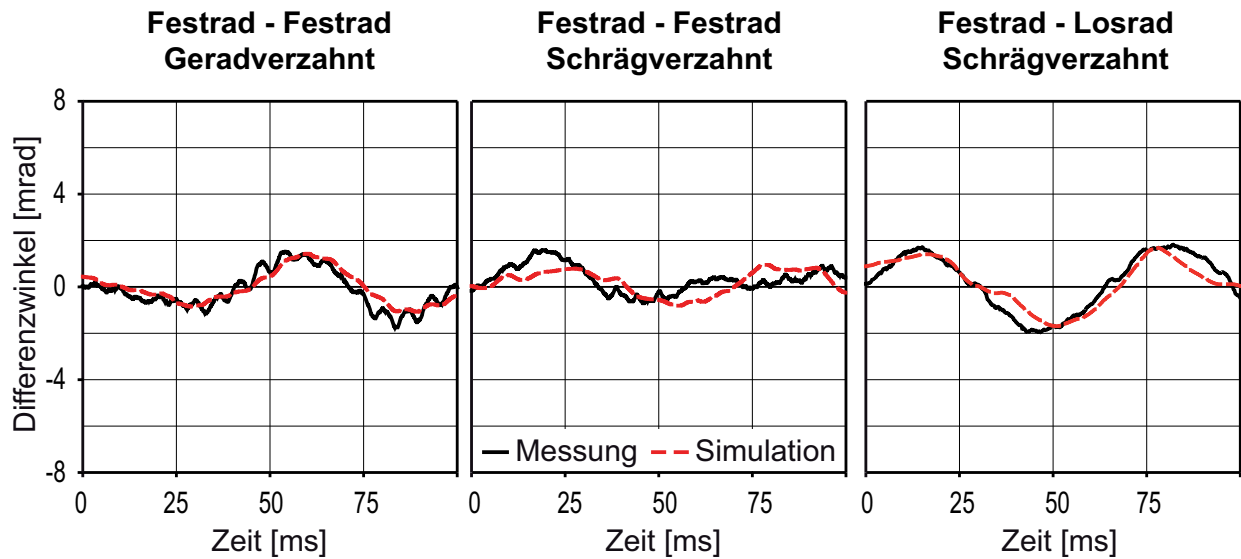


Abb. 5.11. Vergleich des Differenzwinkels zwischen Rechnung und Messung für verschiedene Konfigurationen bei 0 rad/s^2 Rasselanregung

In Abb. 5.12 ist die Situation für eine sinusförmige Anregung von 150 rad/s^2 abgebildet. Deutlich zu erkennen ist die Bewegung innerhalb des Verdrehflankenspiels, die aufgrund der Anregung mit der 2. Ordnung (30 Hz) vonstattengeht. Da bei der Festrad – Losrad Anordnung die Losteilmasse bzw. dessen Trägheitsmoment geringer ist als bei den Festrad – Festrad Konfigurationen, sind die Stoßenergien und somit auch die resultierenden Schwingungen geringer.

Bei einer Anregung von 500 rad/s^2 , siehe Abb. 5.13, stellt sich aufgrund der größeren elastischen Verformungen ein größerer Abstand zwischen Maxima und Minima ein als bei 150 rad/s^2 , obwohl das geometrische Spiel identisch ist. Allgemein lässt sich festhalten, dass die Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung des Differenzwinkels als gut zu bezeichnen ist.

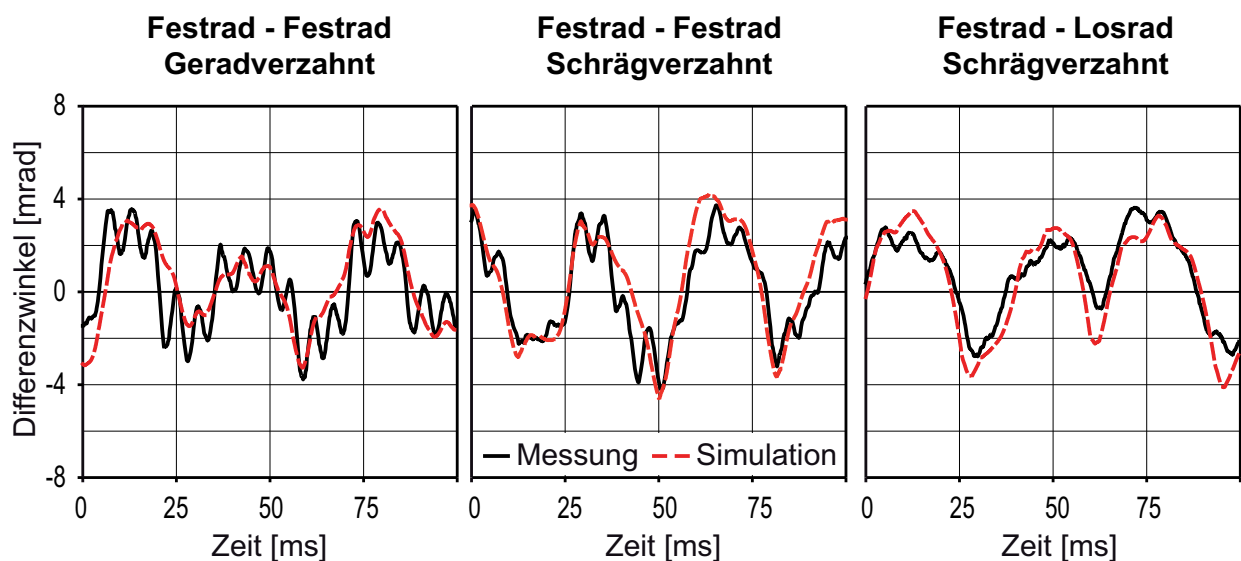


Abb. 5.12. Vergleich des Differenzwinkels zwischen Rechnung und Messung für verschiedene Konfigurationen bei 150 rad/s^2 Rasselanregung

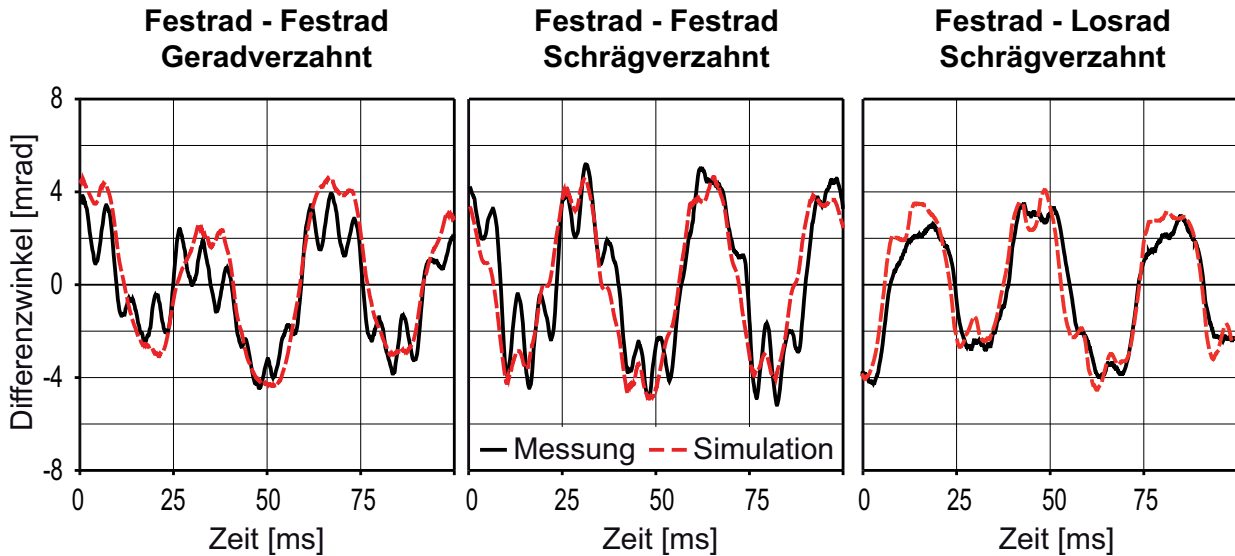


Abb. 5.13. Vergleich des Differenzwinkels zwischen Rechnung und Messung für verschiedene Konfigurationen bei 500 rad/s^2 Rasselanregung

Körperschall

Im nächsten Schritt wird der resultierende Körperschall, d. h. die Gehäusebeschleunigung betrachtet. Hierzu wird die stirnseitige Messstelle, vgl. Abb. 4.3, herangezogen. Anstatt einer linearen Darstellung werden logarithmische Dezibelpegel verwendet, da diese quantitativ am besten das spätere Hör- und Komfortempfinden nachbilden. Der Körperschallpegel ergibt sich mit dem quadratischen Mittelwert der Gehäusebeschleunigung \tilde{a} zu [PAK09]

$$L_a = 20 \lg \frac{\tilde{a}}{1 \cdot 10^{-6} \text{ m/s}^2}. \quad (5.2)$$

Abb. 5.14 zeigt die resultierenden Körperschallpegel für die drei oben genannten Konfigurationen über verschiedenen Anregungen aufgetragen (Klapperkurven). Die Abweichungen bei niedrigen Pegeln resultieren von Grundvibrationen des Prüfstands im Betrieb, die auf das Getriebe übertragen, in der Simulation aber nicht erfasst werden. Bei Beschleunigungsamplituden am Getriebeeingang ab 200 rad/s^2 ist die Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung als gut zu bezeichnen. Die Verläufe der gerad- und schrägverzahnten Festradpaare sind tendenziell ähnlich. Der Pegel des Fest-Losradpaars ist aufgrund der geringeren Losteilmasse bzw. –trägheit etwas niedriger und verläuft mit steigender Anregung weniger degressiv. Hier treten gewisse Abweichungen zwischen Rechnung und Simulation auf.

Als weiterer Vergleich wurden verschiedene Grundölarten betrachtet. Einmal wurde ein Öl auf Mineralöl- und einmal ein Öl auf Polyglykolölbasis verwendet. Die Viskositäten beider Öle sind ähnlich im Bereich von $\eta \approx 10 \text{ mPas}$. Bei den Messungen stellten sich dennoch beim Polyglykol durchweg um bis zu 3 dB geringere Pegel ein, weshalb dieser Vergleich sehr interessant ist. Für die Simulation wurde als Unterschied zwischen den Ölen für das Mineralöl ein Druck-Viskositätskoeffizient von $\alpha = 2,5 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$ und für das

Polyglykol von $\alpha = 1 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$ verwendet [Hen12], vgl. Gleichung (2.11). Zudem hat das Polyglykol eine höhere Dichte von $\rho = 1022 \text{ kg/m}^3$ im Gegensatz zu $\rho = 822 \text{ kg/m}^3$ des Mineralöls.

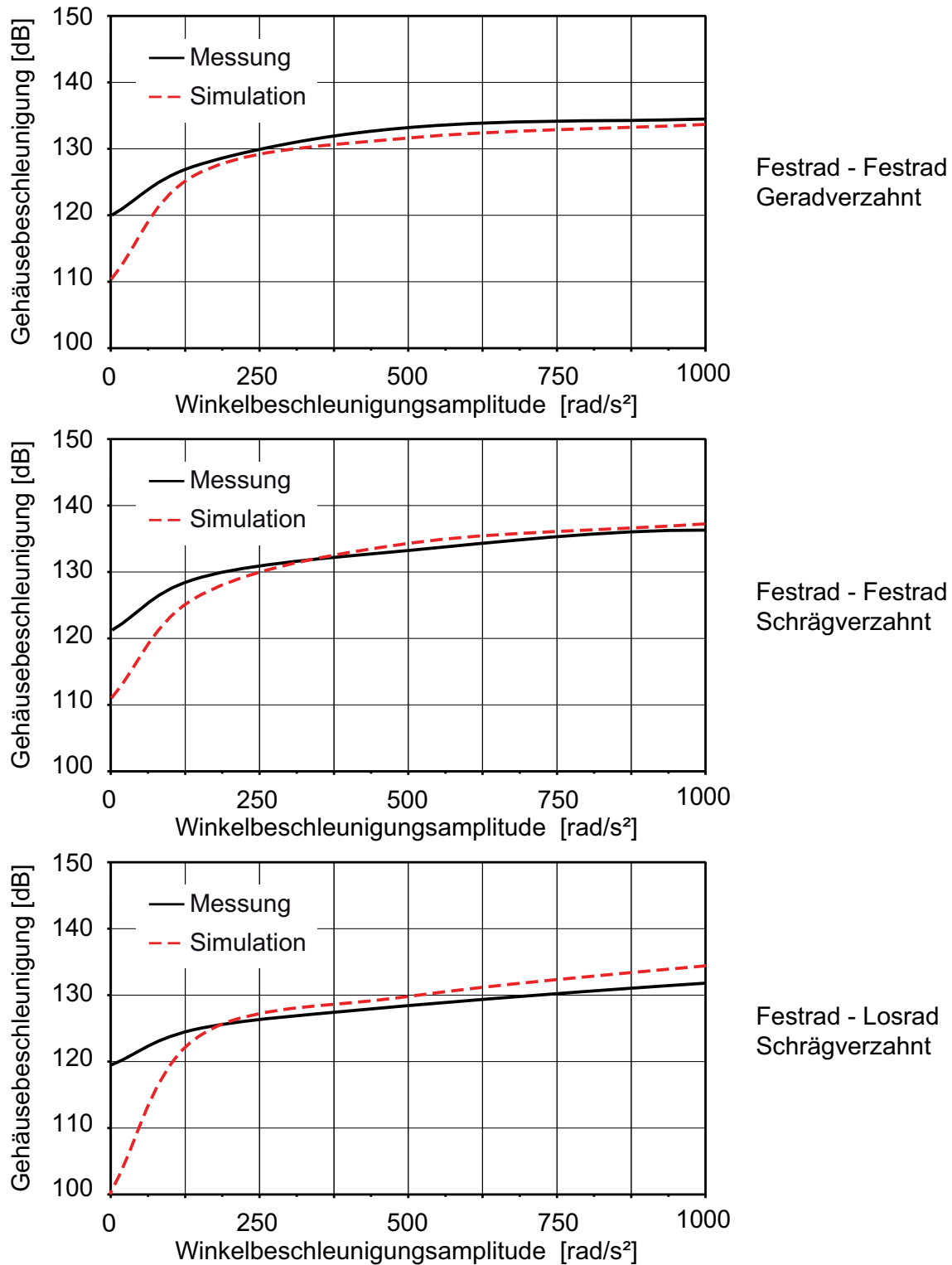


Abb. 5.14. Vergleich des Körperschallpegels zwischen Rechnung und Messung für verschiedene Konfigurationen bei einer rasselnden Verzahnung

Als weiterer Punkt zeigte sich in vorangegangenen Untersuchungen der Benetzungseigenschaften beider Öle auf einem Kontaktwinkelmessgerät, dass Polyglykol auf der Zahnoberfläche eine geringere Spreitung als Mineralöl aufweist [Bal11]. Die Spreitung bezeichnet die flächige Verbreitung einer Fluidmenge auf einer Oberfläche. Je geringer die Spreitung, desto geringer ist die Fläche und desto dicker der Fluidfilm. Somit ist anzunehmen, dass sich auf der Zahnflanke im Betrieb mit Polyglykol ein etwas dickerer Schmierfilm als mit Mineralöl ausbildet. Dies wurde durch größere Schmierfilmabmessungen h_{\max} und x_{in} in der Simulation berücksichtigt, vergleiche Abschnitt 3.1.

Abb. 5.15 zeigt das Ergebnis der Vergleiche. Das Simulationsmodell bildet, mit Ausnahme der bereits beschriebenen Abweichung bei geringen Pegeln, die Grundcharakteristik der Öle sehr gut nach. Allerdings ist es nicht gelungen, die komplette Pegeldifferenz zwischen den Ölsorten zu erklären. Beim Polyglykol werden zu hohe Gehäuseschwingungen berechnet. Auch die Modifikation weiterer tribologischer Parameter wie der Eyring-Spannung, des Festkörperkontaktdrucks oder des Reibungskoeffizienten für trockene Reibung brachte keine Verbesserung.

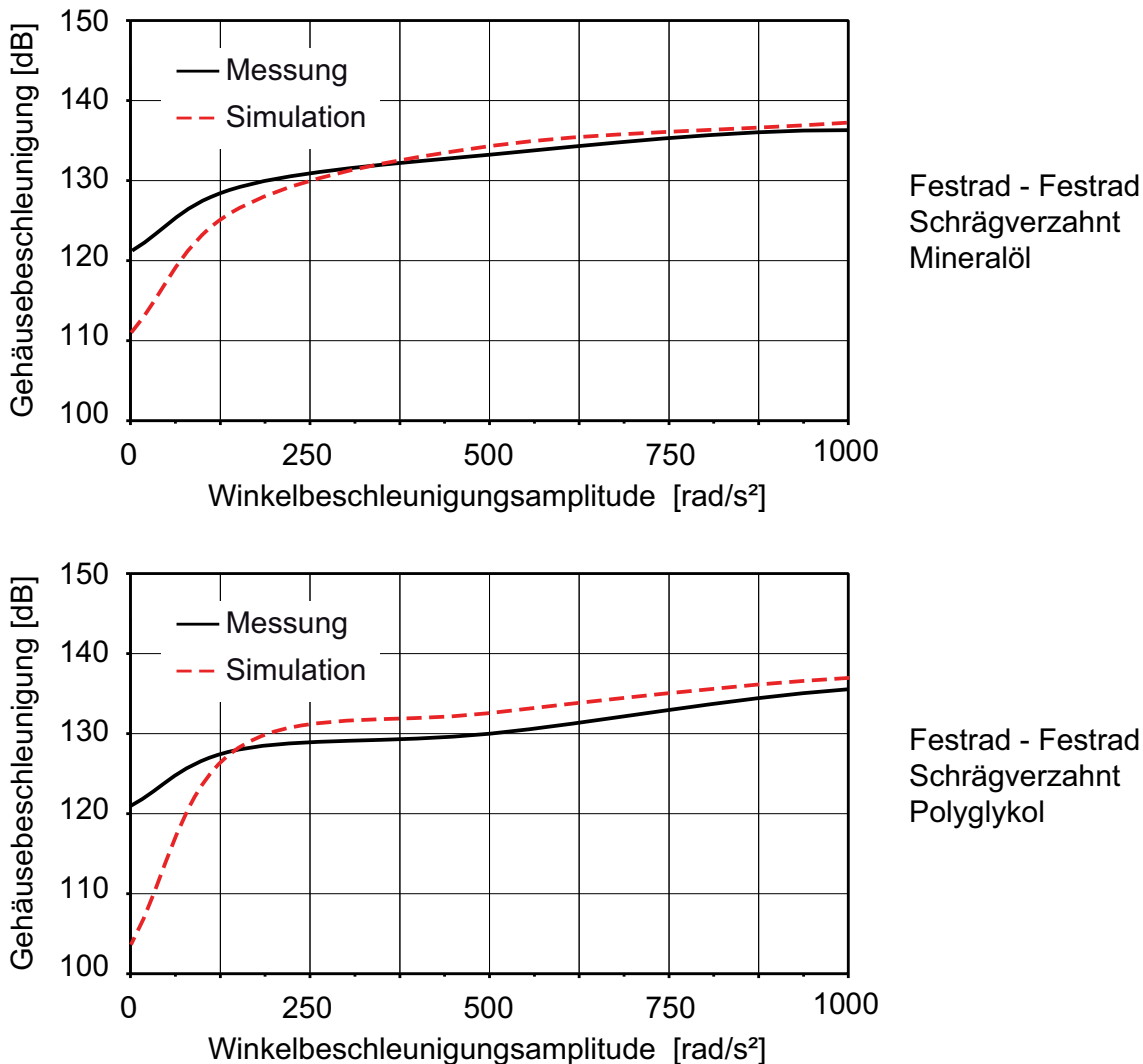


Abb. 5.15. Vergleich des Körperschallpegels zwischen Rechnung und Messung für verschiedene Grundölsorten bei einer rasselnden Verzahnung

Es bleibt also festzuhalten, dass mit dem entwickelten Modell zwar die Grundcharakteristik des unterschiedlichen Grundöls beschrieben werden kann, die absolute Pegelsenkung durch das Polyglykol jedoch zumindest zum Teil auf Mechanismen beruht, die durch die entwickelten Modelle nicht erfasst werden.

Als nächster Vergleich wurde das Verdrehflankenspiel in der Verzahnung variiert. Hierzu wurde der Achsabstand verkleinert bzw. vergrößert und das jeweilige Spiel am Versuchsgetriebe gemessen. Diese Messwerte wurden anschließend in die Simulation übernommen. Als Öl kam oben beschriebenes Mineralöl zum Einsatz. Die Ergebnisse zeigt Abb. 5.16. Wie erwartet steigen die Pegel mit zunehmendem Spiel, da sich während der längeren Flugphase größere Differenzgeschwindigkeiten und somit größere potentielle Stoßenergien aufbauen. Die Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung bei dieser geometrischen Parametervariation lässt sich als gut bezeichnen.

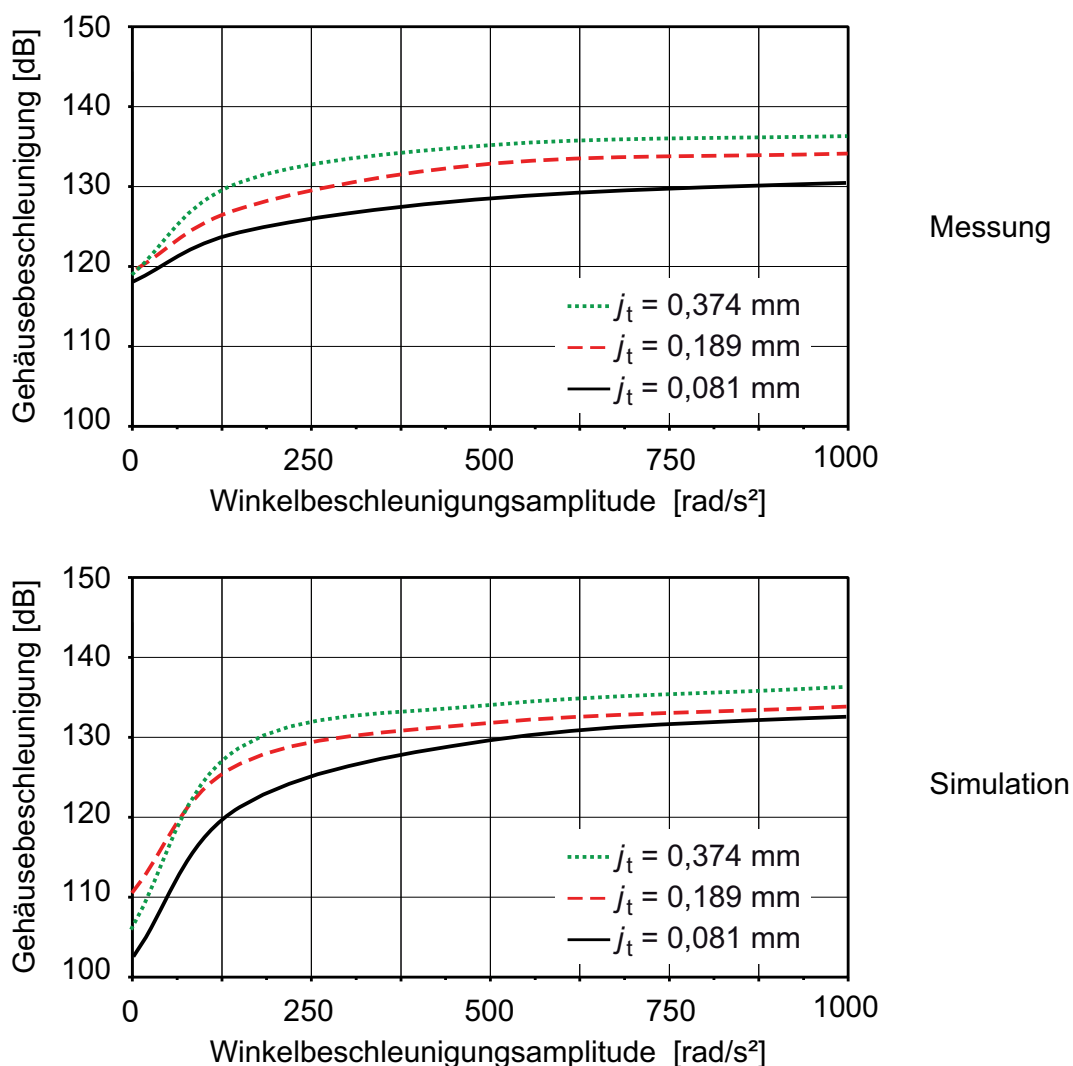


Abb. 5.16. Vergleich des Körperschallpegels zwischen Rechnung und Messung für verschiedene Verdrehflankenspiele bei einer rasselnden Verzahnung

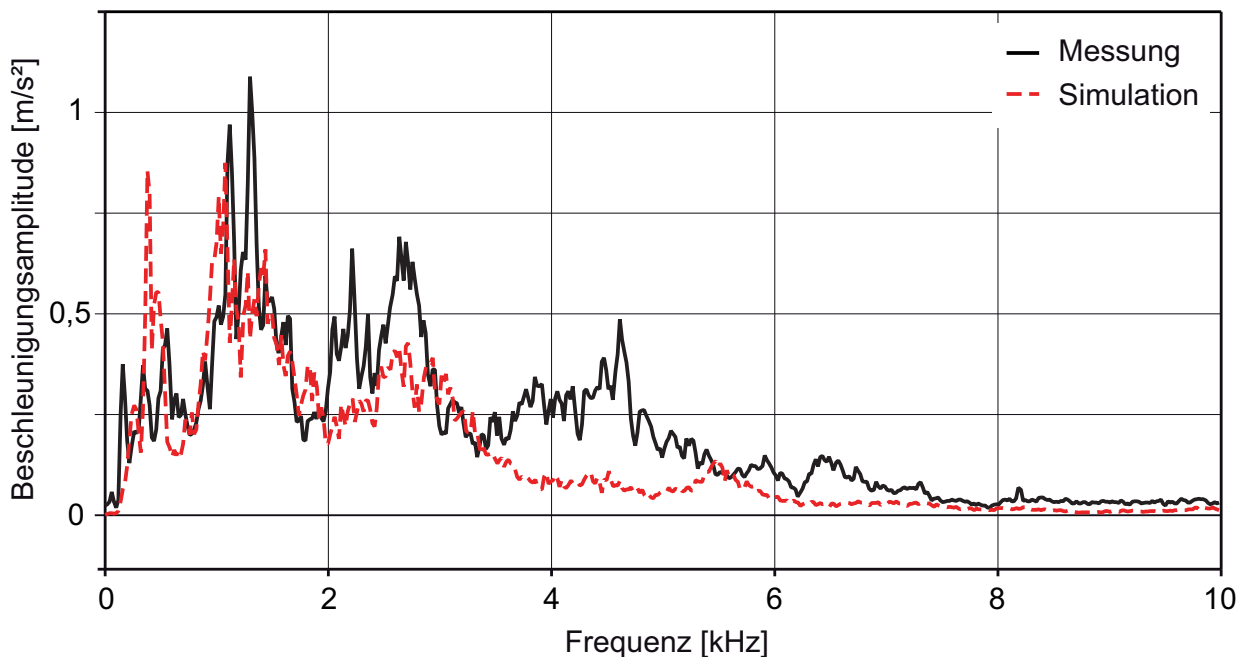


Abb. 5.17. Vergleich des Frequenzspektrums des Körperschalls zwischen Rechnung und Messung bei 500 rad/s^2 Rasselanregung (Festrad – Festrad Konfiguration)

Neben den reinen Körperschallpegeln ist auch das Frequenzspektrum der Gehäusebeschleunigung von Interesse. Abb. 5.17 zeigt das Spektrum eines gemessenen sowie eines simulierten Körperschallsignals für eine Konfiguration mit zwei Festrädern, einer Anregung von 500 rad/s^2 und mittlerem Verdrehflankenspiel. Die Spektren sind relativ breitbandig und stimmen qualitativ gut überein. Im Bereich zwischen $3,5$ und 5 kHz weist das reale Getriebe Anteile auf, die in der Simulation nicht erfasst werden. Umgekehrt hat die Simulation bei ca. 400 Hz einen Peak, der in der Realität nicht auftritt und vermutlich auf eine zu schwach bedämpfte Eigenform zurückzuführen ist. Dennoch bleibt festzuhalten, dass mit den entwickelten Simulationsverfahren nicht nur Aussagen zu den Pegelhöhen der Rasselgeräusche an sich getroffen werden können, sondern auch deren Charakteristik abgebildet wird.

Luftschall

Im letzten Schritt soll geklärt werden, ob mit den berechneten und gemessenen Körperschallpegeln auch Aussagen zum emittierten Luftschall möglich sind. Der Prüfstand wurde so aufgebaut, dass qualitativ hochwertige Luftschalldruckpegelmessungen möglich sind, siehe Abschnitt 5.1. Bei allen durchgeführten Messungen wurden somit die Luftschalldruckpegel an drei Positionen im Prüfraum aufgenommen, vgl. Abb. 5.2.

Beispielhaft sind die Ergebnisse für die Messungen mit unterschiedlichen Verdrehflankenspielen in Abb. 5.18 dargestellt. Gezeigt sind wie zuvor der Körperschallpegel an der stirnseitigen Gehäusemessstelle sowie der logarithmische Mittelwert aus den A-bewerteten Schalldruckpegeln der drei Mikrophone. Es kann zwar nicht direkt vom Verlauf des Körperschalls auf den Luftschall geschlossen werden, es sind aber sehr gute quali-

tative Aussagen möglich. Das heißt, Varianten mit höherem Körperschallpegel weisen auch höhere Luftschalldruckpegel auf, so lange dasselbe Grundgetriebe verwendet wird.

Abb. 5.19 zeigt die Frequenzspektren von Körperschall und Luftschall aus der Messung mit mittlerem Verdrehflankenspiel. Die Spektren stimmen nicht komplett überein, es sind aber wiederum qualitative Rückschlüsse vom Frequenzgehalt des Körperschalls auf den des Luftschalls möglich.

Obige Aussagen bestätigten sich auch in allen anderen Messungen. Somit ist der Körperschallpegel zum Vergleich von unterschiedlichen Varianten ausreichend. Für die Betrachtung der Körperschallweiterleitung in die Karosserie sowie in den Innenraum ist ohnehin der vom Getriebe erzeugte Körperschallpegel maßgebend. Damit ist es legitim, bei der simulativen Untersuchung und Bewertung der Rasseigenschaften von Fahrzeuggetrieben auf die Berechnung des emittierten Luftschalls zu verzichten.

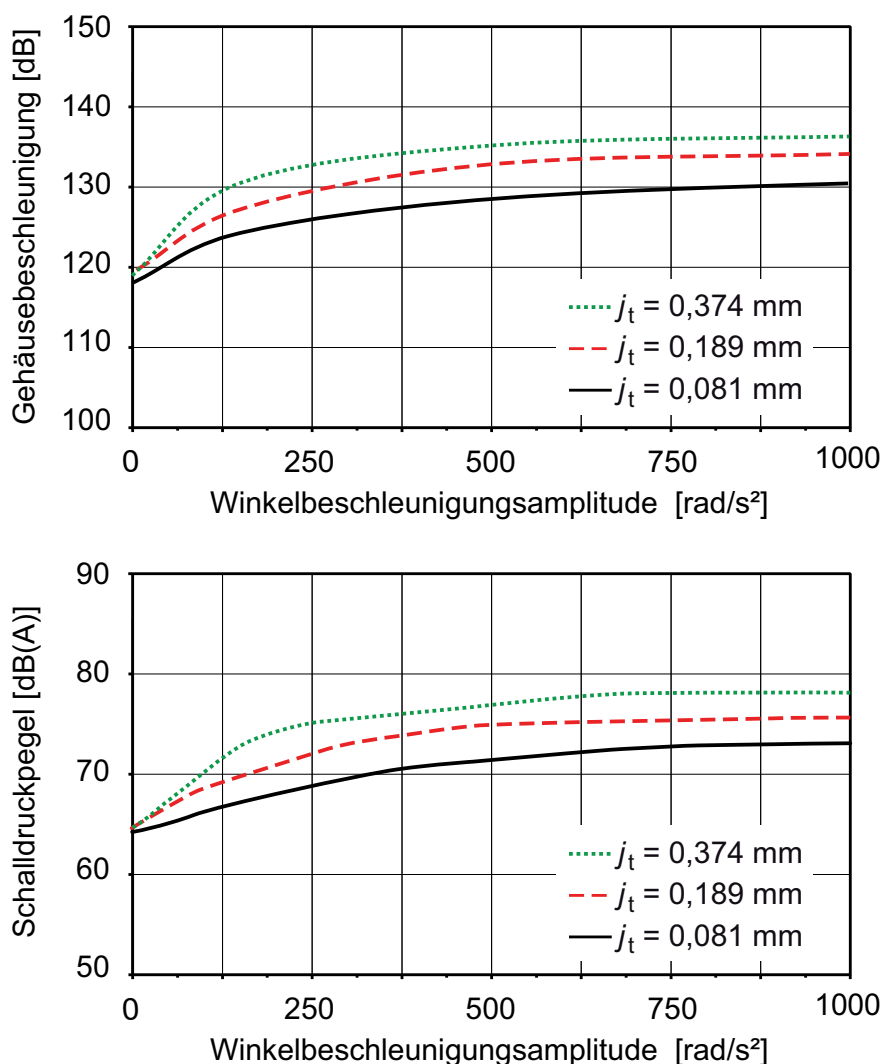


Abb. 5.18. Vergleich von gemessenen Luft- und Körperschallpegeln für verschiedene Verdrehflankenspiele bei einer rasselnden Verzahnung

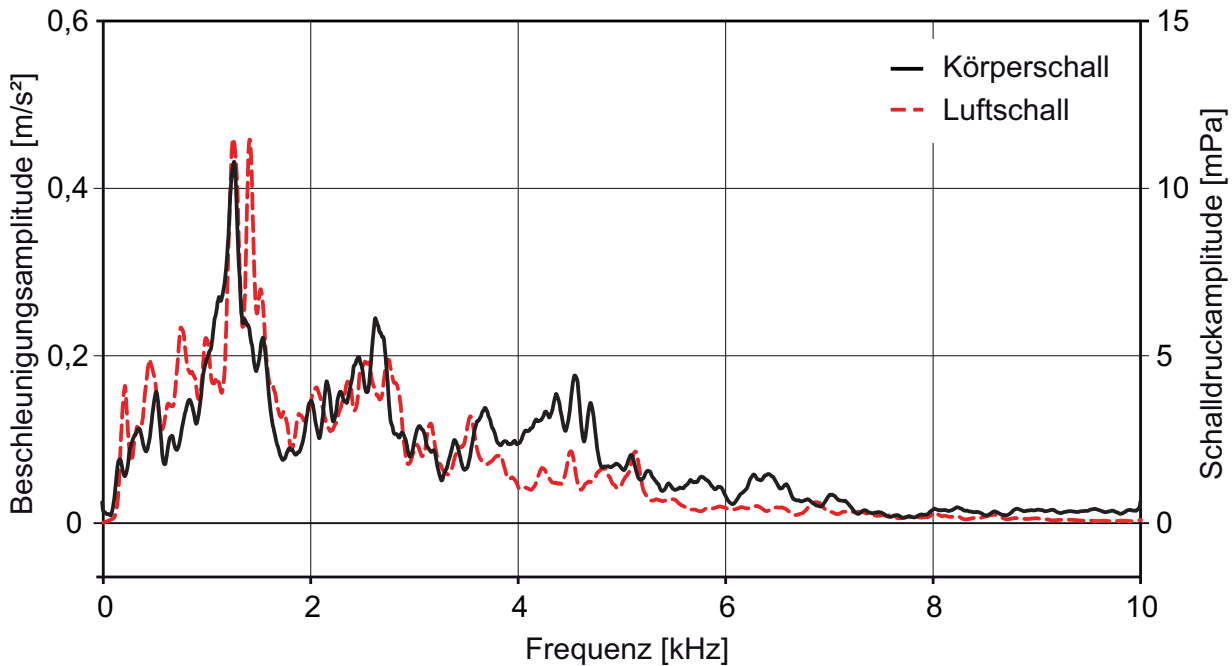


Abb. 5.19. Vergleich des Frequenzspektrums von gemessenem Körper- und Luftschall bei 500 rad/s^2 Rasselanregung

5.5.2 Unter Last stehende Verzahnung

Nachfolgend wird eine unter Last stehende Verzahnung betrachtet. Hierbei wurde die Konfiguration Festrad – Festrad verwendet und die Antriebswelle auf eine konstante Drehzahl geregelt. Am Abtrieb wurden unterschiedlich große Momente aufgebracht. Zur Erzielung hoher Anregungspegel wurde eine Geradverzahnung verwendet. Die Übersetzung betrug $i = 0,64$. Da der Antriebsmotor maximal 71 Nm Drehmoment zur Verfügung stellt, beträgt damit das höchstmögliche Abtriebsmoment ca. 45 Nm . Als Öl kam wieder das Mineralöl mit einer Viskosität von $\eta = 9,47 \text{ mPas}$ bei einer Ölsumpftemperatur von 80° C zum Einsatz.

Abb. 5.20 zeigt die berechneten und gemessenen Körperschallpegel an der stirnseitigen Messstelle (vgl. Abb. 4.3) über dem Abtriebsmoment für 900 1/min und 1100 1/min Eingangsdrehzahl. Die Abweichungen bei niedrigen Momenten resultieren wieder aus Grundvibrationen des Prüfstands im Betrieb, die in der Simulation nicht erfasst werden. Bei Momenten ab 10 Nm ist die Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung gut. Die beiden Verläufe bei unterschiedlichen Drehzahlen sind sehr ähnlich.

Zusätzlich zu den Pegeln wurden die Frequenzspektren der berechneten und gemessenen Körperschallpegel verglichen, siehe Abb. 5.21. Im Vergleich zum Verzahnungsrasseln, bei dem sich relativ breitbandige Spektren ausbilden (vgl. Abb. 5.17), zeigen sich bei einer Verzahnung unter Last diskrete Linien. Diese resultieren aus der Zahneingriffsfrequenz und ihren höheren Ordnungen. Die Zahneingriffsfrequenz ergibt sich zu

$$f_z = n_1 \cdot z_1 = 900 \frac{1}{\text{min}} \cdot 61 = 915 \text{ Hz} \quad (5.3)$$

mit der Antriebsdrehzahl n_1 und der Zähnezahl des Zahnrades auf der Eingangswelle z_1 . Je nachdem wie gut das Übertragungsverhalten des Gehäuses bei der jeweiligen Frequenz ist, sind die einzelnen Ordnungen unterschiedlich stark ausgeprägt.

Im Bild sind die Frequenzen von der 1. bis zur 11. Ordnung zu erkennen, wobei vor allem die 1. bis 7. Ordnung deutlich ausgeprägt sind. Die Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung ist gut, mit Ausnahme der 4. Ordnung bei ungefähr 3,7 kHz. Diese tritt in der Simulation deutlich hervor, wird in der Messung aber nahezu vollständig weggedämpft. Die Ursache könnte in der bei der Simulation für alle Gehäusemoden konstant angenommene Dämpfung liegen, welche die Realität nicht exakt abbildet, vgl. Abschnitt 4.3. Dennoch lässt sich sagen, dass die Simulation die grundsätzliche Frequenzcharakteristik des realen Systems wiedergibt.

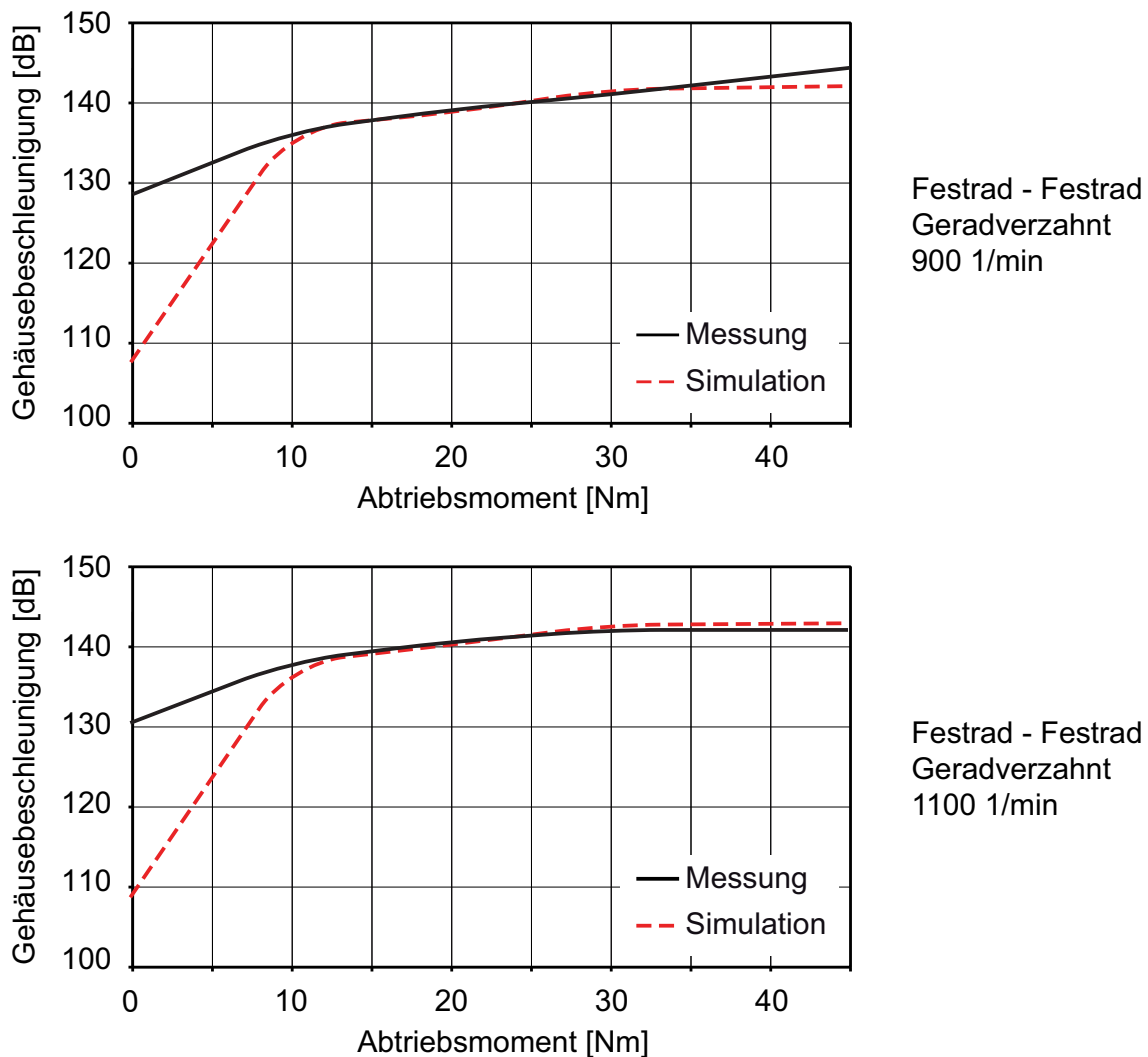


Abb. 5.20. Vergleich des Körperschallpegels zwischen Rechnung und Messung für verschiedene Drehzahlen bei einer Verzahnung unter Last

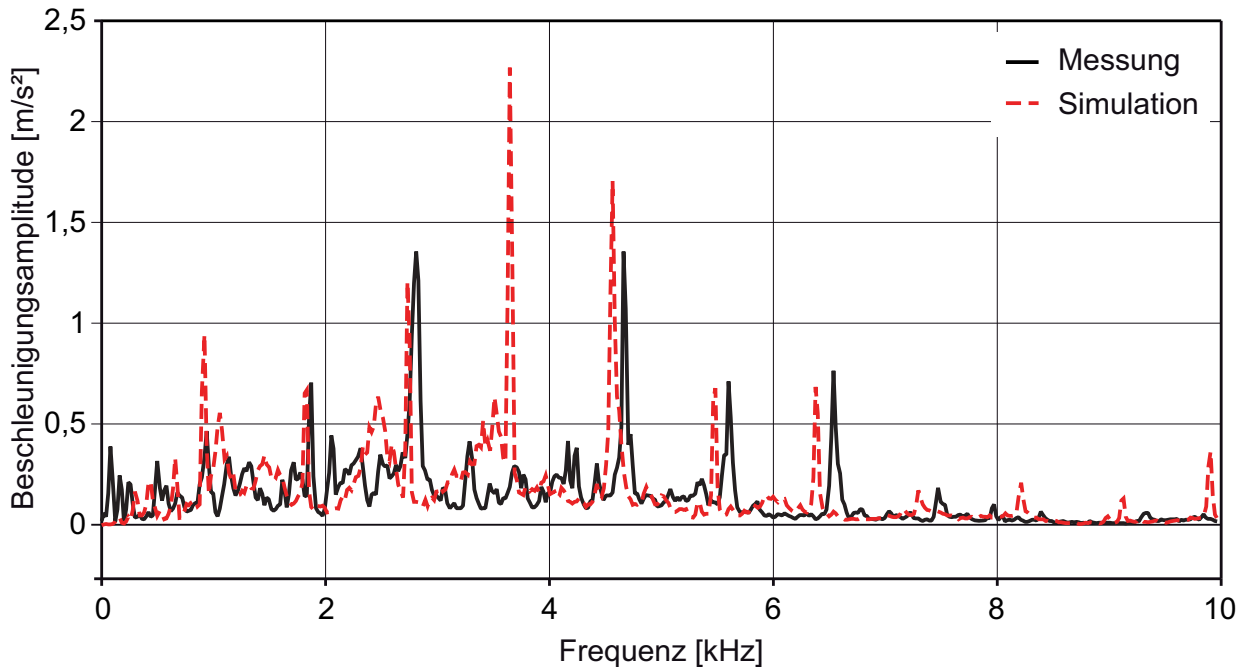


Abb. 5.21. Vergleich des Frequenzspektrums des Körperschalls zwischen Rechnung und Messung bei einer Verzahnung unter 30 Nm Last und 900 1/min Antriebsdrehzahl

5.5.3 Synchronringrasseln

Nachdem in bisherigen Betrachtungen die Verzahnung untersucht wurde, wird im Folgenden eine Rasselanregung des Synchronrings betrachtet. Hierzu wurde das Prüfgetriebe über die Ausgangswelle angetrieben, vgl. Abb. 5.8, der Antriebsmotor, der am gleichen Gestell wie das Getriebe befestigt ist, stand dabei still, vgl. Abb. 5.1. Hierdurch sind die Grundschwingungen des Prüfstands im Vergleich zu vorhergehenden Messungen deutlich geringer. Zudem wurde das Simulationsmodell nicht mit dem gemessenen, sondern mit einem synthetisch nachgebildeten Drehzahlverlauf beaufschlagt, da die Abtriebsdrehzahl nicht mit entsprechender Auflösung erfasst wurde. Der sich einstellende Pegelunterschied aufgrund fehlender höherfrequenter Drehschwingungsanteile in der Anregung wurde mit vorhergehenden Simulationen abgeschätzt und entsprechend korrigiert.

Die Ergebnisse des Vergleichs zeigt Abb. 5.22. Grundsätzlich erzeugt der rasselnde Synchronring aufgrund seiner geringen Masse deutlich geringere Pegel als die oben betrachtete rasselnde Verzahnung. Der Pegel steigt bis zu einer Anregung von 150 rad/s^2 zunächst steil an, um dann etwas abzuflachen. Eine Analyse des Körperschallrohsignals zeigt, dass es bis dahin nur zu einseitigen Stößen kommt, d.h. der Synchronring immer an der gleichen Spielgrenze anstößt. Ab ca. 300 rad/s^2 treten beidseitige Stöße auf, und es kommt damit zu einem zweiten steileren Pegelanstieg. Dieses Verhalten wird genauso wie die absoluten Pegel sehr gut durch das Simulationsmodell nachgebildet.

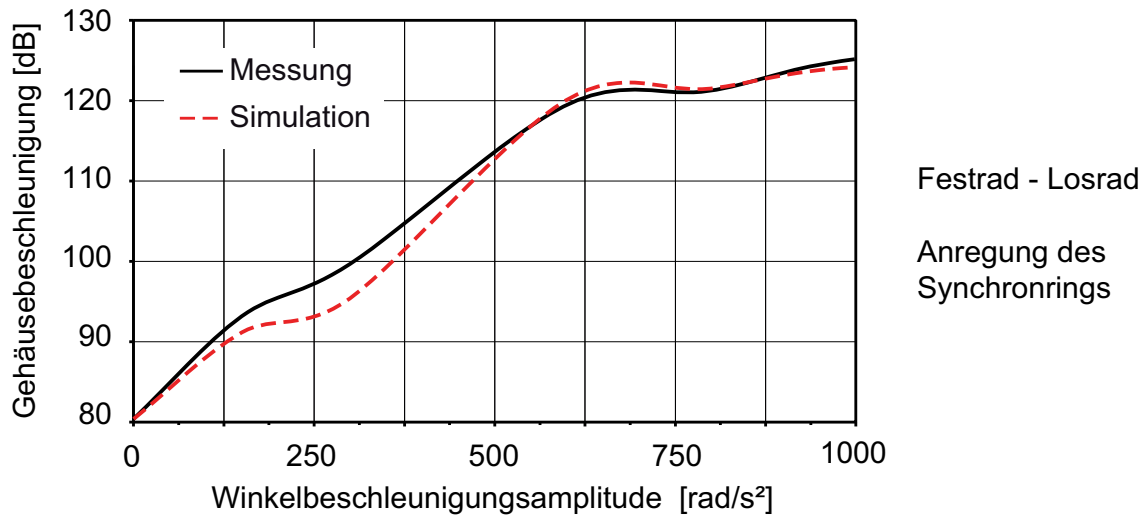


Abb. 5.22. Vergleich des Körperschallpegels zwischen Rechnung und Messung bei Rasselanregung des Synchronrings

In Summe lässt sich festhalten, dass Simulation und Messung gut korrelieren. Sowohl die Differenzwinkel als auch die aus einer Anregung der Verzahnung bzw. des Synchronrings resultierenden Körperschallpegel zeigen mit wenigen Ausnahmen eine sehr gute Übereinstimmung. Zudem wird der Frequenzgehalt der resultierenden Schwingungen treffend abgeschätzt. Der Abgleich mit Luftschallmessungen zeigt, dass in Hinblick auf Schallemissionen zumindest relative Aussagen möglich sind. Die entwickelten Modelle und Verfahren sind somit für eine rechnerische Bestimmung von Getriebegeräuschen geeignet.

6 Parameterstudien

Im Folgenden werden Variationen von Verzahnungs- und Synchronringparametern untersucht. Die Lagerparameter werden nicht zusätzlich separat betrachtet, da die verwendeten Wälzlagerkennfelder nur wenige Variationsmöglichkeiten zulassen und Gleitlager bei ausgeführten Getrieben nur als Axiallager bei Losrädern zum Einsatz kommen. Zudem haben die Gleitlager, wie Voruntersuchungen gezeigt haben, nur geringen Einfluss auf die Getriebedynamik. Dennoch wird dies in der Simulation der Lagereigenschaften berücksichtigt, falls Parameter wie z. B. die Ölviskosität geändert werden, die Einfluss auf die Lagereigenschaften haben,

Zur Durchführung der Untersuchungen wurde das in Abschnitt 5.2 vorgestellte Versuchsgetriebe verwendet. Da sehr viele Variationen durchgeführt wurden, wurde aus Rechenzeitgründen auf ein elastisch modelliertes Gehäuse verzichtet und für Geräuschbetrachtungen der Anregungspegel der Lager herangezogen. Das restliche Modell entspricht dem in Abschnitt 5.4 behandelten. Zudem wurde, falls nicht anders erwähnt, ausschließlich die analytische Berechnung der Zahnkräfte und der Synchronringkräfte verwendet.

6.1 Verzahnungsparameter

Bei der Variation der Verzahnungsparameter werden die Themen Verzahnungsrasseln und unter Last stehende, d. h. leistungsführende Verzahnung getrennt behandelt. Ausgangspunkt war je eine geradverzahnte und eine schrägverzahnte Zahnradstufe mit einer Übersetzung von 0,64, wie sie auch zum Abgleich mit Messungen in Kapitel 5 verwendet wurden (vgl. Tabelle 5.1). Ausgehend von einem Satz Ausgangsparameter wurden die einzelnen Größen nacheinander variiert. Die tribologischen Parameter der Ausgangssituation wie Ölviskosität, Dichte etc. sowie die geometrischen Parameter und Betriebsbedingungen wurden dabei so gewählt, dass sie denen eines realen Fahrzeuggetriebes möglichst nahe kommen.

6.1.1 Verzahnungsrasseln

Zur Untersuchung des Verzahnungsrasseln wurde sowohl die Konfiguration mit Festrad – Festrad als auch die mit Festrad – Losrad betrachtet, vgl. Kapitel 5, wobei die folgenden zeitlichen Verläufe mit der Festrad – Festrad Anordnung bestimmt wurden. Falls nicht anders angegeben, wird die schrägverzahnte Variante verwendet, das Getriebe mit einer mitt-

leren Drehzahl von 900 1/min angetrieben und eine sinusförmige Anregung mit der 2. Motorordnung überlagert.

Zeitliche Verläufe

Abb. 6.1 zeigt die relative Verdrehung der Zahnräder zueinander bezogen auf das abtriebsseitige Rad und die Normalkräfte auf die einzelnen Zähne während des Zusammentreffens der Flanken für unterschiedliche Anregungsamplituden. Bei 20 rad/s^2 Anregung kommt es zum Abheben und es treten erste Stöße an der Zugflanke auf. Während der Berührungsdauer von ungefähr 15 ms kommen nacheinander mehrere Zähne in Eingriff. Diese erzeugen jeweils eine Kraftspitze und schwingen anschließend aus.

Bei einer Anregung von 500 rad/s^2 sind die Rasselschwingungen voll ausgeprägt und es kommt zu Stößen an der Zug- und Schubflanke. Die im unteren Bild abgebildeten Stöße dauern ungefähr 10 ms. Dabei sind wieder nacheinander mehrere Zähne beteiligt. Die Kraftspitzen treten ungleichmäßig auf, sind aber im Mittel deutlich höher als bei 20 rad/s^2 . Die zeitlichen Verläufe sind unregelmäßiger.

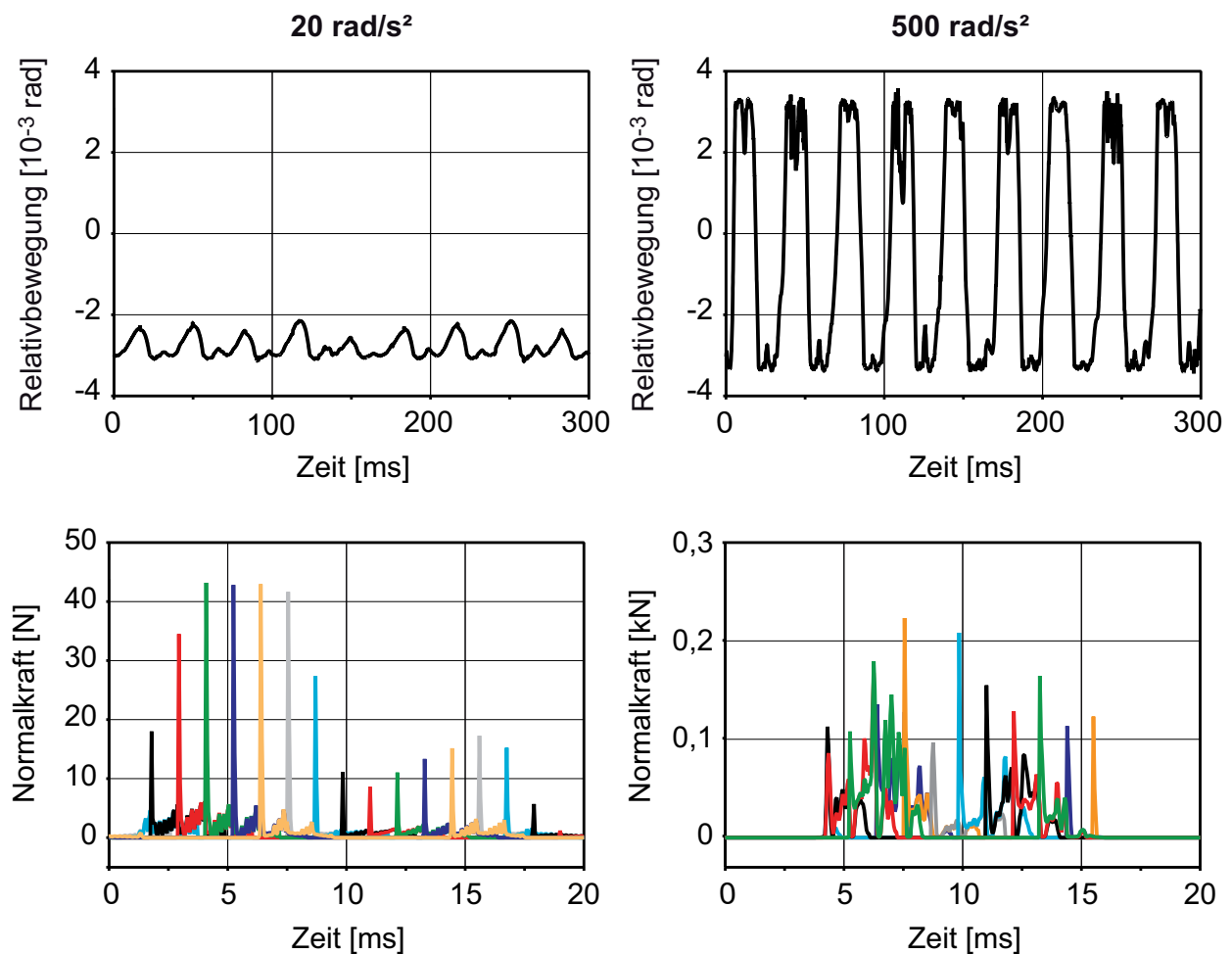


Abb. 6.1. Relative Zahnradbewegung und Normalkräfte auf die einzelnen Zähne während Rasselstößen bei unterschiedlich starken Anregungen

Durch eine Beteiligung mehrerer Zähne wird deutlich, dass das Abwälzen der Zahnflanken aufeinander von Bedeutung ist und ein Rasselstoß nicht als reiner Quetschvorgang, d. h. reine Bewegung der Flanken in Normalenrichtung betrachtet werden kann.

In Abb. 6.2 sind exemplarisch die gesamte Normalkraft, die Normalkraft aus Festkörperkontakt, die gesamte Tangentialkraft sowie die minimale Schmierfilmdicke an einer einzelnen Zahnflanke während eines Stoßes bei 500 rad/s^2 abgebildet. Variiert wird die Viskosität, wobei der Ausgangspunkt $\eta = 9,5 \text{ mPas}$ ist. Die Gesamtnormalkraft ist nahezu unabhängig von der Viskosität. Der Festkörpertraganteil und damit die Normalkraft resultierend aus Festkörperkontakt steigen deutlich mit sinkender Viskosität, die Kraft ist aber insgesamt eine Zehnerpotenz kleiner als die gesamte Normalkraft. Dennoch kann festgehalten werden, dass es während des Rasselns zu Mischreibungszuständen kommt.

Im gezeigten Beispiel steigt die Tangentialkraft mit sinkender Viskosität, da der Festkörperreibanteil zunimmt und bei Fluidreibung die abnehmende Schmierpalthe die abnehmende Viskosität kompensiert. Wird nicht nur ein Stoß betrachtet, sondern über mehrere gemittelt, drehen sich die Verhältnisse teilweise um, so dass im Mittel die Tangentialkräfte beim Rasseln unabhängig von der Viskosität sind.

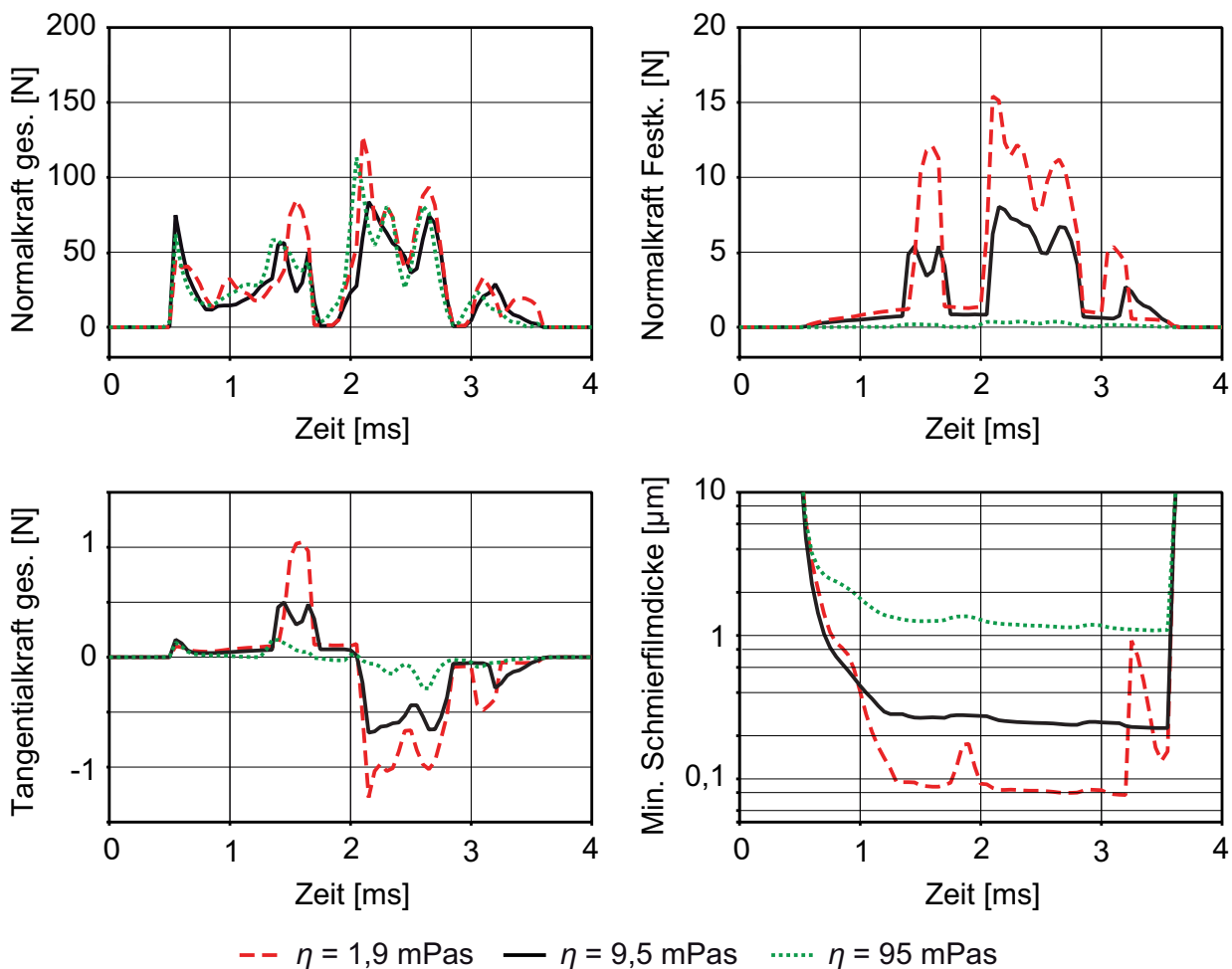


Abb. 6.2. Gesamte Normalkraft, Normalkraft aus Festkörperkontakt, gesamte Tangentialkraft und minimale Schmierfilmdicke an einer einzelnen Zahnflanke für 500 rad/s^2 Anregung und unterschiedliche Viskositäten

In Abb. 6.2 rechts unten dargestellt ist die minimale Schmierfilthöhe. Deutlich zu erkennen ist, dass mit zunehmender Viskosität die Schmierfilmdicke steigt. Zu Beginn des Eingriffs treten transiente Effekte auf, da die Schmierfilthöhe nicht sofort auf den endgültigen Wert sinkt. Erst nach einer gewissen Zeit ist das Öl zwischen den Flanken verdrängt. Je höher die Viskosität ist, desto träger verhält sich der Schmierfilm. Dies zeigt sich an der Schmierfilthöhe bei der geringsten Viskosität von $\eta = 1,9$ mPas, welche sehr schnell bei einem Abfall der Normalkraft in der Mitte des Eingriffs und am Ende ansteigt, während sich die Spalthöhe bei höheren Viskositäten träger verhält.

Abb. 6.3 zeigt dieselben Größen für unterschiedliche Übersetzungen. Mit zunehmender Übersetzung wird der Durchmesser des antreibenden Rades kleiner und damit auch die am Zahn aus den Drehschwingungen resultierenden Anregungsamplituden. Die Normal- und Tangentialkräfte sinken. Deshalb ändert sich die minimale Schmierfilthöhe nur geringfügig, trotz mit der Übersetzung abnehmender Summengeschwindigkeiten an den Zahnflanken.

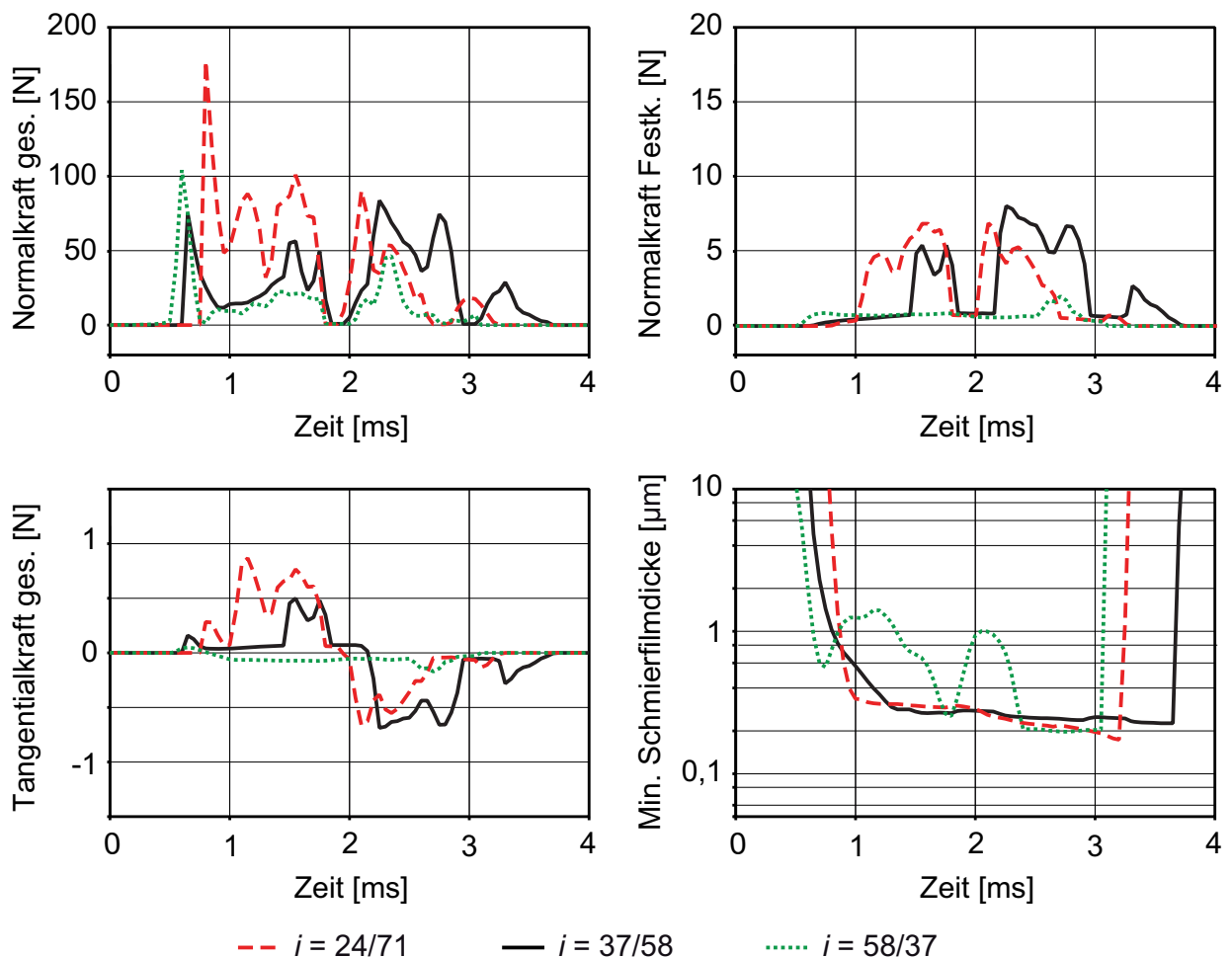


Abb. 6.3. Gesamte Normalkraft, Normalkraft aus Festkörperkontakt, gesamte Tangentialkraft und minimale Schmierfilmdicke an einer einzelnen Zahnflanke für 500 rad/s^2 Anregung und unterschiedliche Übersetzungen

Aufgrund geringerer Normalkräfte zeigt im gewählten Beispiel die größte Übersetzung von $i = 58/37$ die höchste Dynamik bei der Schmierfilthöhe sowie die geringsten Normalkräfte aus Festkörperkontakt.

Kenngrößen in Abhängigkeit der Anregung

Abb. 6.4 zeigt integrale Kenngrößen für unterschiedliche Viskositäten über der Anregungsamplitude aufgetragen. Der Anregungspegel wurde dabei in Anlehnung an Müller [Mül09] wie folgt definiert

$$L_A = 20 \lg \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^k F_i^2}}{1 \cdot 10^{-6} \text{ N}} \quad (6.1)$$

mit der Amplitude der i -ten Fourierkomponente der dynamischen absoluten Kraft des Festlagers an der Ausgangswelle F_i und der Anzahl der berücksichtigten Glieder k , wobei im vorliegenden Fall alle Glieder bis zu einer Frequenz von 10 kHz Verwendung finden.

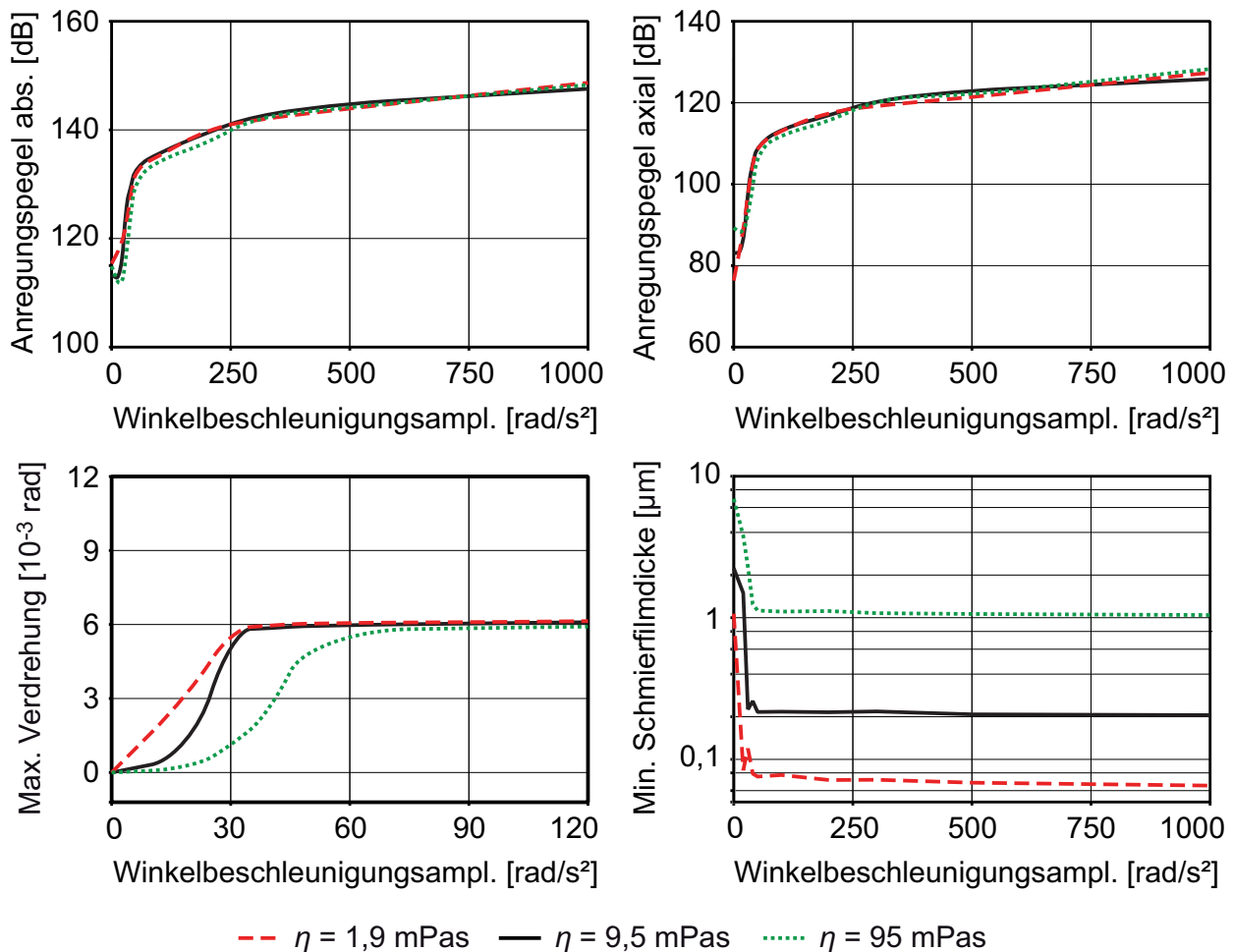


Abb. 6.4. Absoluter Anregungspegel, axialer Anregungspegel, maximale Verdrehung innerhalb des Verdrehflankenspiels und minimale Schmierfilmdicke über der Anregungsamplitude für unterschiedliche Viskositäten

Der Anregungspegel ist ein direktes Maß für resultierende Geräusche. Für den axialen Anregungspegel wurde äquivalent nur die Axialkomponente der Lagerkraft verwendet. Beide Pegel sind nahezu unabhängig von der Viskosität. Normalerweise würde man mit der Viskosität sinkende Anregungspegel erwarten, da das Schleppmoment steigt. Das betrachtete Getriebe weist allerdings nur sehr wenige Bauteile und damit ein geringes Schleppmoment zwischen 0,2 ($\eta = 1,9$ mPas) und 0,7 Nm ($\eta = 95$ mPas) auf, weshalb zwar ein Einfluss auf die Klappergrenze besteht, die Änderung der Anregungspegel mit der Viskosität bei ausgeprägtem Rasseln allerdings vernachlässigbar ist.

Weiterhin dargestellt ist die maximale Verdrehung der Zahnräder zueinander, an der der Rasselbeginn und der Beginn zweiseitiger Stöße abgelesen werden kann. Ab dem Rasselbeginn kommt es zu einer Verdrehung größer null. Sobald zweiseitige Stöße auftreten, bleibt die maximale Verdrehung konstant auf dem Wert von $6 \cdot 10^{-3}$ rad, welcher dem Verdrehflankenspiel entspricht. Die Klappergrenze steigt mit der Viskosität, liegt aber aufgrund der geringen Schleppmomente allgemein auf einem niedrigen Niveau.

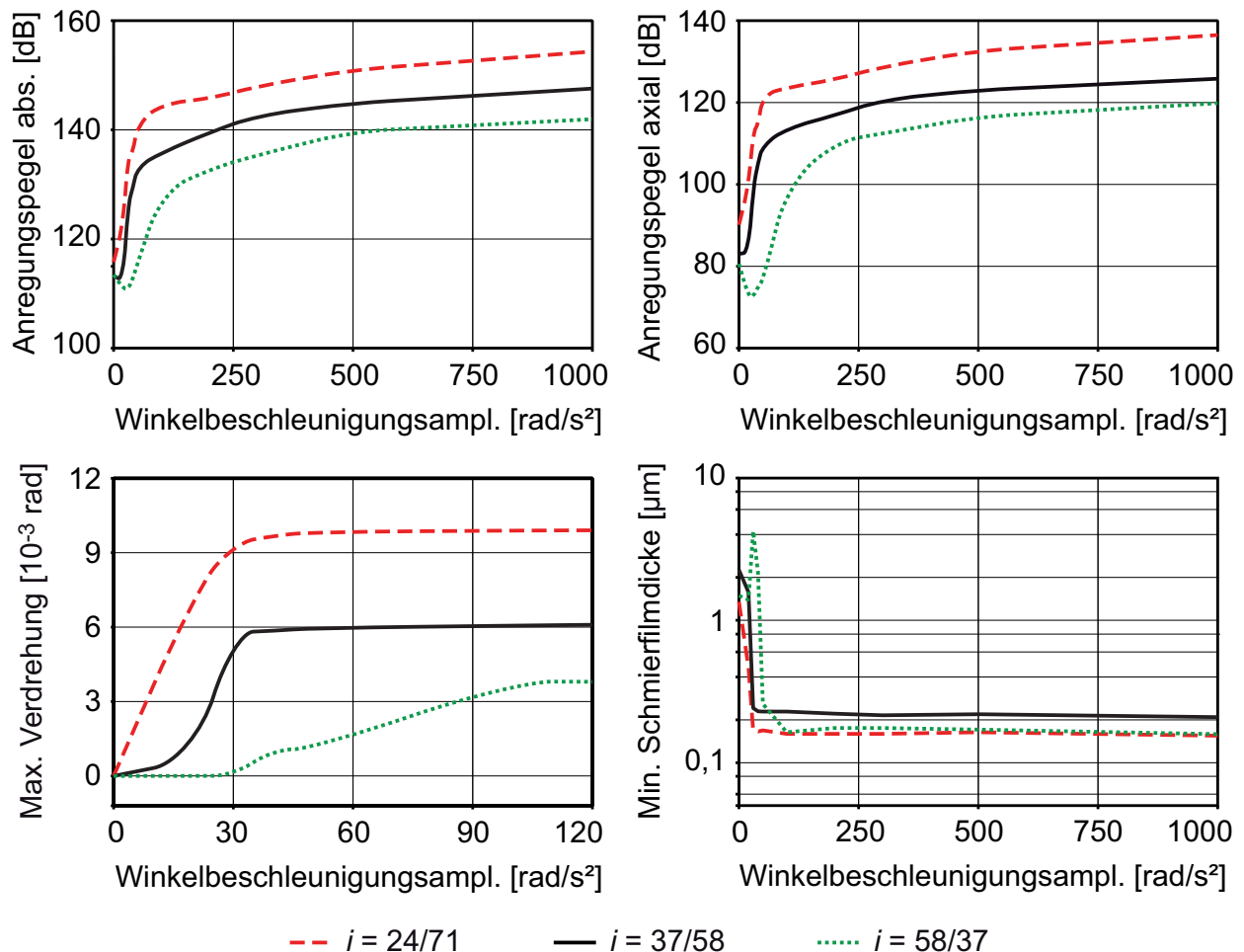


Abb. 6.5. Absoluter Anregungspegel, axialer Anregungspegel, maximale Verdrehung innerhalb des Verdrehflankenspiels und minimale Schmierfilmdicke über der Anregungsamplitude für unterschiedliche Übersetzungen

Als vierte integrale Größe ist die minimale Schmierfilmdicke in den Zahnkontakten dargestellt, die aufgrund der steigenden Zahnkräfte durch die Stöße stark abfällt, sobald die Verzahnung zu Rasseln beginnt. Hier zeigt sich ein deutlicher Viskositätseinfluss.

Abb. 6.5 zeigt die Situation für unterschiedliche Übersetzungen. Aufgrund kleiner werdender Amplituden am Zahn sinken die Anregungspegel mit der Übersetzung. Da die dargestellte maximale Verdrehung auf das Abtriebsrad bezogen ist, wird diese ebenfalls kleiner. Die Zahnradstufe beginnt bei hohen Übersetzungen erst später zu rasseln und es treten auch erst später beidseitige Stöße ein. Dies ist bei $i = 58/37$ erst bei ca. 100 rad/s^2 der Fall, wohingegen die anderen Übersetzungen schon ab ca. 40 rad/s^2 zweiseitige Stöße zeigen.

Die minimale Schmierfilmdicke hängt davon ab, ob der Einfluss der mit der Übersetzung geringer werdenden Kräfte oder der der sinkenden Summengeschwindigkeit überwiegt. Im vorliegenden Fall zeigt die mittlere Übersetzung die größten Schmierfilmdicken.

Die Situation für unterschiedliche Schrägungswinkel zeigt Abb. 6.6.

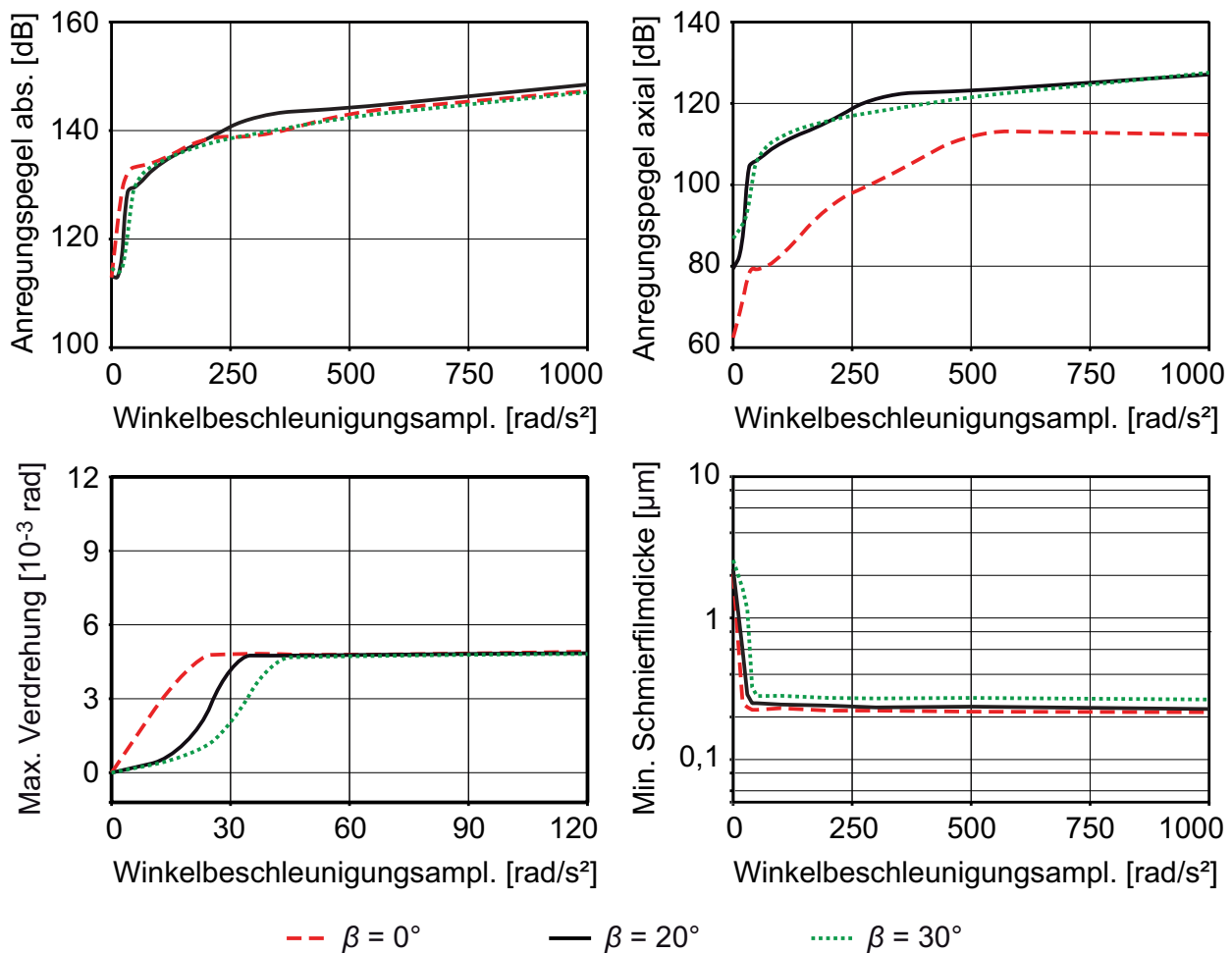


Abb. 6.6. Absoluter Anregungspegel, axialer Anregungspegel, maximale Verdrehung innerhalb des Verdrehflankenspiels und minimale Schmierfilmdicke über der Anregungsamplitude für unterschiedliche Schrägungswinkel

Entgegen der sonst in der Literatur zu findenden Abhängigkeit fällt der Anregungspegel nicht mit dem Schrägungswinkel. In den Anregungspegel fließt die absolute Lagerkraft ein und der sinkende Radialanteil wird durch die axiale Komponente überkompensiert, was im axialen Anregungspegel zu erkennen ist. Wie sich letztlich das resultierende Geräusch verhält, hängt von der Gehäusegestaltung ab, d. h. davon, wie empfindlich dieses auf Radial- bzw. Axialkräfte reagiert. Der leichte Anstieg des axialen Anregungspegels über der Anregung für $\beta = 0^\circ$ resultiert nicht aus der Verzahnung, sondern aus einer überlagerten Eigenschwingung der elastischen Ausgangswelle, die bei einer Anregung von 500 rad/s^2 besonders ausgeprägt ist.

Der Rasselbeginn wird mit steigendem Schrägungswinkel zu höheren Anregungen verschoben. Die Normalkräfte auf die Zahnflanken sinken, da die Flanken zunehmend schief aufeinandertreffen und aneinander abgleiten. Aus diesem Grund steigt die minimale Schmierfilmdicke an.

Druckverteilungen und Spalthöhe

Für den Vergleich dreier unterschiedlicher Viskositäten aus Abb. 6.2 werden jeweils für den Zeitpunkt der maximalen Normalkraft die Verteilung des Fluiddrucks, des Festkörperkontaktdrucks sowie die Schmier-spalthöhe mit Hilfe der zweidimensionalen numerischen Lösungsvariante bestimmt. Hierbei wird eine Breitenballigkeit der Flanken von $5 \mu\text{m}$ angenommen. Die Ergebnisse zeigt Abb. 6.7.

Der Fluiddruck erreicht Werte von maximal 2000 bar, ist lokal auf der Flanke konzentriert und etwas in Richtung Einlauf verschoben. Die Beschreibung der verwendeten Koordinaten x_g und y_g kann Abb. 3.2 entnommen werden. Mit zunehmender Viskosität sinkt der Maximaldruck und der Bereich mit wirkenden Drücken wird größer, so dass die resultierende Kraft näherungsweise konstant bleibt, vgl. Abb. 6.2.

Bei niedrigen Viskositäten entstehen nennenswerte Festkörperkontaktdrücke, d. h. auch während des Rasselns treten Mischreibungszustände auf. Diese sind jedoch deutlich kleiner als die Fluiddrücke und fallen mit steigender Viskosität d. h. steigender Schmierfilmdicke merklich ab.

Im unteren Teil ist die resultierende Spaltform aufgezeigt, wobei die Spalthöhe zur besseren Darstellung positiv von oben nach unten aufgetragen ist. Die Spalthöhe steigt deutlich mit der Viskosität. Bei niedrigen Viskositäten lässt sich eine leichte Abplattung im Kontakt erkennen. In Summe kann der vorliegende Schmierzustand jedoch als nahezu hydrodynamisch beschrieben werden, d. h. die Verformung der Flanken ist von untergeordneter Bedeutung. Weitere und detaillierte Studien zu den Druckverteilungen z. B. zum Einfluss von Breitenballigkeit und Schrägungswinkel finden sich im nächsten Abschnitt zu unter Last stehenden Verzahnungen.

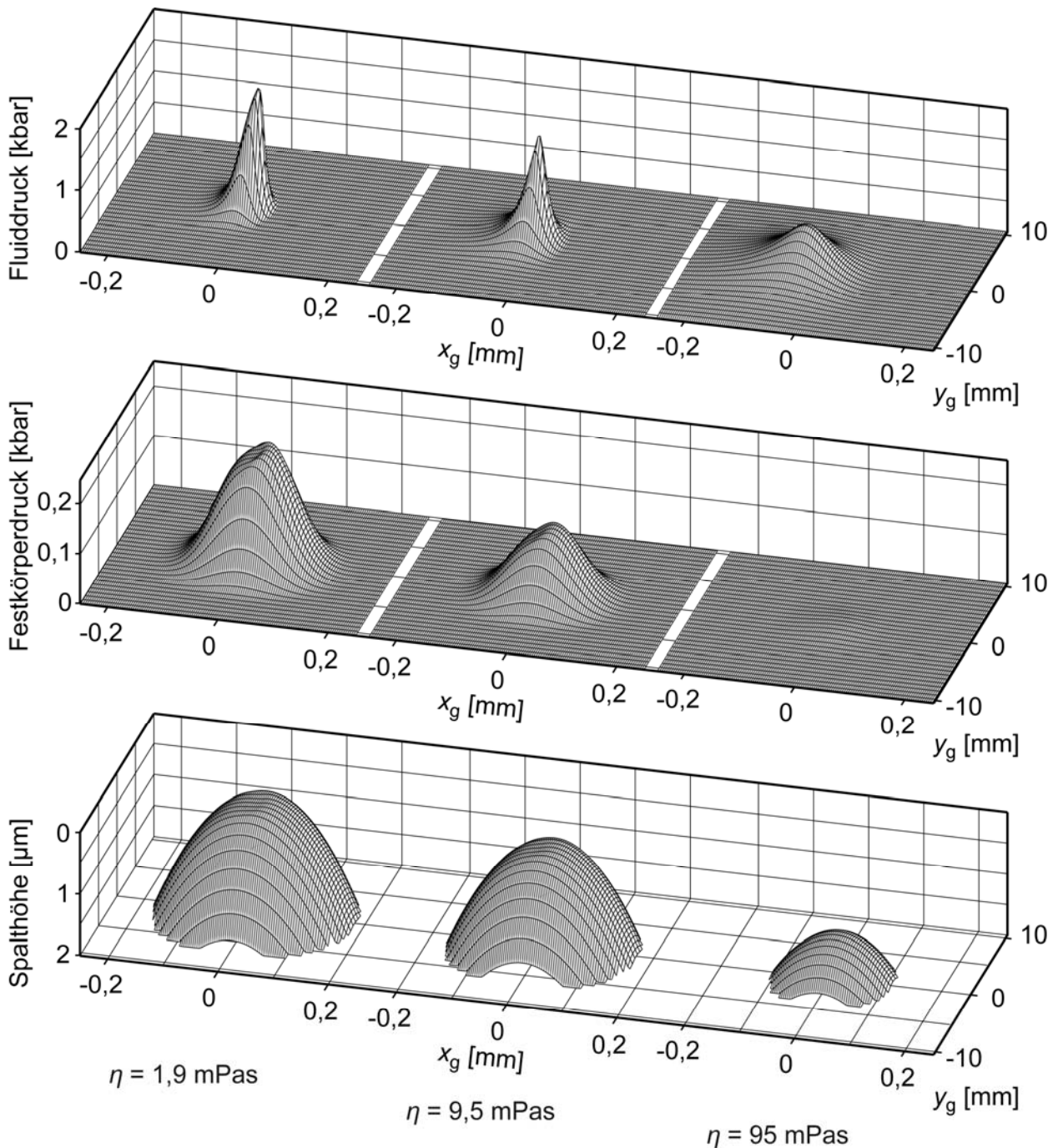


Abb. 6.7. Fluiddruck, Festkörperkontaktdruck und Schmier-spalthöhe auf einer einzelnen Zahnflanke während eines Rasselstoßes für unterschiedliche Viskositäten

Übersicht über die untersuchten Parameter

Neben den bereits beschriebenen Parametern wurden zahlreiche weitere untersucht. Jeder Parameter wurde einzeln in vier Stufen variiert, sowohl mit der Festrad – Festrad als auch mit der Festrad – Losrad Konfiguration, wobei die Unterschiede zwischen den Konfigurationen marginal waren. Die übrigen Parameter blieben in ihrer Ausgangssituation. Es wurden wesentliche Kenngrößen für verschiedene Anregungen zwischen 0 und 1000 rad/s², wie in

Abb. 6.4 bis Abb. 6.6 exemplarisch gezeigt, bestimmt. Die Ergebnisse der Untersuchungen zeigt Tabelle 6.1. Dargestellt sind die variierten Parameter, der Variationsbereich, wobei die Ausgangssituation jeweils fett hervorgehoben ist, und tendenzielle Einflüsse auf die Kenngrößen. Die Tendenzen sind dabei wie folgt zu verstehen: Die Klappergrenze steigt z. B. stark mit der Viskosität, d. h. der Pfeil zeigt steil nach oben, wohingegen der Normalkraftpegel konstant bleibt, d. h. der Pfeil waagrecht ist. Die Ausgangssituation wurde in Anlehnung an reale Parameter eines Fahrzeuggetriebes gewählt. Hierbei können Mischreibungszustände auftreten, so dass auch diese Einflüsse betrachtet werden.

Tabelle 6.1. Variationsbereich und tendenzielle Einflüsse verschiedener Parameter auf wesentliche Kenngrößen unbelasteter Verzahnungen unter Rasselanregung

			Klappergrenze	Normalkraftpegel	Tangentalkraftpegel	Min. Schmierfilmdicke	Festkörpertraganteil	Rasselgeräusch
Tribologische Parameter	Viskosität η	1,8 – 9,5 – 950 mPas	↗	→	→	↗	↘	→
	Dichte ρ	700 – 822 – 1200 kg/m ³	→	→	→	→	→	→
	Druck-Viskositätskoeff. α	10 – 25 – 50 1/GPa	→	→	↗	↗	↘	→
	Eyring'sche Schubsp. τ_0	0,1 – 4,5 – 8 MPa	→	→	↘	→	→	→
	Trockenreibungszahl μ	0,01 – 0,1 – 0,5	→	→	↗	→	→	→
	Kontaktdruckfaktor K	0,0001 – 0,0003 – 0,006	→	→	↗	→	↘	→
	Oberflächenrauheit $R_{q1,2}$	0,1 – 0,5 – 5 μm	→	→	↘	→	↘	→
	Benetzungshöhe h_{max}	20 – 50 – 500 μm	→	↗	→	→	→	→
	Schmierfilmausdehnung x_{in}	0,1 – 0,5 – 2 mm	→	→	→	→	→	→
Geometrische Parameter	Verdrehflankenspiel j_t	0,1 – 0,2 – 0,4 mm	→	↗	↗	→	→	↗
	Übersetzung i	0,33 – 0,64 – 1,57	↗	↘	↘	→	→	↘
	Trägheitsmoment Losrad J	0,34 – 0,54 – 1,5 g m ²	↘	↗	↗	→	→	↗
	Schrägungswinkel β	0 – 20 – 30°	↗	↘	↘	↗	↘	→
	Kopfrücknahme 35%	0 – 15 μm	→	↗	↗	→	→	→
Betriebsparam.	Antriebsdrehzahl n	900 – 2000 1/min	↗	↗	↗	↗	↘	↗
	Anregungsordnung	1,5. – 2. – 4.	↗	↗	↗	→	→	↗
	Überlagerte Anregung	0 – 60%	→	→	→	→	→	→

Untersucht wurde der Einfluss der Parameter auf die Klappergrenze, d. h. die Anregungsamplitude, ab der erste Stöße auftreten, auf den quadratischen Mittelwert von Normal- und Tangentialkraft, auf die minimal auftretende Schmierfilmdicke, auf den Anteil der Festkörpennormalkraft an der gesamten Zahnnormalkraft sowie auf das Rasselgeräusch, d. h. den Anregungspegel an den Lagern bei voll ausgebildeten Rasselstößen. Klappergrenze und Rasselgeräusch bei ausgeprägtem Rasseln bestimmen die Losteilgeräusche. Die Tangentialkraft bestimmt die Reibungsverluste und die Schmierfilmdicke sowie der Festkörpertraganteil den Schmierzustand und somit den Verschleiß.

Eine Beschreibung der tribologischen Parameter findet sich in Kapitel 3. Die größten Änderungen erfahren bei Variation dieser Parameter die Schmierfilmdicke und die Tangentialkräfte, die Normalkräfte bleiben nahezu unverändert. Da die Normalkräfte um Zehnerpotenzen größer sind als die Tangentialkräfte, haben auch nur die Normalkräfte maßgeblichen Einfluss auf die resultierenden Rasselgeräusche. Somit ändert sich zwar bei Variation der tribologischen Parameter der Schmierzustand, das resultierende Rasselgeräusch bleibt allerdings im vorliegenden Fall nahezu unverändert. Etwas anders könnte sich die Situation darstellen, wenn anstatt des einfachen Prüfgetriebes komplette Fahrzeuggetriebe untersucht würden, da diese in Summe deutlich höhere Schleppmomente aufweisen.

Von den untersuchten geometrischen Parametern haben fast alle Einfluss auf das Rasselgeräusch. Bemerkenswert ist die Kopfrücknahme. Hierbei wurde bei beiden Zahnrädern auf je 35% der Zahnhöhe die Flanke linear um einen Betrag am Kopf zwischen 0 und 15 μm zurückgenommen. Entgegen der Erwartung stiegen die Kraftpegel leicht an. Dies kann an der vereinfachten Modellierung ohne Übergangsradien, an der geringen Last oder an der verwendeten Schrägverzahnung liegen, die auch ohne Korrektur einen günstigen Steifigkeitsverlauf ausweist.

Bei den Betriebsparametern wurden die Antriebsdrehzahl, die Anregungsordnung sowie eine überlagerte Anregung untersucht. Mit der Antriebsdrehzahl steigen die Anregungsfrequenz und damit die Stöße pro Zeiteinheit, was zu einem höheren Geräusch führt. Aufgrund höherer Schleppmomente steigt die Klappergrenze und aufgrund höheren Flankengeschwindigkeiten die Schmierfilmdicke. Ähnlich verhält es sich bei der Anregungsordnung. Bei der überlagerten Anregung wurde zusätzlich zur 2. Ordnung eine Schwingung 4. Ordnung überlagert, welche zwischen 0 und 60% Amplitude der 2. Ordnung hatte. Die Kenngrößen wurden über der resultierenden Winkelbeschleunigung ausgewertet. Die Ergebnisse zeigen, dass die überlagerte Anregung keinen Einfluss auf die Ergebnisse hat, d. h. der zeitliche Verlauf der Anregung von untergeordneter Bedeutung ist.

6.1.2 Unter Last stehende Verzahnung

Zur Untersuchung des unter Last stehenden Getriebes wurde die Konfiguration mit zwei Festrädern verwendet. Die Ausgangssituation stellt die schrägverzahnte Variante mit der Übersetzung $i=37/58$ bei einer realitätsnahen konstanten Eingangsdrehzahl von 2000 1/min dar. Zusätzlich wird das Moment am Abtrieb vorgegeben.

Zeitliche Verläufe

Abb. 6.8 zeigt die gesamte Normalkraft, die Normalkraft resultierend aus Festkörperkontakt, die gesamte Tangentialkraft sowie die minimale Schmierfilmdicke an einer einzelnen schrägverzahnten Zahnflanke für unterschiedliche Viskositäten und 50 Nm Bremsmoment. Zur Verdeutlichung des nacheinander erfolgenden Eingriffes der Zähne sind die Verläufe des vorhergehenden und nachfolgenden Zahns für die mittlere Viskosität ebenfalls dünn eingezeichnet. Die Streuung zwischen einzelnen Zähnen ist im vorliegenden belasteten Fall deutlich kleiner als beim unbelasteten, der im letzten Abschnitt behandelt wurde.

An der Normalkraft zeigt sich, wie der Zahn allmählich über seine Breite in Eingriff kommt und damit die Kraft bis zu ihrem Maximum ansteigt. Zusätzlich sind überlagerte höherfrequente Schwingungen zu finden. Der Verlauf der Normalkraft aus Festkörperkontakt ist prinzipiell ähnlich, wobei die Kräfte um Größenordnungen kleiner sind und bei großen Viskositäten aufgrund dicker Schmierfilme komplett verschwinden.

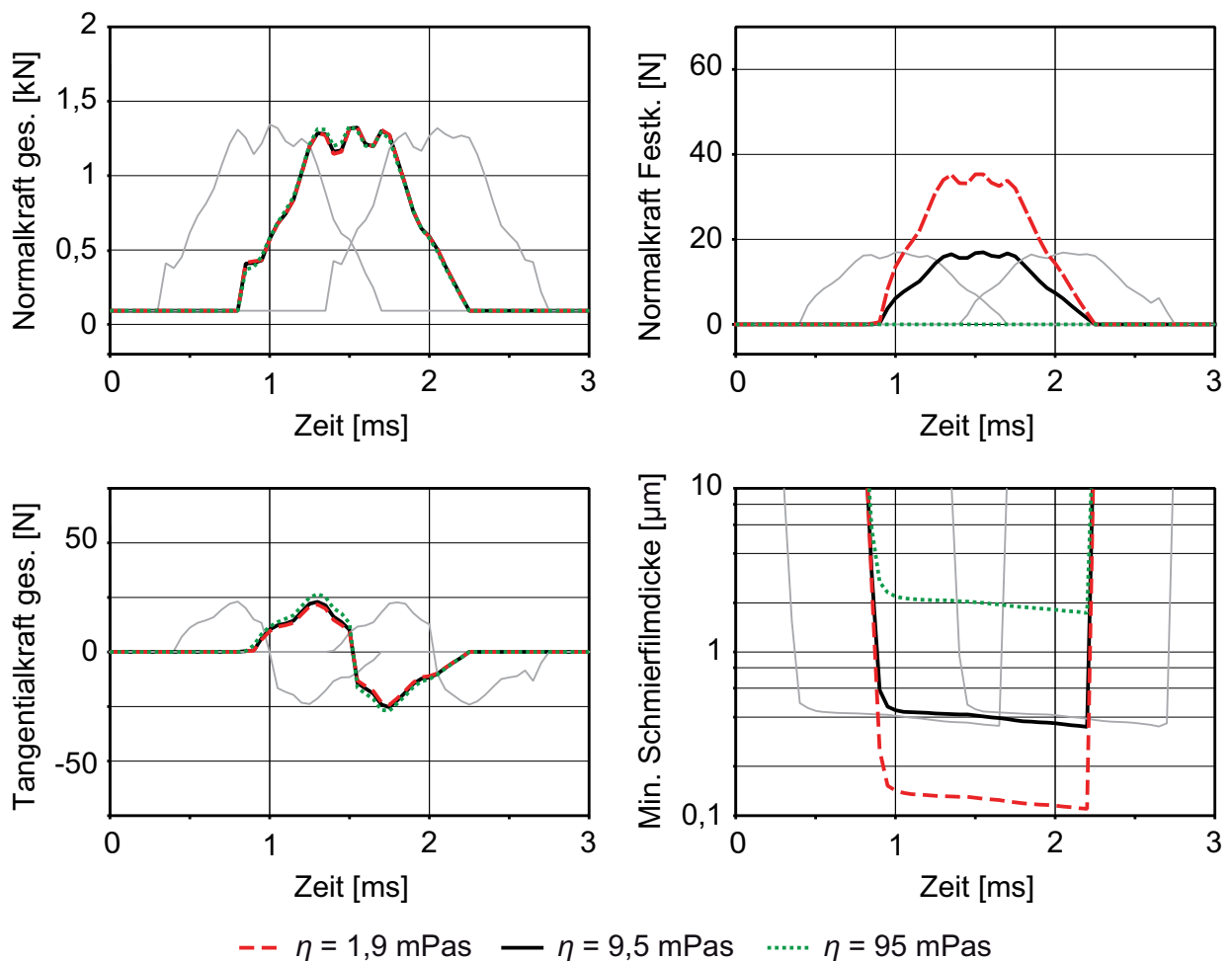


Abb. 6.8. Gesamte Normalkraft, Normalkraft aus Festkörperkontakt, gesamte Tangentialkraft und minimale Schmierfilmdicke an einer einzelnen Zahnflanke für Schrägverzahnung und unterschiedliche Viskositäten

Die Tangentialkraft steigt aufgrund zunehmender Fluidreibung mit der Viskosität leicht an. Am Wälzpunkt ändert die Relativgeschwindigkeit zwischen den Flanken ihr Vorzeichen und damit auch die Tangentialkraft. Der Verlauf der minimalen Schmierfilmdicke spiegelt zu Beginn des Eingriffs die Trägheit des Schmierfilms wieder, welcher zuerst aus dem Spalt verdrängt werden muss, weshalb die Schmierfilmdicke nicht schlagartig abfällt. Der weitere Abfall der minimalen Schmierfilmdicke über dem Eingriff liegt an der sinkenden Summengeschwindigkeit der Flanken. Die Schmierfilmdicke ist insgesamt stark von der Viskosität abhängig.

Abb. 6.9 zeigt die gleiche Situation für eine Geradverzahnung. Die Zähne kommen hier schlagartig in Eingriff und werden dadurch deutlich zu Schwingungen angeregt. Der Peak der Normalkraft in der Mitte des Eingriffs stellt den Einzeleingriff dar. Der Eingriff eines einzelnen Zahnes ist kürzer, d.h. aufgrund fehlender Sprungüberdeckung ist die Gesamtüberdeckung dieser Verzahnung kleiner.

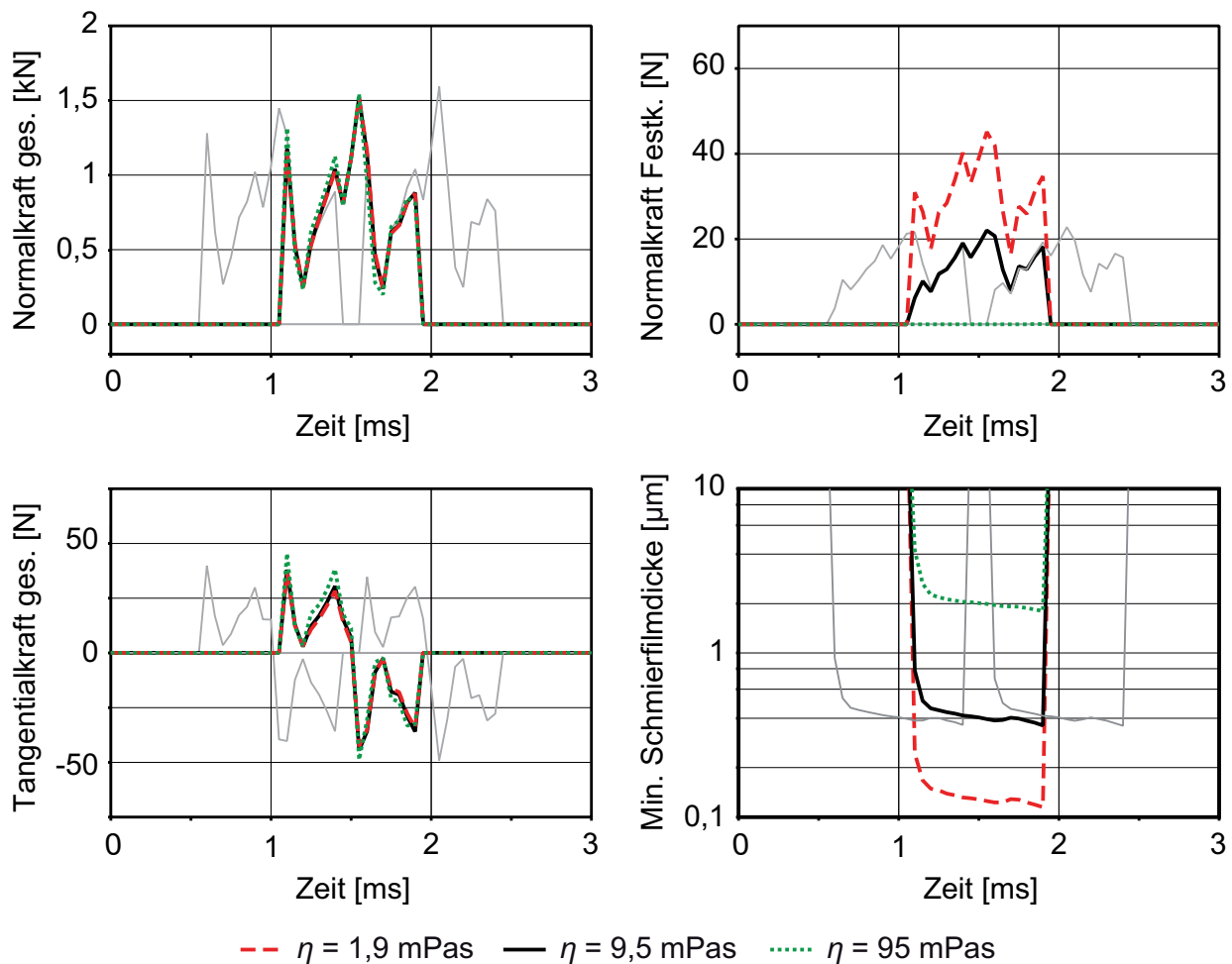


Abb. 6.9. Gesamte Normalkraft, Normalkraft aus Festkörperkontakt, gesamte Tangentialkraft und minimale Schmierfilmdicke an einer einzelnen Zahnflanke für Geradverzahnung und unterschiedliche Viskositäten

Den Einfluss des schlagartigen Eingriffs sowie der dadurch angeregten und überlagerten Zahnschwingungen wird deutlich, wenn die Drehzahl variiert wird. Dies ist in Abb. 6.10 dargestellt. Für den Extremfall einer sehr langsamen Drehzahl von 300 1/min entspricht der Verlauf der Normalkraft nahezu dem statischen Verlauf. Bei 2000 1/min erhält man oben angesprochene Charakteristik mit deutlichen Kraftspitzen, wobei der Bereich des Einzelingriffs noch erkennbar ist. Wird die Drehzahl weiter auf 4000 1/min erhöht, liegt die Zahneingriffsfrequenz oberhalb der 1. Eigenfrequenz, mit der die beiden Zahnräder torsional gegeneinander schwingen. Der Normalkraftverlauf besteht dann aus zwei einzelnen Kraftspitzen.

Die Normalkraft aus Festkörperkontakt sinkt deutlich mit der Drehzahl, da die Summengeschwindigkeit und damit die Schmierfilmdicke deutlich zunehmen. Als weiterer Grund für höhere Schmierfilmdicken kann die kürzere Zeit angeführt werden, die beim Eingriff zur Verdrängung des Schmierfilms zur Verfügung stehen, d. h. das Ausquetschen des Ölfilms gewinnt an Bedeutung.

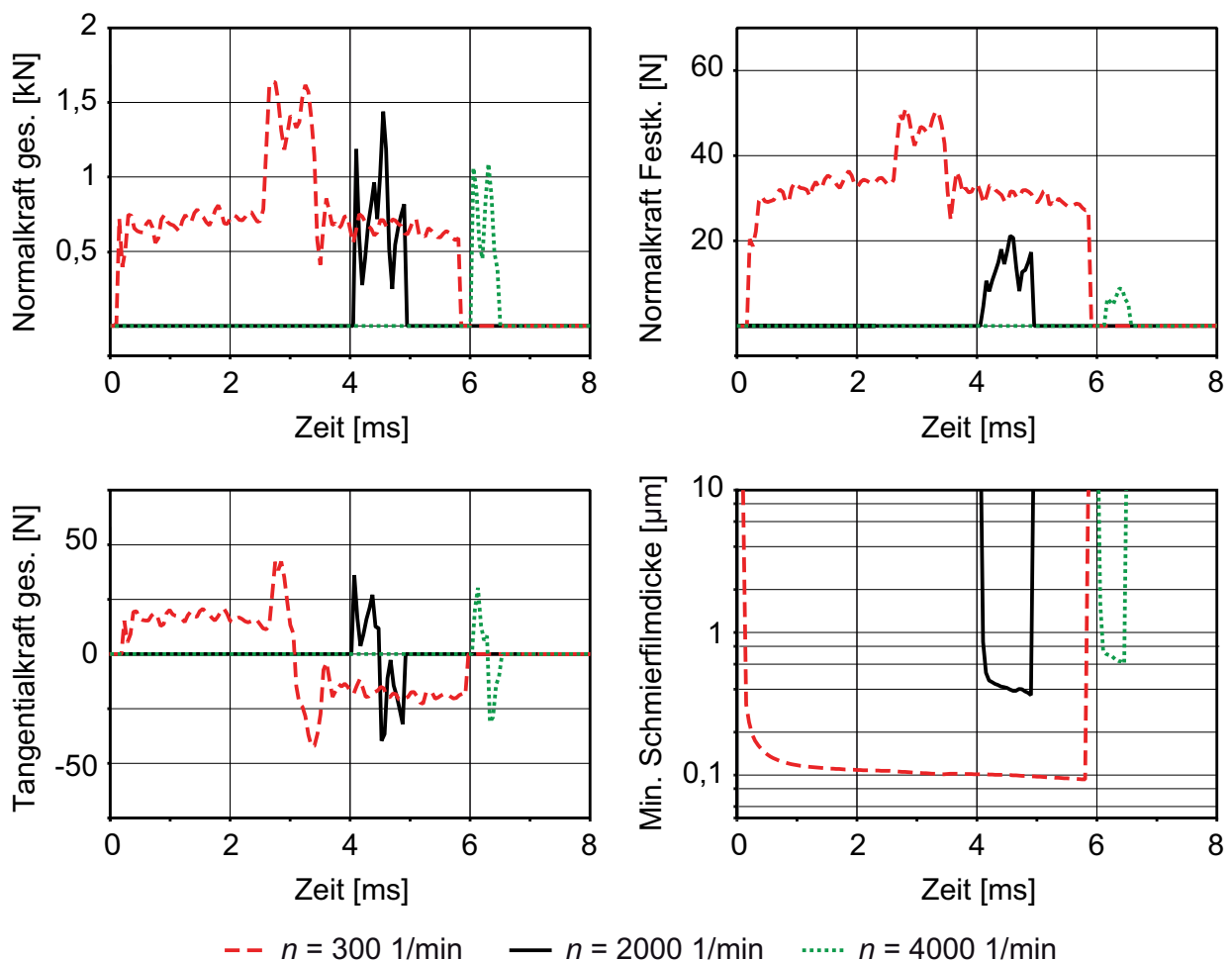


Abb. 6.10. Gesamte Normalkraft, Normalkraft aus Festkörperkontakt, gesamte Tangentialkraft und minimale Schmierfilmdicke an einer einzelnen Zahnflanke für Geradverzahnung und unterschiedliche Antriebsdrehzahlen

Kenngrößen in Abhängigkeit der Last

Abb. 6.11 zeigt integrale Kenngrößen in Abhängigkeit der am Abtrieb anliegenden Last. Dargestellt sind der quadratische Mittelwert der Tangentialkraft, der Wirkungsgrad, die minimale Schmierfilmdicke sowie der Anregungspegel für Schrägverzahnung und unterschiedliche Viskositäten. Die Tangentialkraft steigt leicht mit der Viskosität, was zusammen mit höheren Plansch-, Quetsch- und Lagerverlusten zu einem reduzierten Wirkungsgrad führt. Die Unterschiede im Wirkungsgrad werden mit zunehmender Last geringer, da die lastunabhängigen Plansch- und Quetschverluste an Bedeutung verlieren. Allgemein bewegt sich der Getriebewirkungsgrad auf einem hohen Niveau.

Die minimale Schmierfilmdicke fällt mit der Last zunächst steil ab und geht dann in einen flacheren Verlauf über. Wie schon zuvor nimmt sie stark mit der Viskosität zu. Der Anregungspegel als Maß für die Verzahnungsgeräusche steigt zunächst an und fällt dann wieder ab, hat bei ca. 150 Nm ein Minimum, um dann weiter zuzunehmen.

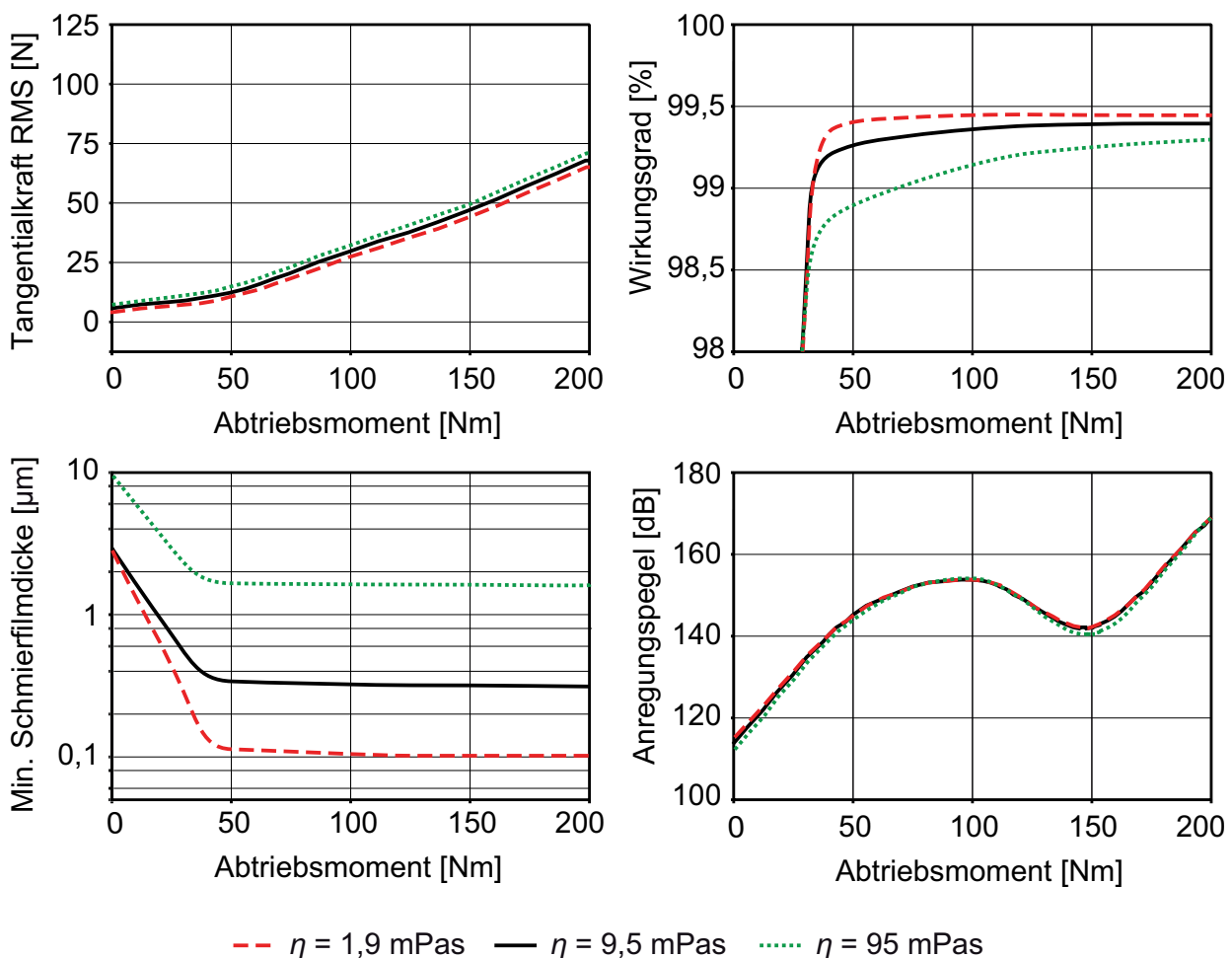


Abb. 6.11. Tangentialkraft, Wirkungsgrad, minimale Schmierfilmdicke und Anregungspegel über dem Abtriebsmoment für Schrägverzahnung und unterschiedliche Viskositäten

Theoretisch erhöht sich der Anregungspegel kontinuierlich mit zunehmender Last, da die dynamischen Kräfte größer werden. Das Minimum lässt sich dadurch erklären, dass es durch Wellendurchbiegungen zu einer Vergrößerung des Achsabstands um ca. 0,2 mm kommt. Dadurch wird die Gesamtüberdeckung kleiner und das Verhältnis der einzelnen Anteile Sprung- und Profilüberdeckung verschiebt sich in einen günstigeren Bereich. Dies zeigt der Verlauf der Gesamtverzahnungssteifigkeit für unterschiedliche Lasten, siehe Abb. 6.12. Durch die geringere Überdeckung sinkt die Steifigkeit insgesamt mit der Last. Bei ca. 150 Nm weisen die Steifigkeitsschwankungen, welche maßgeblich für die Geräuschanregung verantwortlich sind, ein Minimum auf.

Abb. 6.13 zeigt die integralen Größen für unterschiedliche Übersetzungen. Mit der Übersetzung sinken bei gegebenem Abtriebsmoment die Normalkraft am Zahn und damit auch die Tangentialkraft. Beim Wirkungsgrad zeigt die mittlere Übersetzung die höchsten Werte, was sich mit Literaturangaben deckt, wonach der Zahnverlustgrad bei Übersetzungen nahe eins am kleinsten ist und für größere und kleinere Übersetzungen schlechter wird [Nie03].

Die minimale Schmierfilmdicke ist davon abhängig, ob der Einfluss der mit der Übersetzung geringer werdenden Kräfte oder der der sinkenden Summengeschwindigkeit dominiert. Im vorliegenden Fall zeigt die mittlere Übersetzung die größten Schmierfilmdicken.

Für den Anregungspegel ist wieder die Wellendurchbiegung wichtig. Je größer die Übersetzung, desto kleiner die Verzahnungskräfte und desto höher muss das Abtriebsmoment sein, um die günstige Wellendurchbiegung zu erreichen. Dies zeigt die Tatsache, dass sich das Minimum mit zunehmender Übersetzung in Richtung höherer Drehmomente verschiebt bzw. bei der größten Übersetzung von 58/37 im untersuchten Bereich bis 200 Nm gar nicht mehr erreicht wird.

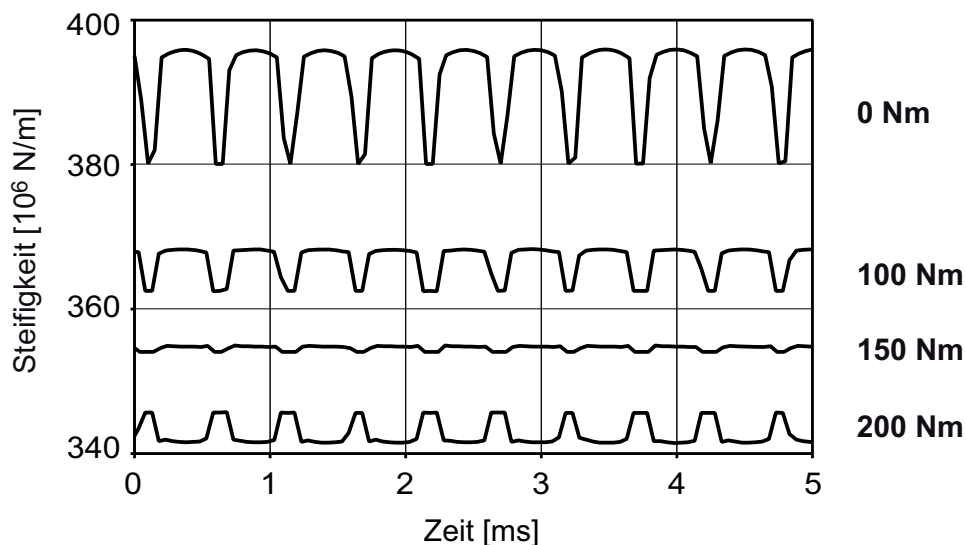


Abb. 6.12. Verlauf der Verzahnungssteifigkeit über der Zeit für Schrägverzahnung sowie unterschiedliche Belastungen und damit unterschiedliche Achsabstände aufgrund von Wellendurchbiegungen

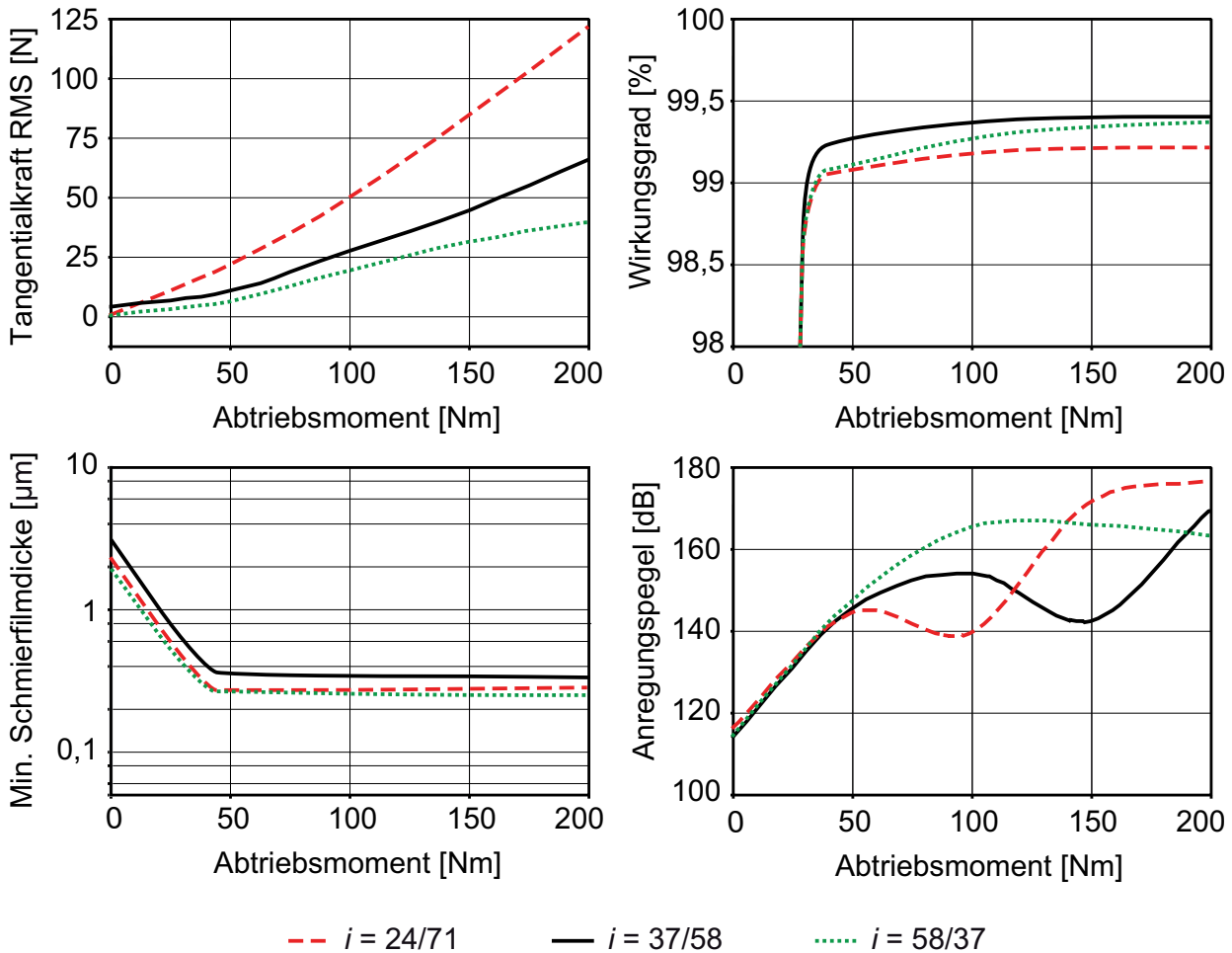


Abb. 6.13. Tangentialkraft, Wirkungsgrad, minimale Schmierfilmdicke und Anregungspegel über dem Abtriebsmoment für Schrägverzahnung und unterschiedliche Übersetzungen

Druckverteilungen und Spalthöhe

Im Folgenden werden Verteilungen des Fluidrucks, des Festkörperkontaktdrucks und der Schmier-spalthöhe für unterschiedliche Parameter untersucht. Betrachtet wird jeweils ein Zeitpunkt aus der Mitte des Eingriffs.

Abb. 6.14 zeigt die Verteilungen für unterschiedliche Schrägungswinkel, 50 Nm Bremsmoment und 5 μm Breitenballigkeit. Mit dem Schrägungswinkel steigt die Gesamtüberdeckung und damit sinkt bei gegebenem Drehmoment die Last auf den einzelnen Zahn. Dies zeigt der etwas abfallende Fluiddruck. Weiterhin steigt die Länge der Berührlinie theoretisch bei gegebener Zahnbreite mit dem Schrägungswinkel, wobei bei 30° Schrägungswinkel nicht mehr die volle Zahnbreite in Eingriff kommt. Von den theoretischen 22 mm Berührlinie sind nur 18 mm im Eingriff.

Aufgrund der geringeren Last sinkt auch der Festkörperkontaktdruck etwas ab, wobei dieser insgesamt eine Zehnerpotenz kleiner als der Fluiddruck ist. Die Schmier-spalthöhe steigt mit dem Schrägungswinkel, wobei die Abplattung im Kontaktbereich sowie die für elasto-hydrodynamische Schmierung typische Einschnürung im Auslauf des Kontaktgebiets deutlich zu erkennen sind.

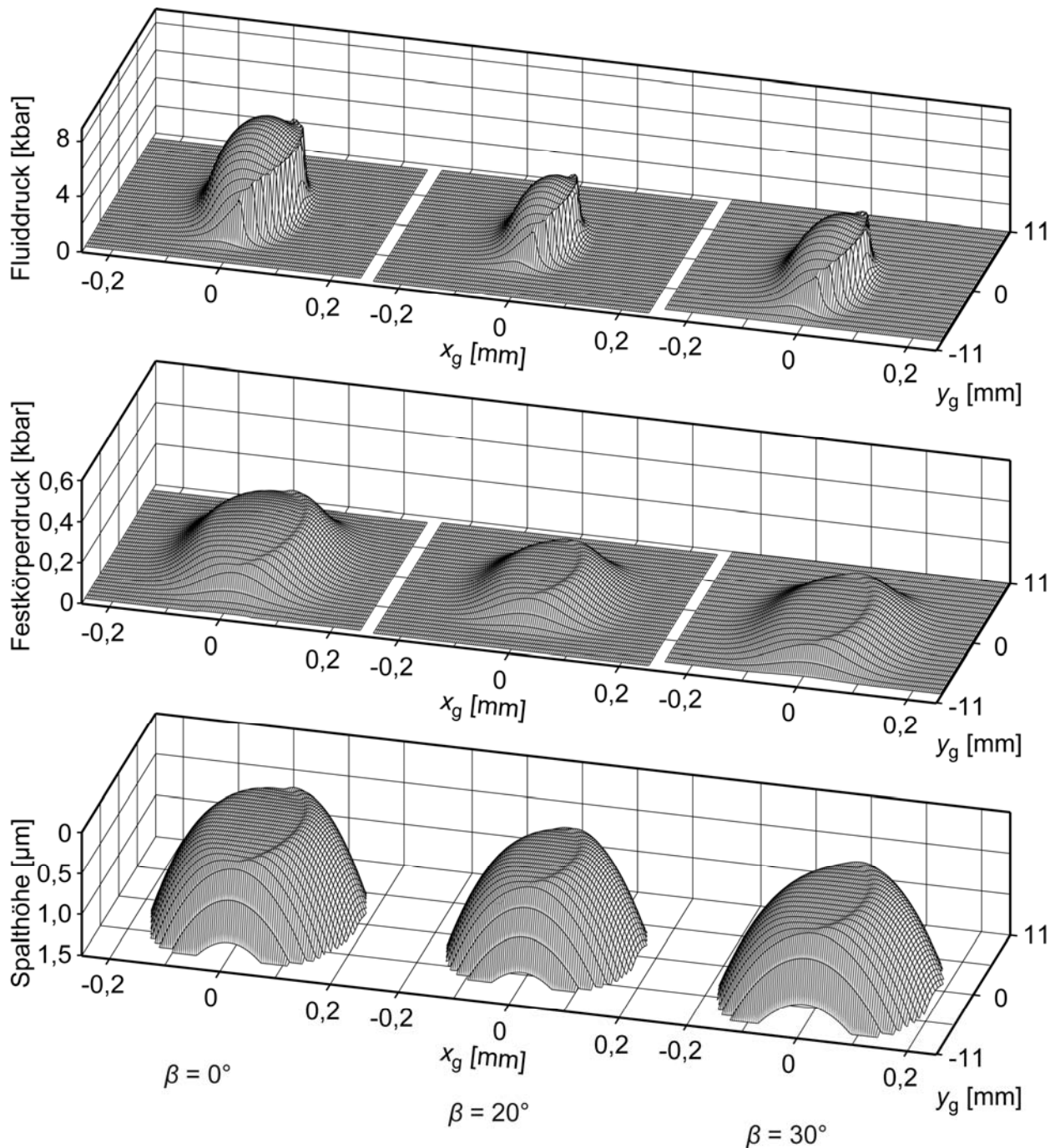


Abb. 6.14. Fluiddruck, Festkörperkontaktdruck und Schmierfilmdicke auf einer einzelnen Zahnflanke für unterschiedliche Schrägungswinkel

Allgemein sind die Änderungen mit dem Schrägungswinkel gering. Dies liegt daran, dass die Änderungen der Zahnflankenform in dem betrachteten Gebiet, welches in x_g -Richtung sehr klein ist, minimal sind. Zudem treten nur niedrige Geschwindigkeiten in y_g -Richtung auf. Deshalb werden im Weiteren nur noch die Verteilungen für Geradverzahnung untersucht.

Abb. 6.15 zeigt den Einfluss unterschiedlicher Breitenballigkeiten. Die Flanken wurden dabei über der Breite kreisförmig gestaltet. Der Radius wurde so gewählt, dass die Ränder der Flanken gegenüber der Mitte um den Betrag der Breitenballigkeit C_c zurückgesetzt sind. Mit zunehmender Breitenballigkeit konzentriert sich der Fluid- und Festkörperkontaktdruck in der Flankenmitte.

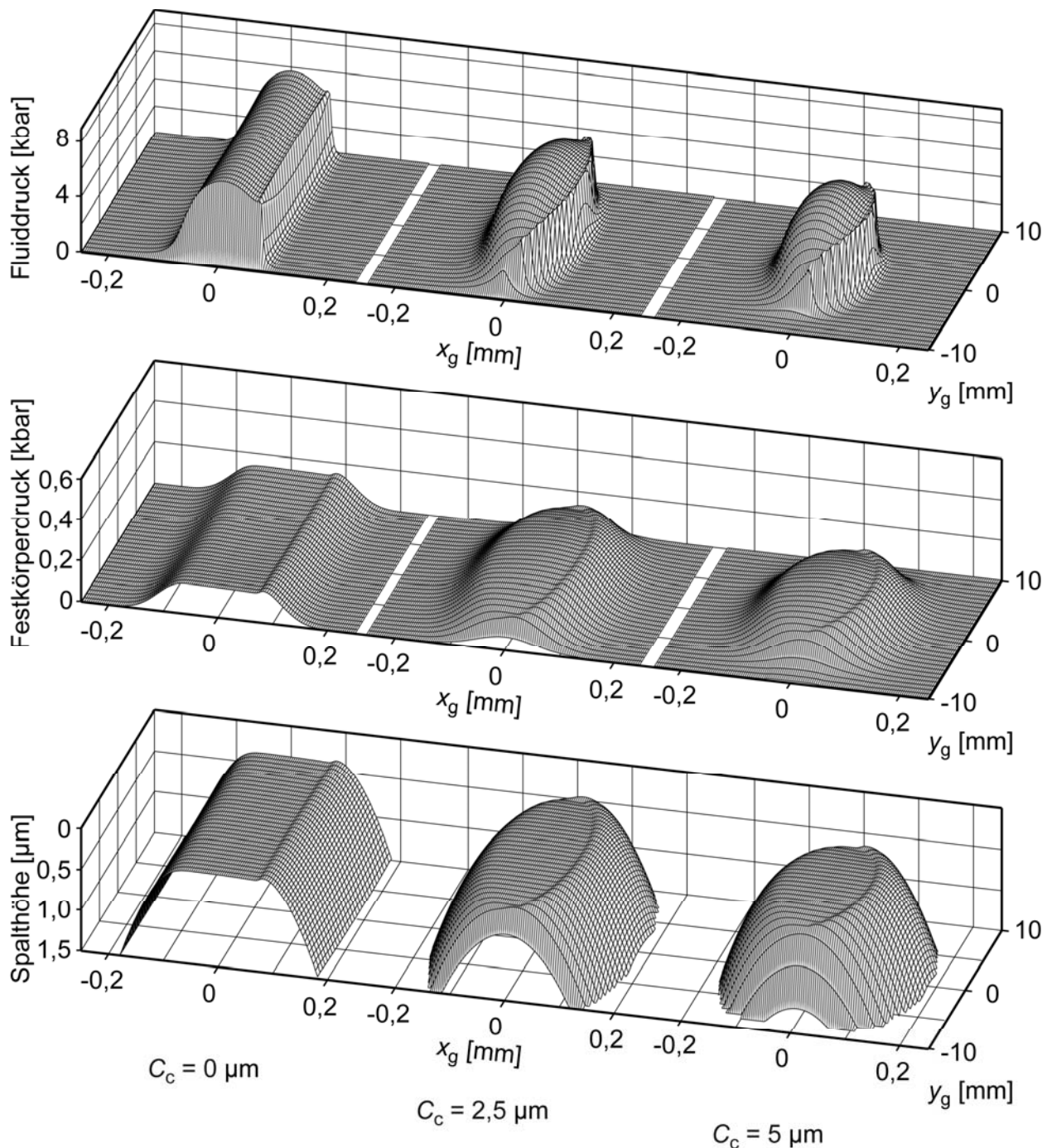


Abb. 6.15. Fluiddruck, Festkörperkontaktdruck und Schmierpalhöhe auf einer einzelnen Zahnflanke im Bereich des Einzeleingriffs für Geradverzahnung und unterschiedliche Breitenballigkeiten

Da die Verteilungen für einen gegebenen Flankenabstand bestimmt wurden, wird der aufsummierte Druck, sprich die resultierende Flankenkraft, mit zunehmender Balligkeit etwas kleiner. An der Spalthöhe zeigt sich wiederum deutlich die Abplattung und die Einschnürung am Auslauf.

Nachteilig an der Verzahnung ohne Balligkeit ist, dass es zum Kantentragen kommt, d. h. aufgrund elastischer Verformungen die Kanten überbeansprucht werden. Zur Verdeutlichung zeigt Abb. 6.16 einen Schnitt durch die Verteilungen bei $x_g=0$. Die Spalthöhe ist ohne Balligkeit an den Rändern geringer als in der Spaltmitte. Hierdurch steigen Fluid- und Festkörperkontaktdruck an diesen Stellen deutlich an und die Versagenswahrscheinlichkeit der Flanke steigt.

Ein weiterer Vorteil der Breitenballigkeit ist, dass eventuell durch Wellenbiegung auftretende Fehlstellungen ausgeglichen werden können. Für alle weiteren Untersuchungen wird deshalb eine in der Praxis übliche Balligkeit von $5\ \mu\text{m}$ angenommen.

Abb. 6.17 zeigt die Situation für unterschiedliche Viskositäten. Die Flankennormalkraft, die sich aus einer Integration über den Druck ergibt, ist nahezu konstant, jedoch steigt mit zunehmender Viskosität die charakteristische Spitze im Auslauf des Fluiddrucks deutlich. Weiterhin nimmt die Spalthöhe insgesamt mit der Viskosität zu und die Einschnürung im Spalt wird ausgeprägter. Zugleich sinkt mit der Spalthöhe der Festkörperkontaktdruck, so dass bei einer Viskosität von $\eta = 95\ \text{mPas}$ nahezu reine Flüssigkeitsreibung vorliegt.

Als letzter Vergleich wurde die quadratische Mittenrauheit variiert, siehe Abb. 6.18. Die Verteilung des Fluiddrucks bleibt dadurch nahezu unverändert. Da mit zunehmender Rauheit die Rauheitshügel auf den Flanken früher in Kontakt kommen, ändert sich die Festkörperkontaktkraft. Das Gebiet mit nennenswerten Festkörperdrücken wird mit zunehmender Rauheit größer. Dies hat zur Folge, dass die Spalthöhe insgesamt etwas größer wird. Als weiterer Grund hierfür ist die Behinderung der hydrodynamischen Strömung durch die Rauheit zu nennen, die zusätzlich für einen leichten Anstieg der Spalthöhe sorgt.

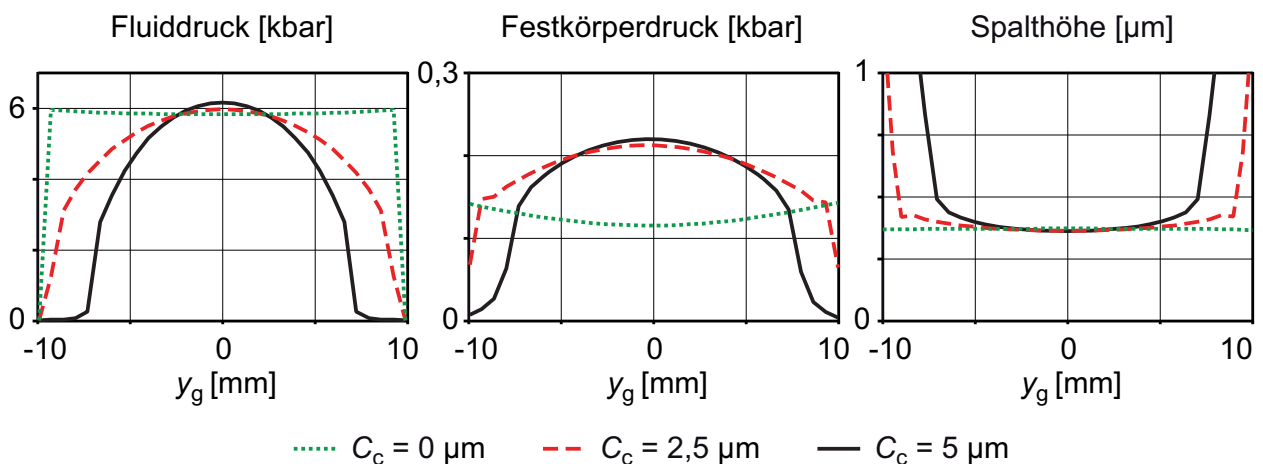


Abb. 6.16. Schnitt bei $x_g=0$ durch Fluiddruck, Festkörperkontaktdruck und Schmier-spalthöhe für Geradverzahnung und unterschiedliche Breitenballigkeiten

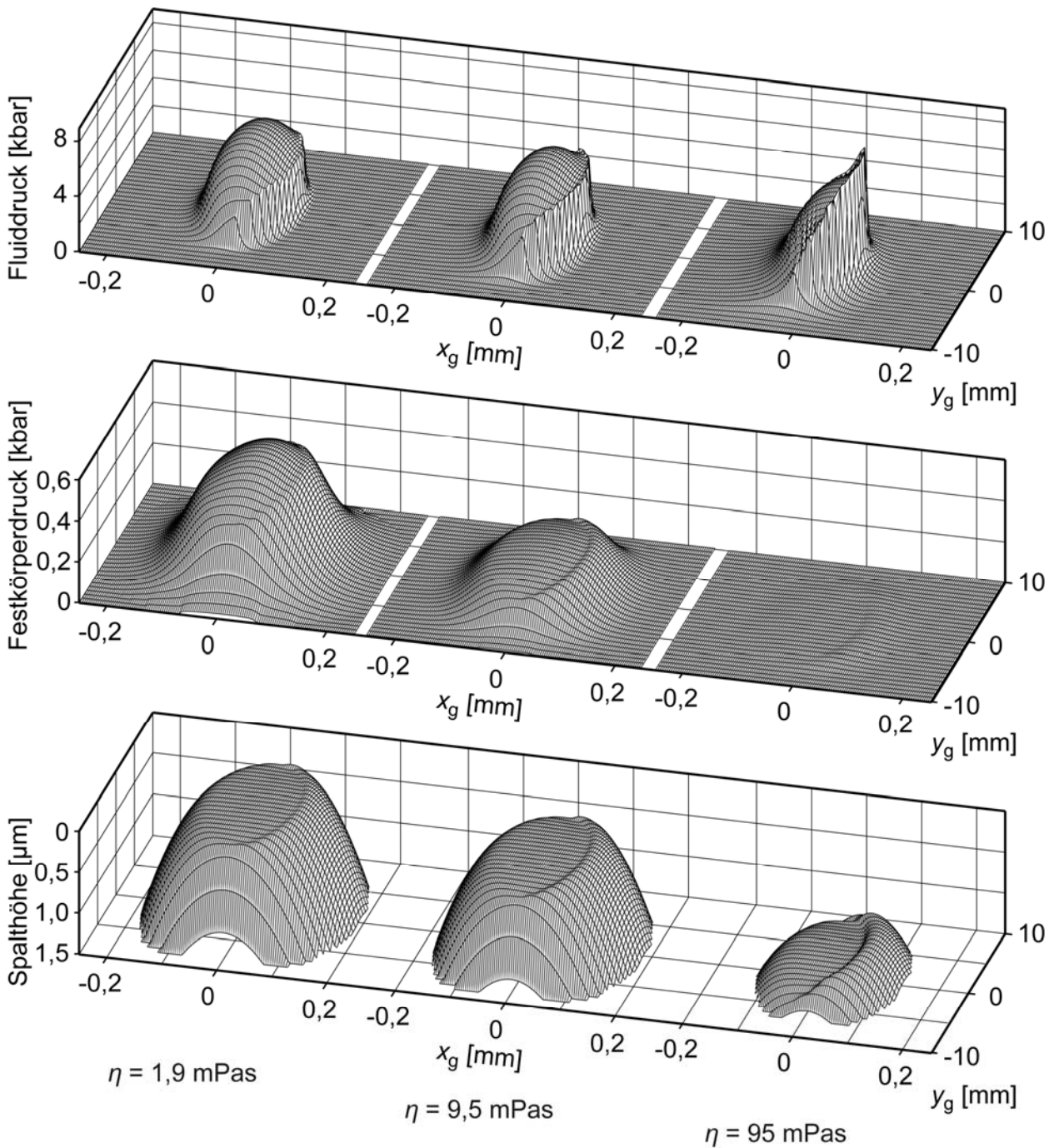


Abb. 6.17. Fluiddruck, Festkörperkontaktdruck und Schmierpalthöhe auf einer einzelnen Zahnflanke im Bereich des Einzeleingriffs für Geradverzahnung und unterschiedliche Viskositäten

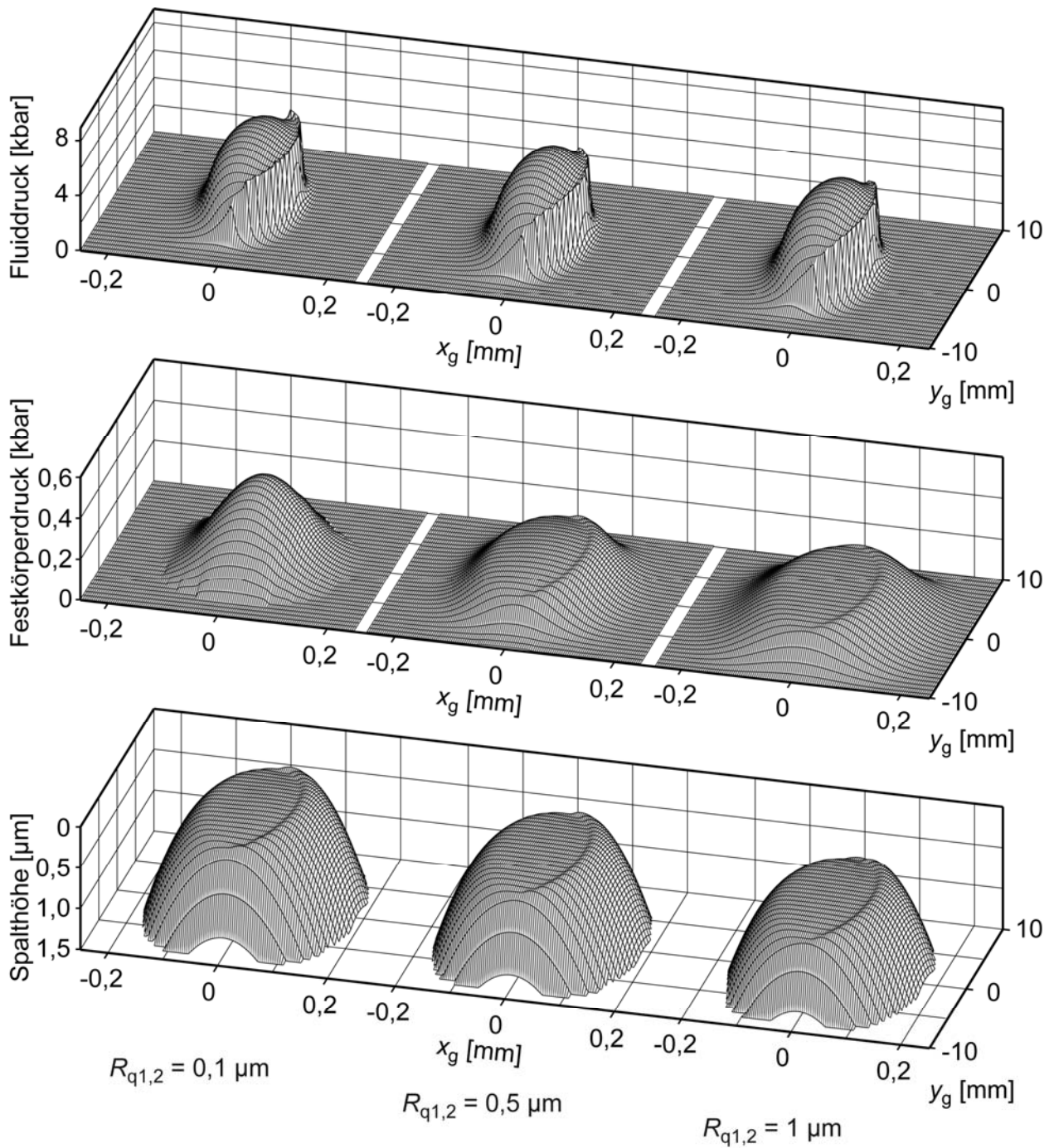


Abb. 6.18. Fluiddruck, Festkörperkontaktdruck und Schmier-spalthöhe auf einer einzelnen Zahnflanke im Bereich des Einzeleingriffs für unterschiedliche Oberflächenrauheiten

Übersicht über die untersuchten Parameter

Wie bereits bei der lastlosen rasselnden Verzahnung wurden auch hier zahlreiche weitere Parameter untersucht. Jeder Parameter wurde einzeln in vier Stufen variiert und wesentliche Kenngrößen für Abtriebsmomente zwischen 0 und 200 Nm bestimmt, wie in Abb. 6.11 und Abb. 6.13 exemplarisch gezeigt. Anschließend konnten tendenzielle Zusammenhänge ermittelt werden. Die Ergebnisse zeigt Tabelle 6.2. Zusätzlich zu den Parametern ist der Variationsbereich angegeben, wobei die Ausgangssituation fett hervorgehoben ist. Als Kenngrößen wurden der quadratische Mittelwert der Normal- und der Tangentialkraft, die minimale Schmierfilmdicke, der Anteil der Festkörpernormalkraft an der gesamten Zahnnormalkraft, das Verzahnungsgeräusch in Form des Anregungspegels sowie der Getriebewirkungsgrad gewählt.

Tabelle 6.2. Variationsbereich und tendenzielle Einflüsse verschiedener Parameter auf wesentliche Kenngrößen einer unter Last stehenden Verzahnung

			Normalkraftpegel	Tangentialkraftpegel	Min. Schmierfilmdicke	Festkörpertraganteil	Verzahnungsgeräusch	Wirkungsgrad
Tribologische Parameter	Viskosität η	1,8 – 9,5 – 950 mPas	→	↘	↗	↘	→	↘
	Dichte ρ	700 – 822 – 1200 kg/m ³	→	→	→	→	→	→
	Druck-Viskositätskoeff. α	10 – 25 – 50 1/GPa	→	↗	↘	↘	→	↘
	Eyring'sche Schubsp. τ_0	0,1 – 4,5 – 8 MPa	→	↗	→	→	→	↘
	Trockenreibungszahl μ	0,01 – 0,1 – 0,5	→	↘	→	→	→	↗
	Kontaktdruckfaktor K	0,0001 – 0,0003 – 0,006	→	↘	→	↘	→	↘
	Oberflächenrauheit $R_{q1,2}$	0,1 – 0,5 – 5 μm	→	↘	→	↘	→	↘
	Benetzungshöhe h_{max}	20 – 50 – 500 μm	→	→	→	→	→	→
	Schmierfilmausdehnung x_{in}	0,1 – 0,5 – 2 mm	→	→	→	→	→	→
Geometr. Param.	Übersetzung i	0,33 – 0,64 – 1,57	↘	↘	→	→	—	↗
	Schrägungswinkel β	0 – 20 – 30°	↘	↘	↗	↘	↘	→
	Kopfrücknahme 15%	0 – 15 μm	→	→	→	→	↗	→
	Kopfrücknahme 35%	0 – 15 μm	↗	↗	→	→	↗	↘
Betr. par.	Antriebsdrehzahl n	600 – 2000 – 4000 1/min	→	→	↗	↘	—	↘
	Abtriebsmoment	0 – 200 Nm	↗	↗	↘	↗	↗	↗

Die mittlere Normalkraft ergibt sich aus dem anliegenden Moment und ist deshalb konstant. Dennoch kann sich aufgrund überlagerter Schwingungen, geänderter Übersetzung oder geändertem Schrägungswinkel der Normalkraftpegel in Form des quadratischen Mittelwerts ändern. Der Tangentialkraftpegel ist wichtig für die Reibungsverluste in der Verzahnung und damit für den Wirkungsgrad. Die Schmierfilmdicke und der Festkörpertraganteil bestimmen den Reibungszustand und damit den Verschleiß.

Als tribologische Parameter wurden dieselben wie im letzten Abschnitt zur rasselnden Verzahnung gewählt. Die Ausgangsparameter wurden in Anlehnung an reale Parameter eines Fahrzeuggetriebes festgelegt. Für die gewählte Parameterkombination treten Mischreibungszustände auf. Würde z. B. die Viskosität so hoch gewählt, dass durchgängig reine Flüssigkeitsreibung herrschen würde, würden sich die Verhältnisse etwas ändern. Die Größen, die den Festkörperkontakt maßgeblich beschreiben, wie die Trockenreibungszahl, der Kontaktdruckfaktor und die Oberflächenrauheit, würden an Bedeutung verlieren.

Die tribologischen Parameter haben fast ausnahmslos nur einen geringen Einfluss auf das Verzahnungsgeräusch. Dafür bestimmen sie entscheidend den Reibzustand und damit die Lebensdauer und den Wirkungsgrad des Getriebes.

Der Einfluss des geometrischen Parameters Übersetzung wurde bereits zuvor diskutiert, siehe Abb. 6.13. Dessen Einfluss auf das Verzahnungsgeräusch kann nicht eindeutig angegeben werden, da der Anregungspegel stark lastabhängig ist. Der Wirkungsgrad steigt zunächst bis zu einer Übersetzung nahe eins und fällt anschließend wieder ab. Bei der Kopfrücknahme wurden zwei Varianten untersucht, eine über je 15% der Zahnhöhe eines Zahnes und eine über 35%. Die Flanken wurden linear zurückgenommen. Entgegen der Erwartung steigen die Anregungspegel leicht an. Dies könnte an der vereinfachten Modellierung ohne Übergangsradien, an der Ausgangsverzahnung mit an sich schon gutem Steifigkeitsverlauf oder der Wahl einer falschen Länge der Rücknahme liegen. Zur genaueren Untersuchung müsste die Kopfrücknahme speziell auf die Verzahnung und Lastsituation angepasst und dann deren Einfluss nochmals untersucht werden.

Bei den Betriebsparametern wurden die Drehzahl sowie das Abtriebsmoment untersucht. Der Einfluss der Drehzahl auf das Geräusch kann nicht allgemeingültig angegeben werden, da der Anregungspegel am Lager mit der Drehzahl stark schwankt, je nachdem wie nahe die momentane Zahneingriffsfrequenz den Eigenfrequenzen des Systems kommt. Der Einfluss des Abtriebsmoments wurde der Vollständigkeit halber angegeben. Alle vorhergehenden Untersuchungen wurden bereits für verschiedene Abtriebsmomente zwischen 0 und 200 Nm durchgeführt.

6.2 Synchronringparameter

Im Folgenden wird der Einfluss unterschiedlicher Parameter auf den Synchronring untersucht. Da im Rahmen dieser Arbeit der Synchronring nur im nicht geschalteten Zustand modelliert wird, soll auch nur dieser Zustand betrachtet werden. Transiente Kontakte treten hierbei durch Synchronringrasseln auf. Es wird wiederum das Modell des Versuchsgetriebes, siehe Abschnitt 5.2 und 5.4, verwendet und die Synchronisierung über die Ausgangs-

welle angeregt, vgl. Abb. 5.8. Falls nicht anders angegeben, wird einer mittleren Drehzahl von 900 1/min dabei eine sinusförmige Schwingung 2. Ordnung überlagert. Die Eingangswelle und damit auch das Losrad stehen still. Dies simuliert die Bedingungen einer Synchroneinheit auf einer Eingangswelle eines Fahrzeuggetriebes in Neutralstellung mit dem Verbrennungsmotor im Leerlauf und stehendem Fahrzeug.

Kenngrößen in Abhängigkeit der Anregung

Abb. 6.19 zeigt integrale Kenngrößen für unterschiedliche maximale Schmierfilmdicken h_{\max} . Die maximale Schmierfilmdicke beschreibt, wie dick die Bauteile mit Öl benetzt sind, d. h. ab welchem Abstand hydrodynamische Kräfte übertragen werden, vgl. Abschnitt 3.2.1 Gleichungen (3.40) und (3.41). Unterschiede können hierbei z. B. aus unterschiedlichen Grundölartern mit unterschiedlichem Benetzungsverhalten kommen.

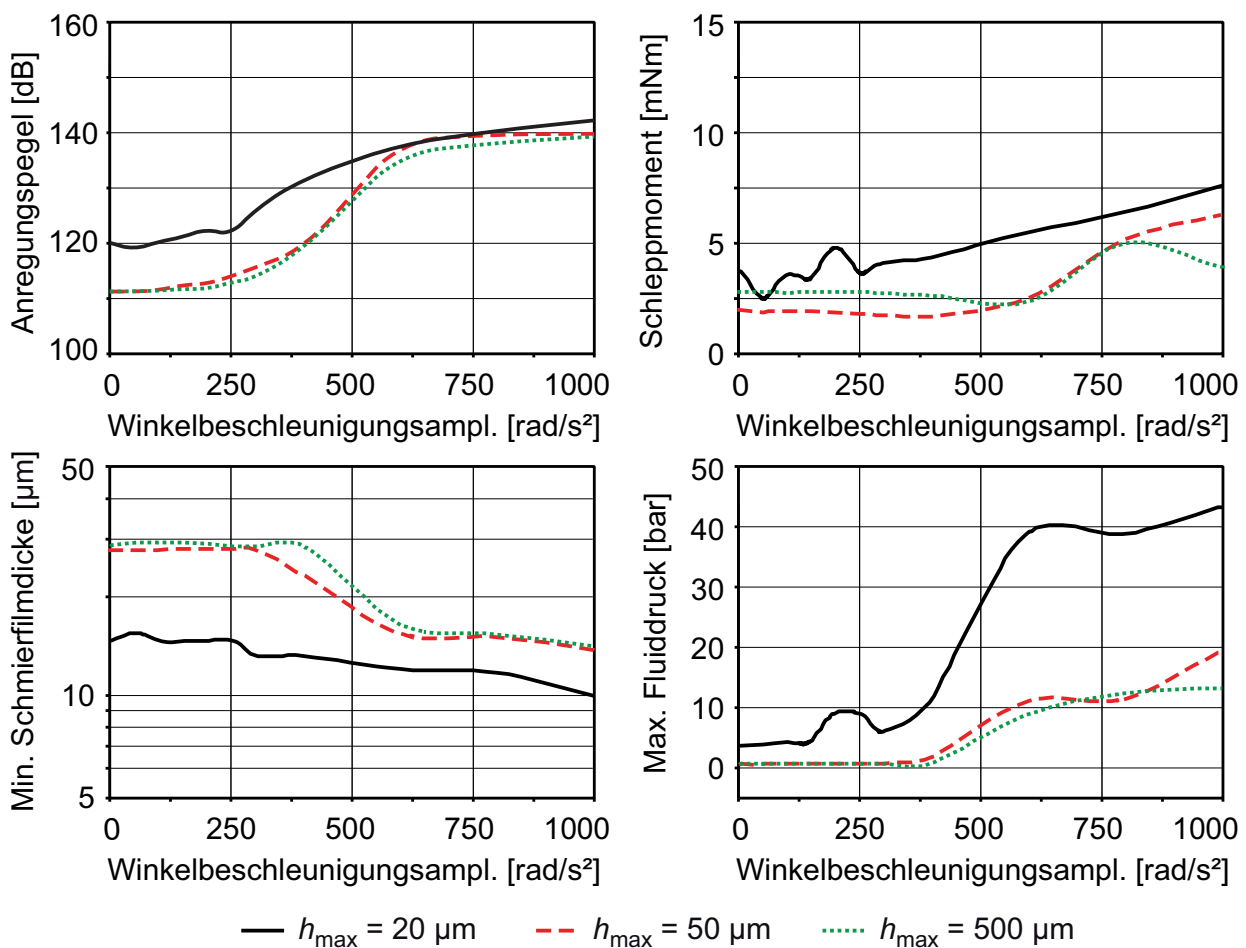


Abb. 6.19. Gesamtlagerkraft und Schleppmoment sowie Schmierfilmdicke und Fluiddruck im konischen Kontakt zwischen Kupplungskörper und Synchronring für unterschiedliche maximale Schmierfilmdicken

Links oben in Abb. 6.19 ist der Anregungspegel als Maß für die resultierenden Rasselgeräusche dargestellt. Das Diagramm zeigt, dass bei nur dünn benetzten Kontakten höhere Kräfte durch Synchronringrasseln auftreten und auch ohne Anregung der Ring größere Schwingungen aufweist. Dies lässt sich auf die reduzierte Dämpfung aus der Ölquetschung zurückführen.

Weiterhin steigen die Pegel bei 20 μm Schichtdicke etwas früher und steiler an. Dies ist eine Folge von stark schwankenden Schleppmomenten bei 20 μm Schichtdicke und niedrigen Anregungen. Die auftretenden Schleppmomente für verschiedene Anregungen sind rechts oben aufgetragen. Sobald der Ring zu Rasseln beginnt, kommt es zu Taumelbewegungen, reduzierten Schmierspalthöhen, vermehrter Mischreibung und damit zu steigenden Schleppmomenten. Bei der kleinsten maximalen Schmierspalthöhe von 20 μm kommt es bereits ohne Anregung zu deutlichen Mischreibungskontakten und daher zu stark schwankenden, im Mittel höheren Schleppmomenten.

Unterschiedliche Simulation zeigen, dass der konische Kontakt zwischen Synchronring und Kupplungskörper, sprich der Kontakt am eigentlichen Reibkonus, den größten Einfluss auf das Synchronringverhalten hat. Dies liegt zum einen an der an diesem Kontakt auftretenden Differenzdrehzahl, zum anderen an der relativ großen Fläche dieses Kontakts. Deshalb wird dieser Kontakt nochmals genauer betrachtet. In Abb. 6.19 ist unten die minimale Schmierfilmdicke und der maximale Druck für diese Kontaktfläche aufgetragen. Sobald der Synchronring zu Rasseln beginnt, kommt es zu Taumelbewegungen, die Schmierspalthöhe sinkt ab und der Maximaldruck steigt. Bei einer Benetzung mit maximal 20 μm Dicke bilden sich dünnere Schichten und höhere Drücke aus. Ab 50 μm Dicke ist der Schmierspalt nahezu dauerhaft mit Fluid gefüllt. Deshalb ergibt eine weitere Erhöhung auf maximal 500 μm auch nur geringfügig andere Ergebnisse.

Abb. 6.20 zeigt in analoger Darstellung die Situation für unterschiedliche Schmierstoffviskositäten für je zwei unterschiedlich große maximale Filmdicken. Bei geringerer Viskosität bilden sich aufgrund niedrigerer Dämpfung durch den Schmierfilm etwas höhere Anregungspegel aus.

Beim Schleppmoment zeigen die Varianten mit geringeren Viskositäten ohne Anregung (0 rad/s^2) geringere Schleppmomente. Bei höheren Anregungen dreht sich aufgrund eines höheren Festkörperanteils in der Reibung die Situation um. Der zeitliche Verlauf des Schleppmoments weist zahlreiche Peaks auf, weshalb es aufgrund der relativ kurzen Simulationszeiträume zu Schwankungen im dargestellten mittleren Schleppmoment kommt. Der mit der Anregung zunehmende Festkörperreibanteil lässt sich auch an der Schmierfilmdicke ablesen, die bei geringen Viskositäten relativ klein wird. Die maximalen Fluiddrücke steigen mit der Viskosität.

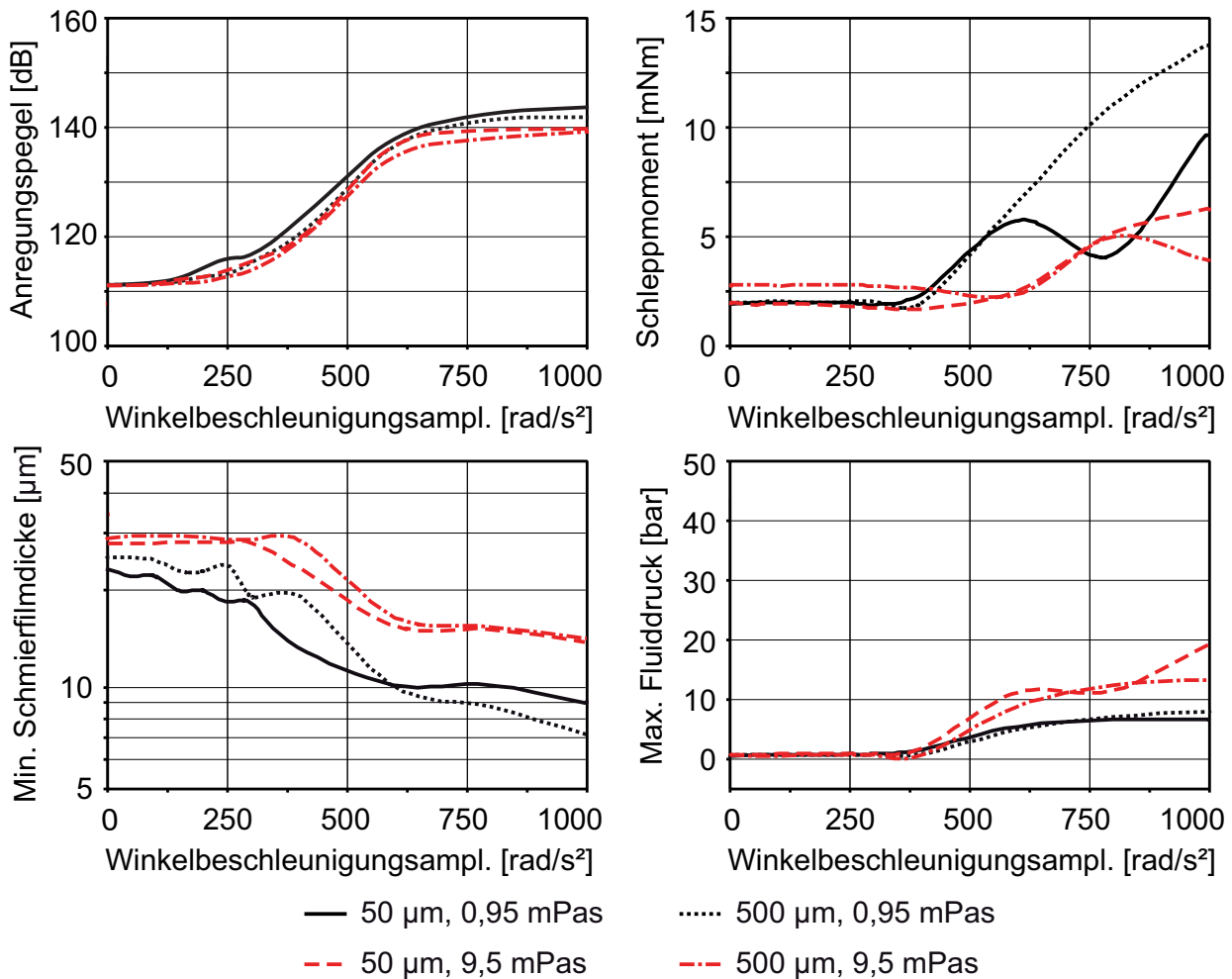


Abb. 6.20. Gesamtlagerkraft und Schleppmoment sowie Schmierfilmdicke und Fluiddruck im konischen Kontakt zwischen Kupplungskörper und Synchronring für unterschiedliche Viskositäten und maximale Schmierfilmdicken

Synchronringe unterliegen während ihrer Gebrauchsdauer Verschleiß. Vor allem der Reibkonus am Synchronring ist davon betroffen, wodurch dessen Durchmesser mit der Zeit größer wird. Zur Nachbildung des Phänomens wurden Simulationen mit einem Ring mit originalen Abmessungen sowie je mit einem um 0,1 bzw. 0,2 mm größerem Radius des Reibkonus durchgeführt. Die Ergebnisse zeigt Abb. 6.21. Der Ring ohne Verschleiß weist eine sehr enge Führung im Raum zwischen Kupplungskörper und Synchronkörper auf, wodurch er bei hohen Beschleunigungsamplituden niedrigere Rasselpegel und eine geringere Taumelneigung zeigt. Auf der anderen Seite resultieren aus der engen Führung auch höhere Schleppmomente aus der Fluidscherung, wie oben rechts dargestellt.

Die minimale Schmierfilmdicke bleibt beim neuen Ring über der Drehschwingungsanregung nahezu konstant, da kaum Taumeln auftritt, wohingegen sie bei den Ringen mit Verschleiß abfällt, sobald der Ring zu Rasseln beginnt. Die maximalen Fluiddrücke verhalten sich indifferent auf einem niedrigen Niveau.

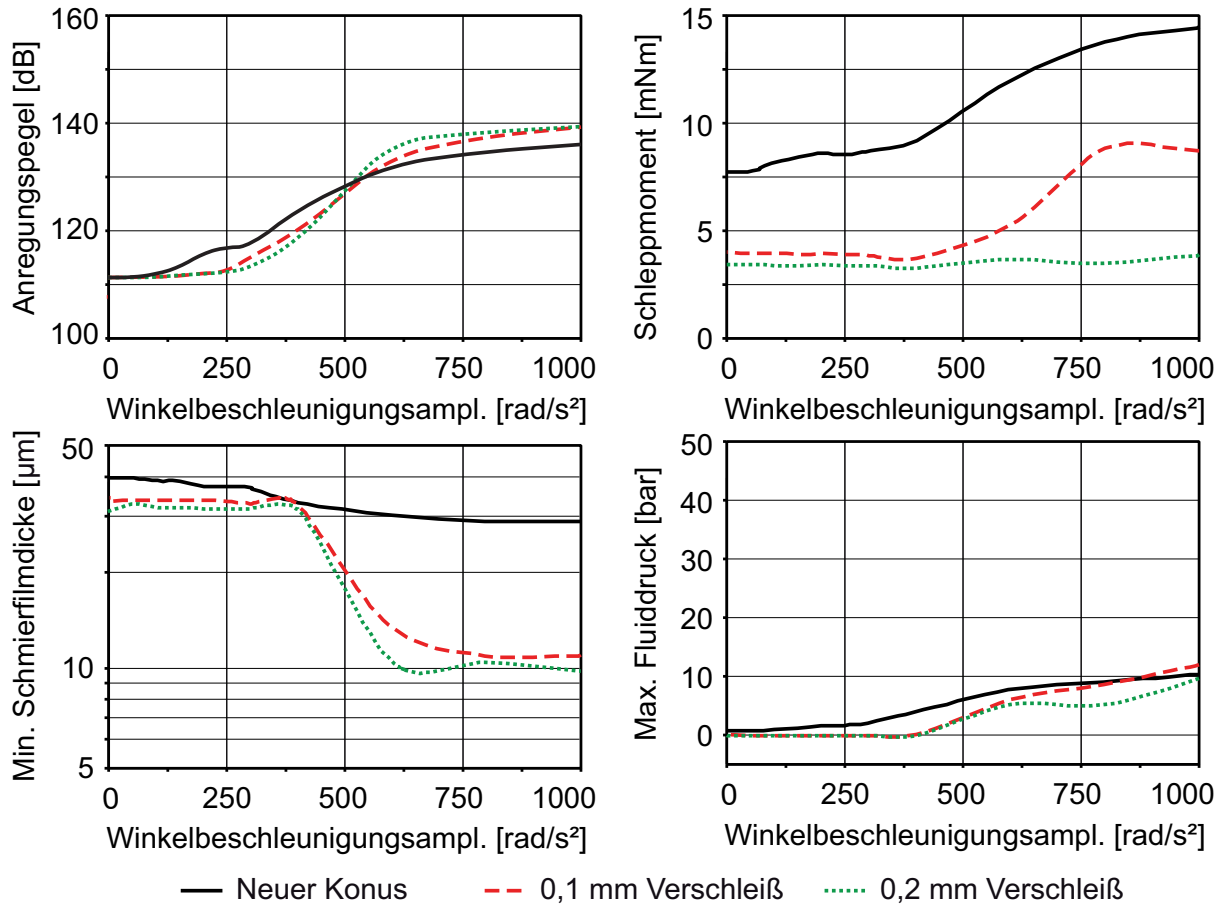


Abb. 6.21. Gesamtlagerkraft und Schleppmoment sowie Schmierfilmdicke und Fluiddruck im konischen Kontakt zwischen Kupplungskörper und Synchronring für unterschiedliche Verschleißzustände

Übersicht über die untersuchten Parameter

Neben den bereits beschriebenen Parametern wurden noch weitere betrachtet. Jeder Parameter wurde einzeln in vier Stufen variiert und wesentliche Kenngrößen für verschiedene Anregungen zwischen 0 und 1000 rad/s², wie in Abb. 6.19 bis Abb. 6.21 beispielhaft dargestellt, bestimmt. Die übrigen Parameter blieben in ihrer Ausgangssituation. Als Kenngrößen wurden die Klappergrenze, die minimale Schmierfilmdicke, das Schleppmoment sowie das Rasselgeräusch gewählt. Zur Bewertung der Klappergrenze wird die Winkelbeschleunigungsamplitude herangezogen, ab der sich der Ring relativ zum Synchronkörper zu verdrehen beginnt. Die minimale Schmierfilmdicke wird für den konischen Kontakt zwischen Ring und Kupplungskörper ausgewertet. Zur Bewertung des Rasselgeräusches wird der Anregungspegel bei ausgeprägtem Rassel herangezogen.

Die Ergebnisse zeigt Tabelle 6.3. Dargestellt sind die variierten Parameter, der Variationsbereich, wobei die Ausgangssituation jeweils fett hervorgehoben ist, und die tendenziellen Einflüsse auf die Kenngrößen. Im Gegensatz zu den Verzahnungen haben die tribologischen Parameter im vorliegenden Fall auch einen Einfluss auf das Rasselgeräusch. Dies lässt sich auf die starke Beeinflussung des Schleppmoments durch diese Parameter zu-

rückführen. Der Einfluss der untersuchten Betriebsparameter ist analog zu dem bei den Verzahnungen.

Tabelle 6.3. Variationsbereich und tendenzielle Einflüsse verschiedener Parameter auf wesentliche Kenngrößen rasselnder Synchronisierungen

			Klappergrenze	Min. Schmierfilmdicke	Schleppmoment	Rasselgeräusch
Tribologische Parameter	Viskosität η	1,8 – 9,5 – 950 mPas	↗	↗	↘	↘
	Dichte ρ	700 – 822 – 1200 kg/m ³	→	→	→	→
	Benetzungshöhe h_{\max}	20 – 50 – 500 μm	↗	↗	↘	↘
	Verschleiß	0 – 0,2 mm	↘	↘	↘	↗
Betr. par.	Drehzahl n	900 – 2000 1/min	↗	↗	↗	↗
	Anregungsordnung	1,5. – 2. – 4.	↗	→	→	↗

7 Beispielhafte Anwendung an einem Doppelkupplungsgetriebe

In diesem Kapitel werden die entworfenen Module und Modellierungsverfahren zum Nachweis der Praxistauglichkeit auf ein komplettes Fahrzeuggetriebe angewandt. Hierzu wird zunächst das untersuchte Getriebe sowie das abgeleitete Simulationsmodell vorgestellt. Anschließend wird das Rasselverhalten des Getriebes untersucht. Am Beispiel des 5. Ganges soll der Einfluss der Vorwahlstrategie auf die Geräuschentwicklung gezeigt werden. Weiterhin werden zwei Maßnahmen zur Geräuschreduktion, eine Repositionierung der Ölpumpe und eine Entkopplung einer Vorgelegewelle vorgestellt.

7.1 Untersuchtes Getriebe

Das untersuchte Getriebe basiert auf einem von Kubalczyk, Ebenhoch und Schneider [Kub06] vorgestellten Konzept. Es handelt sich um ein 7-Gang-Doppelkupplungsgetriebe (DCT) in koaxialer Bauweise, d.h. für den Einbau in Fahrzeuge mit Standardantrieb. Das Radsatzschema zeigt Abb. 7.1. Wie alle DCTs besteht das Getriebe aus zwei Teilgetrieben, wobei eines alle geraden und das andere alle ungeraden Gänge beinhaltet. Zum Schalten ist nur ein einfacher Kupplungswechsel erforderlich, der in Form einer Überschneidungsschaltung ohne Zugkraftunterbrechung ausgeführt werden kann. Eine Besonderheit bei dem dargestellten Konzept ist die Mehrfachnutzung der hintersten Radebene für den 1. und 2. Gang, wodurch eine zusätzliche Radebene eingespart wird.

Da für das Konzept keine Konstruktionsdaten vorlagen, wurden im ersten Schritt eine Festlegung der Übersetzungen und eine grobe Dimensionierung der Bauteile vorgenommen. Die Übersetzungen wurden so gewählt, dass der 1. Gang eine Übersetzung von 4,8 hat und der 5. Gang direkt ist. Bei Anwendung einer harmonischen progressiven Stufung und Berücksichtigung von Einschränkungen bei der Zähnezahlabstimmung erhält der 7. Gang eine Übersetzung von 0,7. Das Getriebe hat damit eine Spreizung von 6,86.

Bei der Gestaltung der wesentlichen Elemente wurde ein Antriebsmoment von maximal 450 Nm angenommen. Der Achsabstand wurde auf einen für diese Drehmomentklasse typischen Wert von 90 mm festgelegt. Mit den bekannten Zähnezahlen lassen sich die Belastungen der einzelnen Radpaare und nach Naunheimer et al. [Nau07] die resultierenden Zahnbreiten überschlägig bestimmen. Die Dimensionierung der Getriebewellen kann auf analoge Weise erfolgen, wobei auf eine Feingestaltung von Welle-Nabe-Verbindungen, Nuten etc. verzichtet wurde, da diese Elemente nur geringen Einfluss auf das dynamische Verhalten haben.

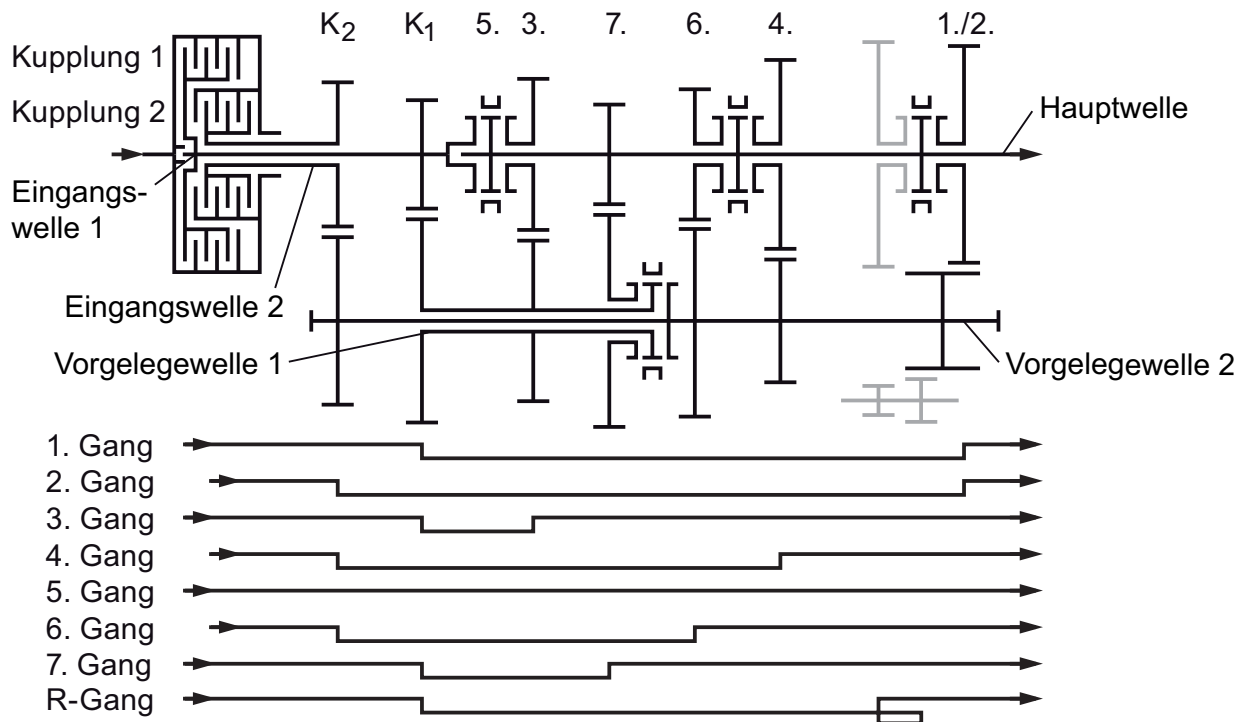


Abb. 7.1. Radsatzschema des untersuchten 7-Gang Doppelkupplungsgetriebes [Kub06]

Alle Wellen wurden, wie bei Kubalczyk et al. [Kub06] beschrieben, mit einer Fest-Loslagerung gelagert, wobei sich die Dimensionierung aus den Wellendurchmessern sowie der zu erwartenden Belastung ergibt.

Die Durchmesser der beiden nassen Lamellenkupplungen wurden anhand des üblicherweise zur Verfügung stehenden Bauraums abgeschätzt und mit Hilfe des Eingangsmoments die Anzahl der nötigen Lamellenpaare bestimmt. Die Abmessungen der Synchronisierungen wurden von einem Handschaltgetriebe mit bekannten Abmaßen und gleicher Drehmomentklasse übernommen.

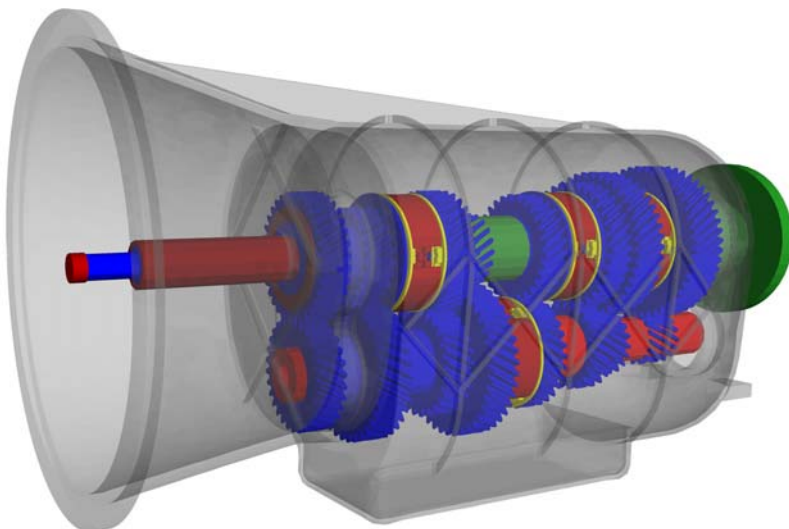


Abb. 7.2. 3D Mehrkörpermodell des Doppelkupplungsgetriebes

Das Gehäuse wurde bewusst einfach gestaltet, um den nötigen Modellierungsaufwand in Grenzen zu halten. Die geometrische Gestalt des Getriebes ohne Kupplung zeigt Abb. 7.2. Dargestellt ist das in der Simulationsumgebung aufgebaute 3D-Mehrkörpermodell.

7.2 Simulationsmodell

Die eingebauten Verzahnungen, Synchronisierungen und Lager wurden wie in Kapitel 3 beschrieben modelliert. Aus Rechenzeitgründen kamen hierbei nur die analytischen Lösungsvarianten zum Einsatz. Alle fünf Getriebewellen des Radsatzes hinter der Kupplung sowie das Gehäuse wurden analog dem in Kapitel 4 gezeigten Vorgehen elastisch eingebunden.

Die Doppelkupplung ist im Modell in Abb. 7.2 nicht dargestellt, wurde aber in der Simulation berücksichtigt. Das Schleppmoment der jeweils geöffneten Kupplung wird mit Hilfe einer vorliegenden Messung und Gleichung (4.8) berechnet. Das gesamte Modell umfasst 6 elastische sowie 41 starre Körper und hat 102 Starrkörper- sowie 642 elastische Freiheitsgrade. Hinzu kommen die Zustandsgrößen der Verzahnungselemente.

Der Getriebeeingang wird zur Anregung von Rasselgeräuschen mit sinusförmigen Schwingungen der 2. Motorordnung und unterschiedlichen Amplituden beaufschlagt, die einer mittleren Drehzahl überlagert werden. Aufgrund der hohen Komplexität des Modells kommt es zu hohen Rechenzeiten. Bei dem eingesetzten PC mit 3,33 GHz Taktfrequenz benötigte eine Simulation einer einzelnen Anregung über fünf Sekunden ungefähr 60 h Rechenzeit.

7.3 Ergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse aus unterschiedlichen Simulationsläufen dargestellt. Hierbei wurden ausschließlich Zustände mit geschaltetem 5. Gang bei einer Antriebsdrehzahl von 900 1/min und einem Bremsmoment von 50 Nm untersucht. Diese Drehzahl liegt am unteren Rand der in der Praxis auftretenden Wertebereiche. Zahlreiche Simulationen und Prüfstandsläufe haben gezeigt, dass die Drehzahl keinen Einfluss auf die relative Lage der Geräuschpegel unterschiedlicher Konfigurationen zueinander hat. Somit ist die Wahl dieser bezüglich Rechenzeit günstigen kleinen Drehzahl zulässig.

Zunächst wird der Einfluss der Vorwahlstrategie betrachtet. Anschließend werden zwei Maßnahmen zur Geräuschreduktion, eine Repositionierung der Ölpumpe und eine Entkopplung einer Vorgelegewelle, analysiert. Die dargestellten Körperschallpegel am Getriebegehäuse sind dabei tendenziell höher als üblicherweise an Pkw-Getrieben auftretende Pegel. Dies liegt an der einfachen Gestaltung des modellierten Gehäuses mit vielen glatten Flächen und nur geringer Verrippung, wodurch Gehäuseschwingungen begünstigt werden.

7.3.1 Einfluss der Vorwahlstrategie

Bei einer Fahrt im 5. Gang liegt das Teilgetriebe mit den ungeraden Gängen im Leistungsfluss. Der 5. Gang stellt hierbei den Spezialfall des direkten Ganges dar, bei dem eine Eingangswelle direkt mit der Hauptwelle verbunden wird und sich somit eine Übersetzung von 1,0 ergibt, vgl. Abb. 7.1. Je nach Fahrsituation kann im zweiten Teilgetriebe ein Gang vorgewählt werden oder sich dieses mit einem zusätzlichen Freiheitsgrad lose mitdrehen.

Die simulierten Körperschallpegel gemessen am unteren Teil des Gehäuses unter Rasselanregung zeigt Abb. 7.3. Da um den nötigen Aufwand zu reduzieren für die Simulation bei niedrigen Anregungen eine grobe Schrittweite der Anregungsamplituden von 100 rad/s^2 gewählt wurde, sind die Klappergrenzen nicht eindeutig zu erkennen.

Ohne vorgewählten Gang findet keine Anregung des lastlosen Teilgetriebes statt, und es stellen sich die geringsten Pegel ein. Aufgrund von Schleppmomenten dreht sich dieses Teilgetriebe dennoch mit. Es gibt drei Verzahnungsrasselstellen an der Konstante K_1 und an den Verzahnungen des 3. und 7. Ganges, sowie sieben Synchronringklapperstellen an allen Ringen außer dem des geschalteten 5. Ganges. Das reduzierte Grundgeräusch (0 rad/s^2 Anregung) lässt sich auf die Tatsache zurückführen, dass ohne Vorwahl beide Vorgelegewellen kinematisch ungebunden sind.

Wird der 6. Gang vorgewählt, d. h. das Losrad des 6. Ganges mit seiner Welle verbunden und somit eine Schaltung in diesen Gang vorbereitet, erhöhen sich die Pegel. In diesem Fall wird das Teilgetriebe mit den geraden Gängen kinematisch an den Getriebeabtrieb gekoppelt und somit angeregt. Es können Rasselstöße an allen acht Zahnradpaaren (entspricht neun Klapperstellen, da der Rückwärtsgang zwei Eingriffe besitzt) sowie an sechs Synchronringen (alle außer die des 5. und 6. Ganges) auftreten. Ähnlich stellt sich die Situation mit vorgewählten 4. Gang dar. Hierbei rasseln alle Verzahnungen und alle Synchronringe mit Ausnahme der des 4. und 5. Ganges. Aufgrund der Übersetzung kommt es beim 4. vorgewählten Gang im zweiten Teilgetriebe zu höheren Drehzahlen als beim 6. und damit auch zu höheren Drehschwingungsamplituden der Vorgelegewelle 2 sowie der Eingangswelle 2.

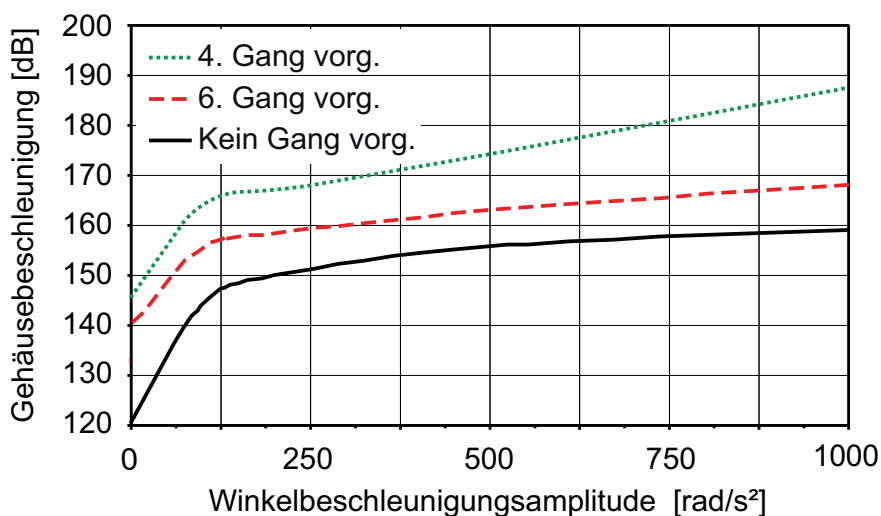


Abb. 7.3. Körperschallpegel am Gehäuse im 5. Gang für verschiedene vorgewählte Gänge

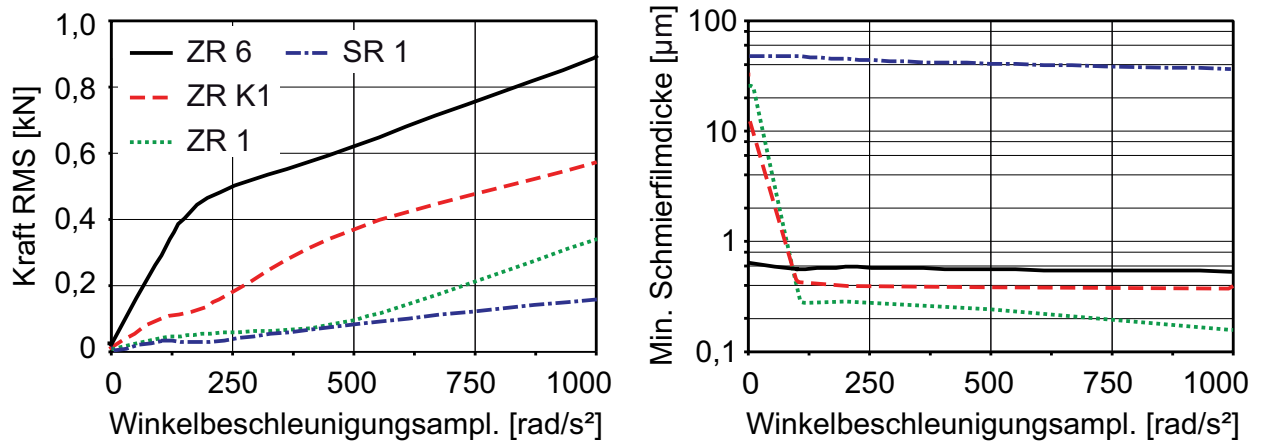


Abb. 7.4. Kraft und minimale Schmierpalhöhe an unterschiedlichen Rasselstellen für geschalteten 5. und vorgewählten 6. Gang. ZR Zahnrad; SR Synchronring

Hierdurch werden die Rasselgeräusche der mit diesen Wellen gekoppelten Losteile und somit auch die Körperschallpegel nochmals deutlich erhöht.

In Abb. 7.4 sind links die resultierenden Kräfte an einigen exemplarischen Rasselstellen für den Zustand mit vorgewähltem 6. Gang dargestellt. Die höchsten Kräfte von allen Rasselstellen treten an der Verzahnung des 6. Gangs (ZR 6) auf. Das Losrad des 6. Gangs ist drehfest mit der Hauptwelle verbunden und die gesamte Vorgelegewelle 2 sowie die Eingangswelle 2 stellen auf dieses Radpaar bezogen Losteile dar, die zum Rasseln angeregt werden und im Vergleich zu anderen Losteilen relativ hohe Trägheiten besitzen. Zudem überträgt die Verzahnung des 6. Gangs nennenswerte Momente, da sämtliche Schleppmomente des zweiten Teilgetriebes inklusive der geöffneten Kupplung 2 auf ihr abgestützt werden. Sobald es zum Abheben kommt, werden hierdurch die Stöße verstärkt und damit die Rasselpegel höher. Als dritter Grund für die hohen Kräfte an dieser Stelle ist die relativ kleine Übersetzung des 6. Gangpaars mit 31/29 anzuführen, die die Rasselgeräusche nochmals begünstigt, vgl. Abschnitt 6.1.1.

An der Verzahnung der Konstante K_1 (ZR K1) stellt die Vorgelegewelle 1 das Losteil dar. Die Übersetzung dieses Radpaars liegt bei 36/23 und damit etwas höher als die des 6. Gangpaars. Die aus dem Rasseln resultierenden Kräfte an dieser Verzahnung sind etwas kleiner als beim 6. Gang. Als drittes Beispiel ist die Verzahnung des 1. Gangs ZR 1 aufgeführt. Hier fungiert nur das einzelne Losrad des 1. Gangs als Losteil. Die Anregung erfolgt über das Ritzel auf der Vorgelegewelle 2. Die Übersetzung des Radpaares liegt bei 49/16. Aus diesen Gründen sind die Kräfte an dieser Stelle relativ klein.

Die von den Synchronringen verursachten Kräfte liegen durchweg unter 200 N und damit fast ausnahmslos unterhalb der an den Verzahnungen erzeugten Anregungen. Dies lässt sich mit den geringen Trägheitsmomenten der Synchronringe begründen. Als Beispiel ist in Abb. 7.4 der Synchronring des 1. Gangs SR 1 dargestellt, der von der Hauptwelle angeregt wird.

Auf der rechten Seite von Abb. 7.4 sind die minimalen Schmierpalhöhen der betrachteten Rasselstellen dargestellt. Beim Synchronring SR 1 ist der Kontakt zwischen Kupplungskörper und Synchronkörper abgebildet, welcher nahezu lastfrei ist. Unter Anregung beginnt der Ring zu taumeln und die Filmdicke in diesem Kontakt sinkt etwas ab. Für die

Verzahnungen sind die minimalen Schmierstathöhen zwischen den Zahnflanken dargestellt. Ohne Anregung (0 rad/s^2) stellen sich Schmierfilmdicken entsprechend der in den Kontakten wirkenden Kräfte ein. Aufgrund von Schleppmomenten wirken auf die Verzahnung des 1. Gangs $3,45 \text{ mNm}$, auf die der Konstante K_1 $9,4 \text{ mNm}$ und auf die des 6. Gangs $0,473 \text{ Nm}$, jeweils auf die Vorgelegewelle bezogen.

Sobald die jeweiligen Verzahnungen zu Rasseln beginnen, wirken um Zehnerpotenzen höhere Kräfte (vgl. Abb. 7.4 links) und die minimalen Schmierfilmdicken sinken ab. Hier gewinnt nun die herrschende Umfangsgeschwindigkeit an Bedeutung. Je schneller das Zahnrad dreht, desto höher ist die Summengeschwindigkeit an den Flanken und desto größer ist der Einfluss der transienten Ölverdrängung zwischen den Flanken. Hierdurch wird das Ausbilden dickeren Schmierfilme begünstigt. An der Verzahnung des 1. Gangs liegt eine Umfangsgeschwindigkeit von $1,14 \text{ m/s}$, an der der Konstante 1 eine von $2,82 \text{ m/s}$ und an der des 6. Gangs von $4,50 \text{ m/s}$ vor. Dies spiegelt sich direkt in den minimalen Schmierfilmdicken unter Anregung wider.

7.3.2 Repositionierung der Ölpumpe

Eine Möglichkeit zu Reduktion der Rasselgeräusche stellt die Repositionierung der Ölpumpe dar. Diese wird normalerweise direkt vom Verbrennungsmotor angetrieben und stellt Drucköl zur Betätigung der Kupplungen und Gangsteller sowie zur Kühlung und Schmierung des Getriebes bereit. Die Idee besteht nun darin, das Schleppmoment der Pumpe zur Losteilberuhigung einzusetzen. Hierzu wird diese vorteilhafterweise versetzt und dadurch von der Vorgelegewelle 1 angetrieben, siehe Abb. 7.5. Hierdurch wird auf die Konstante K_1 ein zusätzliches Schleppmoment ausgeübt. Diese Maßnahme soll im Leerlauf und im geschalteten 5. Gang ein Rasseln an der Konstante K_1 verhindern, welches aufgrund des hohen Trägheitsmoments der Vorgelegewelle 1 sehr energiereich ist.

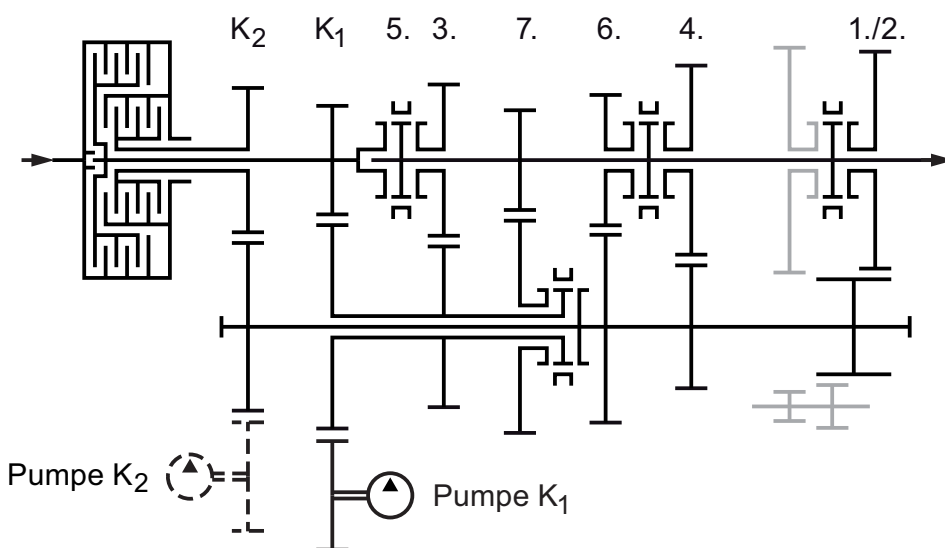


Abb. 7.5. Ausführung des Doppelkupplungsgetriebes mit repositionierter Ölpumpe an der Vorgelegewelle 1 (K_1) bzw. zusätzlicher zweiter Pumpe an der Vorgelegewelle 2 (K_2)

Weiterhin kann die Pumpe zur Rasselreduzierung bei eingelegtem geradem und vorgewähltem ungeradem Gang beitragen, da auf das Gangpaar des vorgewählten ungeraden Gangs ein zusätzliches Schleppmoment wirkt.

Eine weitere Variante besteht in einer zweiten mechanisch angetriebenen Pumpe an der Vorgelegewelle 2 (Pumpe K_2). Diese sorgt bei eingelegtem ungeradem und vorgewähltem geradem Gang für eine Rasselreduktion am Gangpaar des vorgewählten geraden Gangs.

Beiden Varianten gemein sind der erhöhte Bauaufwand sowie der Aufwand zur Steuerung und Regelung. Es ist zudem eine weitere Pumpe z. B. in elektrisch angetriebener Ausführung nötig, um bei Stillstand des Fahrzeugs und geöffneten Kupplungen Drucköl zur Verfügung stellen zu können. Der Vorteil dieser Lösung gegenüber anderen Maßnahmen der Losteilberuhigung besteht darin, dass die aus den Schleppmomenten resultierende Verlustenergie ohnehin zur Getriebesteuerung benötigt und lediglich an einer anderen Stelle dem Triebstrang entnommen wird.

Die Ergebnisse im direkten 5. Gang ohne Vorwahl zeigt Abb. 7.6. Hierbei wurden die originale Konfiguration sowie zwei Varianten mit der Pumpe K_1 und unterschiedlichen Pumpenleistungen betrachtet. Für die Pumpe wurde bei der betrachteten Antriebsdrehzahl des Getriebes von 900 1/min eine Antriebsleistung von 500 W bzw. 1000 W angenommen, diese in ein Moment umgerechnet und auf die Vorgelegewelle 1 an der Position der Konstante K_1 aufgebracht. Die Beschleunigungspegel ohne Anregungsamplitude zeigen, dass es zu deutlichen Antriebsgeräuschen durch die Pumpe kommt. Diese Geräusche entstehen maßgeblich in der Verzahnung der Konstante K_1 .

Die besten Ergebnisse zeigt die Variante mit einer Pumpenleistung von 500 W, wobei die Rasselpiegel über weite Teile der Anregung deutlich reduziert werden können. Dies liegt darin begründet, dass bei der originalen Konfiguration an der Konstante K_1 sehr energiereiche zweiseitige Stöße auftreten, wohingegen mit der Pumpe mit 500 W an dieser Stelle nur noch einzelne einseitige Stößen entstehen.

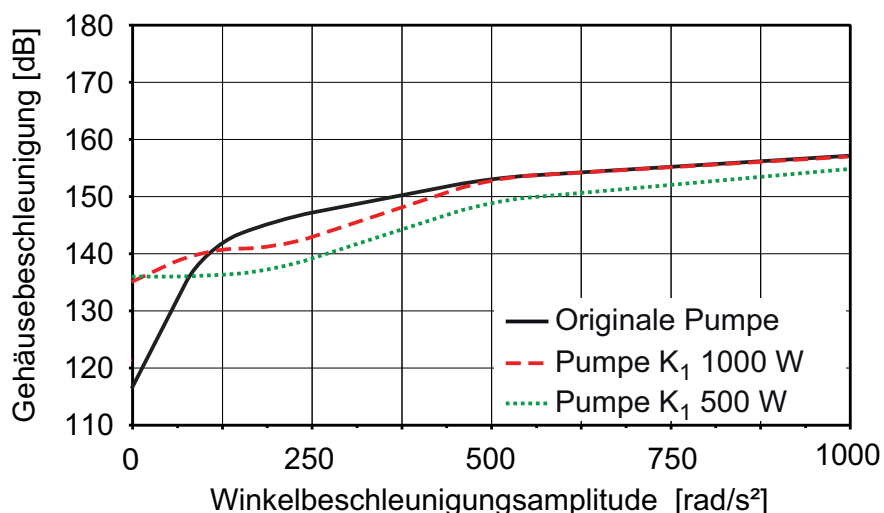


Abb. 7.6. Körperschallpegel am Gehäuse im 5. Gang ohne Vorwahl für unterschiedliche Leistungen der Pumpe K_1

Wird die Pumpenleistung auf 1000 W erhöht, kommt es an der Konstante K_1 zu keinem Abheben mehr. Allerdings ist nun die Vorgelegewelle 1 sehr steif an die Eingangswelle 1 gekoppelt, wodurch die Vorgelegewelle Schwingungen mit höheren Winkelbeschleunigungsamplituden als bei 500 W Pumpenleistung ausführt. Hierdurch kommt es an nachgelagerten Teilen wie der Verzahnung des 3. Gangs, der Synchronereinheit des 7. Gangs sowie der Synchronereinheit zwischen den Vorgelegewellen zu deutlich stärkeren sekundären Rasselstößen. Zudem steigt die durch Schleppmomente von der Vorgelegewelle 1 auf die Vorgelegewelle 2 übertragene Schwingung. Dies führt in Summe dazu, dass die Rasselpegel bei 1000 W Pumpenleistung gegenüber 500 W erhöht sind und teilweise sogar das Niveau der originalen Variante ohne repositionierte Pumpe erreichen.

Die Ergebnisse für eingelegten 5. und vorgewählten 6. Gang zeigt Abb. 7.7. Es wurden wiederum drei Varianten betrachtet, die originale, eine mit einer einzelnen Pumpe an der Konstante K_1 mit 1000 W Leistung, und eine mit zwei Pumpen an den Konstanten K_1 und K_2 mit je 500 W Leistung. Die Pumpe K_2 soll hierbei für eine Rasselreduktion an der Zahnradstufe des vorgewählten 6. Gangs sorgen. An den Beschleunigungspegeln ohne Anregungsamplitude wird deutlich, dass es wiederum zu deutlich erhöhten Pegeln durch das Antriebsgeräusch der Pumpen kommt. Diese werden im vorliegenden Fall durch mit der Zahneingriffsfrequenz angeregte Eigenschwingungen des Systems zusätzlich verstärkt. Weiterhin sind die Geräusche ohne Anregung bei zwei Pumpen höher als bei einer.

Mit steigender Anregung wird deutlich, dass die Variante mit zwei Pumpen etwas günstiger ist als die mit einer. Aufgrund der Antriebsgeräusche der Pumpen und Eigenschwingungen des Systems zeigen beide Varianten aber erst ab ca. 900 rad/s^2 Vorteile gegenüber der originalen Konfiguration. Bei genauerer Analyse des Verhaltens einzelner Zahnradstufen ergibt sich, dass das Rasseln an der Konstante K_1 von der Pumpe K_1 unterbunden wird, das von der Pumpe K_2 erzeugte Schleppmoment jedoch nicht ausreicht, um die vorgewählte 6. Gangstufe am Abheben und damit am Rasseln zu hindern.

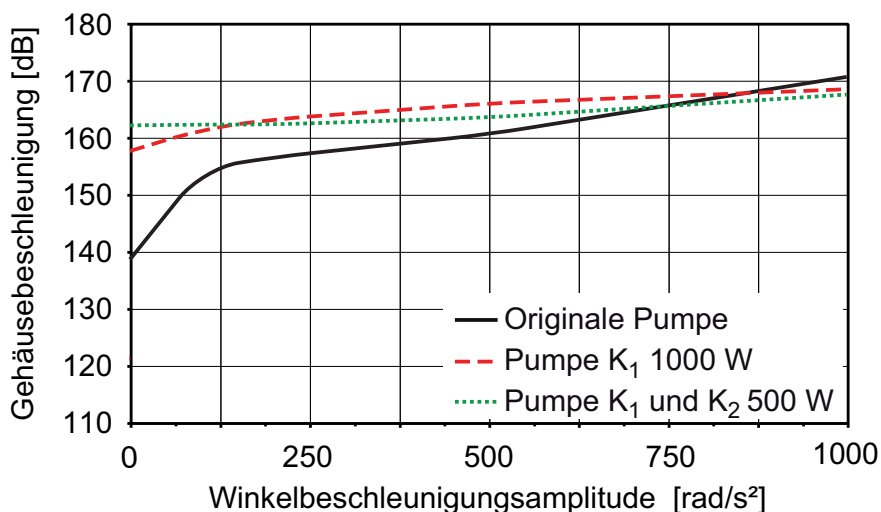


Abb. 7.7. Körperschallpegel am Gehäuse im 5. Gang mit vorgewähltem 6. Gang für eine Konfiguration mit einer Pumpe K_1 sowie eine mit zwei Pumpen K_1 und K_2

Die niedrigeren Pegel der Variante mit zwei Pumpen gegenüber derjenigen mit einer ist also auf das oben beschriebene, günstigere Verhalten der Pumpe K_1 mit 500 W gegenüber einer Pumpe K_1 mit 1000 W Leistung zurückzuführen. Bei 500 W Leistung ist die Kopplung zwischen Eingangswelle 1 und Vorgelegewelle 1 weniger steif und die auf die Vorgelegewelle 1 übertragene Schwingung geringer.

In Summe lässt sich festhalten, dass mit einer Repositionierung der Ölpumpe in gewissen Betriebspunkten ein positiver Effekt auf die Losteilgeräusche erzielt werden kann. Im vorliegenden Fall wurden die besten Ergebnisse mit einer Pumpe an der Vorgelegewelle 1 bei einer mittleren Pumpenleistung von 500 W erzielt. Eine praktisch relevante Reduktion stellte sich dabei vor allem ohne vorgewählten Gang ein. Es ist jedoch zu erwarten, dass auch bei vorgewähltem Gang durch eine Optimierung des Eigenschwingungs- bzw. Anreungsverhalten durch die Pumpe sowie durch eine günstig gewählte Pumpenleistung noch deutliches Reduzierungspotenzial vorhanden ist.

7.3.3 Entkopplung einer Vorgelegewelle

Eine weitere Möglichkeit zur Reduktion von Rasselgeräuschen stellt die Entkopplung einer Vorgelegewelle dar [PAT04]. Hierbei wird die Konstantenverzahnung K_1 mit einer zusätzlichen Schalteinrichtung ausgestattet, siehe Abb. 7.8. Diese Maßnahme ist ausschließlich im Leerlauf und im geschalteten direkten Gang wirksam. Hierbei wird die nicht im Leistungsfluss liegende Vorgelegewelle 1 vom Antrieb und damit der Anregung abgekoppelt. Die Zahl der Rasselstellen reduziert sich um die Verzahnungen der Konstante K_1 und des 3. Gangs sowie um die auf der Vorgelegewelle angeordnete Synchronleinrichtung mit zwei potentiell rasselnden Synchronringen.

Die Ergebnisse dieser Maßnahme für den 5. Gang mit und ohne vorgewählten 6. Gang zeigt Abb. 7.9. Mit vorgewähltem Gang reduziert sich die Anzahl der Synchronringklapperstellen von sechs auf fünf und die der Verzahnungsklapperstellen von neun auf sieben, wobei jedoch die besonders energiereichen Klapperstellen an der Konstanten K_2 und am 6. Gang weiterhin erhalten bleiben. Deshalb stellen sich nur geringfügig niedrigere Pegel ein.

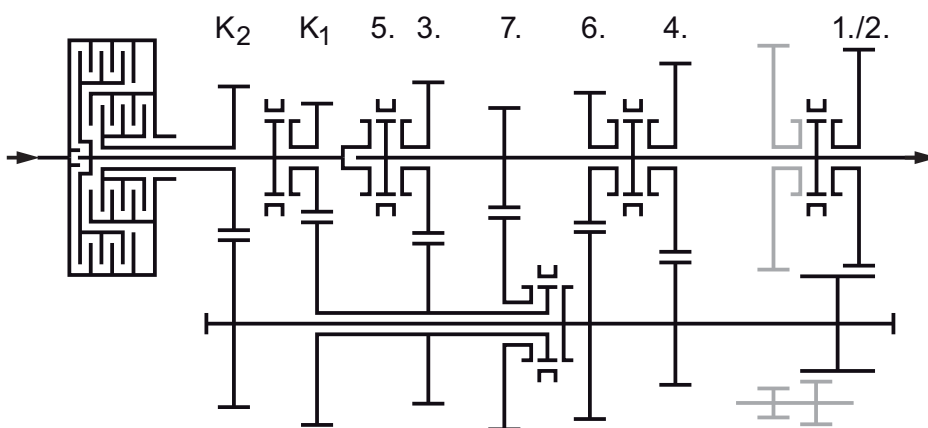


Abb. 7.8. Ausführung des Doppelkupplungsgetriebes mit entkoppelbaren Vorgelegewellen

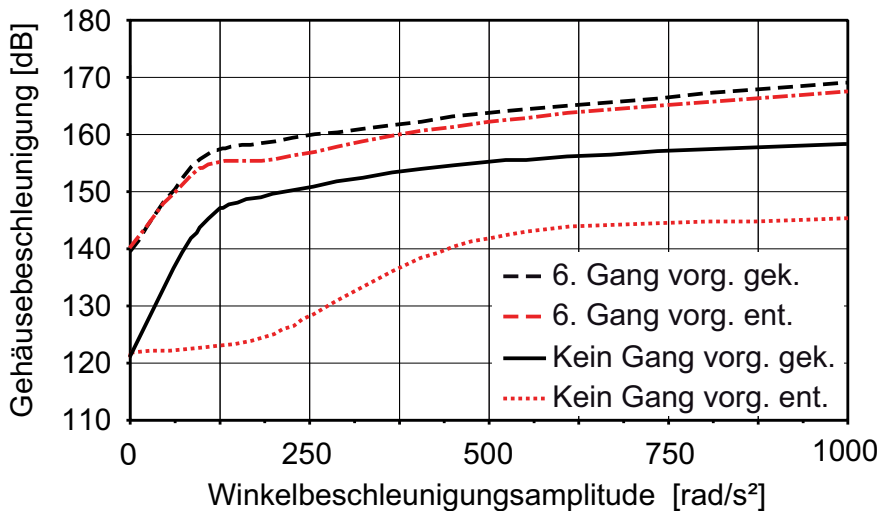


Abb. 7.9. Körperschallpegel am Gehäuse im 5. Gang für eine gekoppelte und entkoppelte Vorgelegewelle

Deutlicher wirkt die Entkopplung ohne vorgewählten Gang. Hier wird die Anzahl der Synchronringklapperstellen von sieben auf sechs und die der Verzahnungsklapperstellen von drei auf eins verringert. Da die Verzahnungen dominant sind, wird der resultierende Körperschall maßgeblich reduziert. Die Klappergrenze steigt, so dass bis zu einer Anregung von ca. 200 rad/s² kein Rasselgeräusch entsteht.

Ein weiterer positiver Effekt der Entkopplung der Vorgelegewelle 1 ist die Reduktion der Schleppmomente. Die Vorgelegewelle dreht sich aufgrund der antreibenden Schleppmomente in den Losradlagern und Synchronisierungen weiterhin mit, allerdings mit deutlich reduzierter Drehzahl. Mit vorgewählten 6. Gang reduzieren sich die lastunabhängigen Widerstände von 0,8629 auf 0,8509 Nm (−1,39%) und ohne vorgewählten Gang von 0,4132 auf 0,3901 Nm (−5,59%).

In Summe lässt sich festhalten, dass die Entkopplung einer Vorgelegewelle eine gute Möglichkeit der Rasselgeräuschreduktion darstellt, wobei diese Maßnahme vor allem im direkten Gang ohne Vorwahl zweckmäßig ist. Zudem wirkt sie sich positiv auf die Schleppmomente und damit den durch das Getriebe verursachten Energieverlust aus.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Die Anforderungen bezüglich Zuverlässigkeit, Komfort und Emissionen bei der Entwicklung von Kraftfahrzeugen nehmen stetig zu. Hierbei hat das Fahrzeuggetriebe großen Einfluss auf diese Faktoren. Ziel ist es, möglichst früh im Entwicklungsprozess Aussagen zu wesentlichen Leistungsmerkmalen des Getriebes wie Lebensdauer und Komfort treffen zu können. Vor dem Hintergrund knapper werdender Entwicklungsressourcen und gesteigerter Anforderungen spielt dabei die Simulation eine wichtige Rolle.

Der Fokus dieser Arbeit liegt in der rechnerischen Bestimmung des Getriebegeräusches sowie der innerhalb des Getriebes auftretenden Kräfte und Schmierzustände, die die Lebensdauer maßgeblich beeinflussen. Um simulative Aussagen über diese Größen treffen zu können, ist eine passende Beschreibung der transienten, d. h. zeitveränderlichen Kontakte essentiell. Zu diesen Kontakten zählen Verzahnungen, Schaltelemente, Wälzlager und Gleitlager.

Ziel war es, für diese transienten Kontakte Modellierungsverfahren zu erarbeiten. Diese sollen den an den Kontakten vorhandenen Ölfilm mit einbeziehen und detailliert genug sein, um Aussagen über das akustische Verhalten des Systems machen zu können. Zudem wurden Methoden zur Simulation des restlichen Getriebes entworfen. Hierdurch ist es möglich, gesamte Getriebe einzig unter Vorgabe der Drehmoment- und Drehzahlrandbedingungen am Ein- und Ausgang abzubilden. Dabei spielte auch die Effizienz der Verfahren eine Rolle, um akzeptable Rechenzeiten erreichen zu können. Der Fokus der Anwendung der Methoden lag auf der Bestimmung der Klapper- und Rasselgeräusche. Dennoch wurden die Verfahren auch herangezogen, um Heul- und Pfeifgeräusche sowie Belastungen und Schmierzustände zu bestimmen.

Zu Beginn der Arbeit wurde eine umfangreiche Literaturrecherche zu Grundlagen und Stand der Technik durchgeführt. Dabei wurde sowohl auf die Beschreibung belasteter und unbelasteter transienter Kontakte als auch auf die Tribologie und allgemeine Modellbildung mechanischer Systeme eingegangen.

Anschließend wurden Methoden zur simulativen Beschreibung der Kontakte erarbeitet. Ziel war eine rein physikalische Modellbildung, d. h. es sollten keine empirischen Korrelationsfaktoren Verwendung finden. Die Zahnräder wurden mit in Umfangsrichtung flexiblen Zähnen und verformbaren Zahnflanken abgebildet. Es wurde an den Flanken der allgemeine Fall einer piezoviskosen elasto-hydrodynamischen Schmierung angenommen. Basis war die Reynoldsgleichung für dünne Schmierfilme. Mischreibungszustände, Festkörperkontakt sowie der Einfluss der Oberflächenrauheit fanden Berücksichtigung. Es wurden zwei Verfahren zur Lösung der Kontaktgleichungen erarbeitet: Ein effizientes analytisches, welches die Flanke unter vereinfachenden Annahmen nur eindimensional beschreibt und direkt in

Form von analytischen Gleichungen die Flankenkräfte liefert, und ein genaues numerisches, bei dem die Flanken zweidimensional diskretisiert und die resultierenden Gleichungen mit Hilfe der Mehrgittertechnik gelöst werden. Ein Vergleich der beiden Lösungsarten zeigte, dass für die meisten Fälle das analytische Verfahren ausreichend ist.

Bei den Schaltelementen wurden nur Synchronisierungen untersucht. Diese wurden im offenen Zustand betrachtet, da angenommen wurde, dass im geschlossenen Zustand keine transienten Kontakte auftreten und Schaltvorgänge kein Bestandteil dieser Arbeit sind. Die Synchronringe wurden mit starrer Oberfläche modelliert. Alle Kontaktgeometrien zu benachbarten Bauteilen wurden vereinfachend analytisch beschrieben und ein isoviskoser hydrodynamischer Schmierzustand angenommen. Hierdurch wurde eine effiziente Berechnung der Verhältnisse in den aufwändigen Spaltgeometrien ermöglicht. Auch hierfür wurden für alle Kontaktflächen je eine effiziente analytische Lösung der Kontaktgleichungen sowie eine aufwändigere numerische mit einer Diskretisierung der Oberflächen hergeleitet.

Gleitlager wurden analog zu den Synchronringen behandelt, d.h. es wurde eine isoviskose hydrodynamische Schmierung bei einer starren Bauteiloberfläche angenommen. Die Lösung erfolgte entsprechend entweder auf analytischem oder auf numerischem Weg. Die Wälzlager wurden durch nichtlineare Kennfelder beschrieben. Diese Kennfelder wurden in einer Vorabberechnung unter Berücksichtigung der genauen Kontaktsituation an den Wälzkörpern bestimmt.

Die Implementierung aller Verfahren erfolgte modular als benutzerdefinierte Kraftelemente für die kommerzielle Mehrkörper-Simulationssoftware SIMPACK. Hierdurch wurden die größtmögliche Übertragbarkeit auf andere Problemstellungen sowie die Wiederverwendbarkeit von Modulen gewährleistet.

Anschließend wurde die Modellbildung des restlichen Getriebes betrachtet. Hierbei wurden der generelle Aufbau der verwendeten elastischen Mehrkörpermodelle sowie die Schleppmomentmodellierung behandelt. Ziel war es Verfahren zu entwickeln, die das Schwingverhalten eines Getriebes in einem Frequenzbereich von bis zu 10 kHz realitätsgetreu beschreiben. Besonderes Augenmerk wurde auf die Einbindung elastischer Körper gelegt. Dabei zeigte sich, dass bei Einhaltung bestimmter Vorgaben auf eine sonst übliche nachgeschaltete FE-Rechnung verzichtet werden kann, da das elastische Mehrkörpermodell bereits hinreichend genaue Aussagen über das Schwingverhalten der elastischen Bauteile zulässt.

Auf die Beschreibung der Modellierung folgte der Abgleich mit Messungen. Hierzu wurde zunächst ein vorhandener Prüfstand für die bevorstehenden Messaufgaben modifiziert und modernisiert. Dies umfasste die Installation einer akustischen Auskleidung, der Entwurf eines neuen Reglers sowie die Erneuerung der Messtechnik. Parallel wurde ein Prüfgetriebe mit einer einzelnen Zahnradstufe entwickelt und aufgebaut sowie ein Simulationsmodell von diesem entworfen. Anschließend erfolgte der eigentliche Abgleich zwischen Messung und Simulation. Untersucht wurden die Betriebszustände Verzahnung unter Rasselanregung, Verzahnung unter Last sowie Synchronisierung unter Rasselanregung. Bewertende Größen waren der relative Verdrehwinkel in der Verzahnung, der Körperschallpegel an der Gehäuseoberfläche sowie die Frequenzspektren des Körperschalls. Weiterhin wurde die Übertragbarkeit der Ergebnisse vom Körperschall auf die Luftschallabstrahlung

untersucht. Als Ergebnis lässt sich festhalten, dass Messung und Rechnung gut korrelierten. Die entwickelten Modelle und Verfahren erwiesen sich somit für eine rechnerische Modellierung der transienten Kontaktvorgänge eines Getriebes als geeignet.

Im nächsten Schritt wurden Parameterstudien an Verzahnungen und Synchronisierungen durchgeführt. Besonderer Wert wurde hierbei auf die für die erarbeiteten Modellierungsverfahren charakteristischen tribologischen Parameter gelegt. Die drei Betriebszustände Verzahnungsrasseln, unter Last stehende Verzahnung sowie Synchronringrasseln wurden getrennt behandelt. Es wurden sowohl zeitliche Verläufe wichtiger Größen wie Normalkraft, Festkörperkontaktkraft und Schmierfilmdicke als auch integrale Kenngrößen wie Anregungspegel oder Wirkungsgrad für verschiedene Eingabeparameter untersucht. Zudem wurden mit Hilfe der numerischen Lösungsverfahren die Druckverteilungen auf den Zahnflanken und die dreidimensionale Spaltgeometrien berechnet. Abschließend wurden in tabellarisch übersichtlicher Form die grundsätzlichen Einflüsse wesentlicher Parameter auf die Hauptkenngrößen der Kontakte dargestellt.

Im letzten Schritt wurde die Praxistauglichkeit der Methoden anhand einer Anwendung auf ein komplettes Fahrzeuggetriebe aufgezeigt. Aufgrund der zahlreichen potentiellen Wechselwirkungen und des Einsatzes in Fahrzeugen mit hohem Komfortanspruch wurde hierzu ein Doppelkupplungsgetriebe für Fahrzeuge mit Standardantrieb ausgewählt. Zunächst wurde das Getriebe auf Basis eines vorhandenen Prinzips konstruktiv ausgestaltet. Anschließend wurde dessen Klapper- und Rasselgeräuschverhalten in unterschiedlichen Schaltstellungen betrachtet und der Einfluss der Vorwahlstrategie behandelt. Zum Abschluss wurden zwei Maßnahmen zur Geräuschreduzierung, eine Repositionierung der Ölpumpe sowie eine Abkopplung einer Vorgelegewelle, auf ihre Wirksamkeit hin untersucht. Mit beiden Maßnahmen ließ sich eine Geräuschreduktion nachweisen.

In der vorliegenden Arbeit wurden Verfahren entwickelt, mit denen sich transiente Kontaktvorgänge bei Fahrzeuggetrieben und damit das Schwingungs- und Geräuschverhalten treffend nachbilden lassen. Künftige Arbeiten könnten zum Ziel haben, neben den mechanischen Messgrößen wie Relativwinkel oder Gehäuseschwingungen auch tribologische Größen wie Schmierfilmdicke oder Fluidreibungskräfte für einen Abgleich von Simulation und Versuch heranzuziehen und detaillierter zu untersuchen. Außerdem wäre eine Weiterentwicklung der Modellierung elastischer Körper interessant, wobei hierbei der Bestimmung der Dämpfung besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden sollte. Zusätzliche Anwendungsmöglichkeiten der Methoden wären weitere Geräuschuntersuchungen an Doppelkupplungsgetrieben sowie von passenden Reduktionsmaßnahmen. Es könnte eine Übertragung auf andere Getriebebauformen und -bauarten oder eine Betrachtung der Getriebeanregung von der Abtriebsseite her durchgeführt werden. Zudem wären eine Berechnung der Luftschallabstrahlung aus den Gehäuseschwingungen und ein Vergleich mit Messungen von Interesse.

9 Literaturverzeichnis

- [Ajm05] Ajmi, M.; Velex, P. (2005): A model for simulating the quasi-static and dynamic behaviour of solid wide-faced spur and helical gears. In: *Mechanism and Machine Theory* 40, S. 173–190.
- [Alb06] Albers, A.; Seifermann, A. (2006): Methoden zur Analyse und Vermeidung von Getrieberasseln in konventionellen und alternativen Antriebssträngen. ATZ/MTZ Konferenz „Akustik zukünftiger Fahrzeug- und Antriebskonzepte“ 17./18. Mai 2006. Stuttgart.
- [Alb10a] Albers, A.; Geier, M. (2010): Implementation of a Model Based Gear Rattle Analysis Method in a Full Vehicle System Simulation. In: International Conference on Gears. October 4th to 6th, 2010, Technical University of Munich (TUM), Garching, Germany.
- [Alb10b] Albers, A.; Kernstock, T. (2010): Model-based analysis and evaluation of relevant components and functions for a targeted reduction of gear rattle in motor vehicles at the example of a Porsche 7-speed dual clutch transmission. In: CTI (Hg.): 9. Internationales CTI Symposium „Innovative Fahrzeug-Getriebe“. 30. November – 1. Dezember 2010, Berlin.
- [Alb10c] Albers, A.; Lerspalungsanti, S. (2010): Method and Tool of Human Sensation Modelling for Comfort Evaluation of NVH Phenomenon on the Example of Gear Rattle. F2010-C-135. In: FISITA World Automotive Congress. Budapest.
- [ANS10] ANSYS, Inc. ANSYS help system release 13.0, 2010 (The Ansys Inc., Canonsburg, PA).
- [Bal11] Balcarek, M. (2011): Untersuchungen zum Benetzungsverhalten von Schmierstoffen auf metallischen Oberflächen. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Universität Stuttgart. Institut für Maschinenelemente.
- [Bar07] Barthod, M.; Hayne, B.; Tébec, J. -L; Pin, J. -C (2007): Experimental study of gear rattle excited by a multi-harmonic excitation. In: *Applied Acoustics* 68, S. 1003–1025.
- [Bar10a] Bartel, D. (2010): Simulation von Tribosystemen: Grundlagen und Anwendungen. Vieweg+Teubner Verlag/GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden.

-
- [Bar10b] Bartel, D.; Bobach, L.; Beilicke, R.; Deters, L. (2010): 3D-TEHD-Simulation von mischreibungsbeanspruchten Tribosystemen - Anwendungsbeispiele Wälzlager und Zahnrad. In: GETLUB Tribologie- und Schmierstoffkongress. 15./16. Dezember 2010 Würzburg.
- [Bau10a] Baumann, A.; Fietkau, P.; Bertsche, B.; Böhnke, R.; Hagemann, K.; Krechberger, W.; Zinßer, J. (2010): Influence of the Lubricant on the Gear-Rattle Noise Level of a Manual Transmission System. In: TAE-Tagung „17th International Colloquium Tribology – Solving Friction and Wear Problems“, Esslingen.
- [Bau10b] Baumann, A.; Fietkau, P.; Bertsche, B.; Böhnke, R.; Hagemann, K.; Krechberger, W.; Zinßer, J. (2010): Reduction of the Gear-Rattle Noise Level of Automotive Transmissions using Innovative Gear Lubricants. In: VDI-Tagung „Getriebe in Fahrzeugen“, Friedrichshafen.
- [Bau11] Baumann, A.; Fietkau, P.; Bertsche, B. (2011): Nachbildung verbrennungsmotorischer Drehschwingungen auf einem Getriebeprüfstand für Rasselgeräuschuntersuchungen. In: Fraunhofer IAO „Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung 2011“, Stuttgart, 23. und 24. November 2011.
- [Bei12] Beilicke, R.; Bartel, D.; Bobach, L.; Deters, L. (2012): Wirkungsgradoptimierung einer Getriebestufe durch 3D-TEHD-Simulation. In: GETLUB. Tribologie- und Schmierstoffkongress, 28. und 29. März 2012, Würzburg, S. 418–427.
- [Bel00] Bellomo, P.; Vito, N. de; Lang, C. H. (2000): Simulation and Servo-Powered Bench Testing to Analyse Transmission Rattle Excited by a Vehicle Driveline: An Innovative Approach. In: 33rd ISATA Proc.: Electric, Hybrid, Fuel Cell and Alternative Vehicles/Powertrain Technology. Int. Symposium on Automotive Technology and Automation, S. 429–437.
- [Bel02] Bellomo, P.; Vito, N. de; Lang, C. H.; Scamardi, L. (2002): In Depth Study of Vehicle Powertrains to Identify Causes of Loose Components Rattle in Transmissions. In: SAE 2002 World Congress, Detroit, Michigan, USA, March 4 - 7, 2002, S. 103–120.
- [Ber12] Bertsche, B.; Fietkau, P. (2012): Unterlagen zum VDI-Seminar Grundlagenwissen Fahrzeuggetriebe. Stuttgart, Frankfurt, Köln.
- [Bob10] Bobach, L.; Beilicke, R.; Bartel, D.; Deters, L. (2010): Simulation thermoelastohydrodynamischer Zahnflankenkontakte in Stirnradgetrieben. In: GfT Tribologie-Fachtagung. Göttingen, I, S. 34/1 – 34/19.
- [Bou09] Boussuge, R.; Hervet, P. (2009): NVH Methodology for New Powertrain Concepts. In: CTI (Hg.): 8. Internationales CTI Symposium „Innovative Fahrzeug-Getriebe“. 1./2. Dezember 2009, Berlin.

- [Bra05] Brancati, R.; Rocca, E.; Russo, R. (2005): A gear rattle model accounting for oil squeeze between the meshing gear teeth. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 219 (9), S. 1075–1083.
- [Bra06] Brancati, R.; Rocca, E.; Russo, R. (2006): A Theoretical Model for the Gear Rattle Analysis in Automotive Manual Transmissions Accounting for the Gears Lubrication. In: AITC-AIT 2006 International Conference on Tribology. 20–22 September 2006, Parma, Italy.
- [Bra07] Brancati, R.; Rocca, E.; Russo, R. (2007): An analysis of the automotive driveline dynamic behaviour focusing on the influence of the oil squeeze effect on the idle rattle phenomenon. In: *Journal of Sound and Vibration* 303 (3–5), S. 858–872.
- [Bre96] Brenan, K. E.; Campbell, S.L.; Petzold, L.R. (1996): Numerical Solution of Initial-Value Problems in Differential-Algebraic Equations. Corrected republication, Society for Industrial and Applied Mathematics, Philadelphia, PA, USA.
- [Bre09] Brecher, C.; Gorgels, C.; Gacka, A. (2009): Development of a Force Element for the Emulation of the Dynamic Behaviour of Bevel Gears. In: *Getriebe in Fahrzeugen 2009. Internationaler VDI-Kongress; Tagung Friedrichshafen*, 30. Juni und 1. Juli 2009, S. 279–290.
- [Cha05] Chae, C.-K.; Won, K.-M.; Kang, K.-T.; Schulz, I. (2005): Measurement of Transmission Rattle Sensitivity and Calculation of Driveline Torsional Vibration for Gear Rattle Analysis. SAE Paper 2005-01-1785. In: SAE 2005 World Congress. Detroit, Michigan, April 11–14, 2005.
- [Com90] Comparin, R. J.; Singh, R. (1990): An Analytical Study of Automotive Neutral Gear Rattle. In: *Journal of Mechanical Design* 112, S. 237–245.
- [Con11] Conrad, H.; Knauss, R. (2012): Geregelt Pendelschieber-Ölpumpe zur bedarfsgerechten Versorgung von Getrieben. In: *ATZ* 113 (12), S. 950–957.
- [Cra68] Craig, R. R. JR.; Bampton, M .C. C. (1968): Coupling of Substructures for Dynamic Analyses. In: *AIAA Journal* 6 (7), S. 1313–1319.
- [Cro08] Crowther, A. R.; Halse, C.; Zhang, Z.; Singh, R. (2008): An Assessment of Smoothing Functions Applied to the Gear Rattle Model. In: INTER-NOISE 2008. Shanghai, China, October 26–29, 2008.
- [Cro09] Crowther, A. R.; Rozyn, M. K. (2009): Design and Analysis of a Gear Rattle Test Rig. 2009-01-2113. In: *SAE Transactions Journal of Passenger Cars: Mechanical Systems* 2 (1), S. 1431–1439.

-
- [Cru09a] De la Cruz, M.; Theodossiades, S.; Rahnejat, H. (2009): An Investigation of Manual Transmission Drive Rattle. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-Body Dynamics* 224, S. 167–181.
- [Cru09b] De la Cruz, M.; Theodossiades, S.; Rahnejat, H.; Kelly, P. (2009): Numerical and Experimental Analysis of Manual Transmissions - Gear Rattle. In: SAE 2009 World Congress & Exhibition. Detroit, Michigan, April, 2009.
- [Cru11] De la Cruz, M.; Theodossiades, S.; King, P.; Rahnejat, H. (2011): Transmission drive rattle with thermo-elastohydrodynamic impacts: numerical and experimental investigations. In: *International Journal of Powertrains* 1(2), S. 137–161.
- [Dal07] Dally M.; Ibendorf I.; Hirschmann K.-H. (2007): Ein leistungsstarker Prüfstand zur Untersuchung von Klapper- und Rasselschwingungen. In: Erprobung und Simulation in der Fahrzeugentwicklung. Mess- und Versuchstechnik; 13. VDI-Fachtagung; 21. und 22. Juni 2007, Würzburg, S. 159–174.
- [Dal09a] Dally M.; Ibendorf I.; Hirschmann K.-H.; Drabek, M. (2009): Klappern und Rasseln bleibt eine Herausforderung für den Fahrzeuggetriebeentwickler. In: Getriebe in Fahrzeugen 2009. Internationaler VDI-Kongress ; Tagung Friedrichshafen, 30. Juni und 1. Juli 2009, S. 553–565.
- [Dal09b] Dally M.; Koch, D.; Hirschmann K.-H. (2009): Simulation des Klapperns und Rasseln von Doppelkupplungsgetrieben. In: Schwingungen in Antrieben 2009. Tagung Leonberg, 21. und 22. Oktober 2009, S. 261–270.
- [Dan09] Daniel, C.; Strackeljan, J.; Woschke, E. (2009): Modellierung von Gleitlagern in rotordynamischen Modellen. In: SIRM 2009 - 8th International Conference on Vibrations in Rotating Machines. Vienna, Austria, 23 – 25 February 2009.
- [Del05] Delprete, C.; Rosso, C. (2005): Numerical analysis of gear rattle. SAE-Paper 2005-01-1786. In: Transmissions and Driveline Symposium 4WD/AWD 2005. SP-1979. Transmission and Driveline Systems Symposium, S. 271–276.
- [DIN1793] Deutsche Institut für Normung DIN CEN/TS 1793-5, 2003: Lärmschutzeinrichtungen an Straßen. Prüfverfahren zu Bestimmung der akustischen Eigenschaften. Teil 5: Produktspezifische Merkmale – In-situ-Werte der Schallreflexion und der Luftschalldämmung. Vornorm.
- [Dio09] Dion, J.-L.; Le Moyne, S.; Chevallier, G.; Sebbah, H. (2009): Gear impacts and idle gear noise: Experimental study and non-linear dynamic model. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 23, S. 2608–2628.
- [Dog01] Doğan, S. N. (2001): Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben. Dissertation. Universität Stuttgart. Institut für Maschinenelemente.

- [Dog10] Doğan, S. N. (2010): Rattle and Clatter Noise in Powertrains - Automotive Transmissions. In: Rahnejat, H. (Hg.): Tribology and dynamics of engine and powertrain. Fundamentals, applications and future trends. Oxford, Philadelphia: Woodhead Pub., S. 793–838.
- [Dow66] Dowson, D.; Higginson, G. R. (1966): Elasto-Hydrodynamic Lubrication. The Fundamentals of Roller Gear Lubrication. London: Pergamin Press.
- [Dre05] Dresig, H.; Holzweißig, F. (2005): Maschinendynamik. 6., neubearbeitete und ergänzte Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- [Dre06] Dresig, H. (2006): Schwingungen und mechanische Antriebssysteme. Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- [DSP06] dSPACE DS1103 PPC Controller Board: Hardware Installation and Configuration. dSPACE GmbH, 2006.
- [Ebe00] Eberhard, P. (2000): Kontaktuntersuchungen durch hybride Mehrkörpersystem / Finite Elemente Simulationen. Shaker Aachen.
- [Ebr06a] Ebrahimi, S.; Eberhard, P. (2006): Contact Modeling of Meshing Gear Wheels using Tangentially Movable Teeth. In: SIMPACK User Meeting 2006, Baden-Baden.
- [Ebr06b] Ebrahimi, S.; Eberhard, P. (2006): Rigid-Elastic Modeling of Meshing Gear Wheels in Multibody Systems. In: *Multibody System Dynamics* 16, S. 55–71.
- [Ebr07] Ebrahimi, S. (2007): A Contribution to Computational Contact Procedures in Flexible Multibody Systems. Dissertation. Universität Stuttgart. Institut für Technische und Numerische Mechanik.
- [Eyr36] Eyring, H. (1936): Viscosity, Plasticity, and Diffusion as Examples of Absolute Reaction Rates. In: *J. Chem. Phys.* 4 (4), S. 283.
- [Fal04] Falkenstein, J.-W. (2004): Erzeugung von verbrennungsmotorischen Dreh-schwingungen mit elastisch gekoppelten elektrischen Antrieben. Renningen: expert-Verlag.
- [Fer08] Ferziger, J. H.; Perić, M. (2008): Numerische Strömungsmechanik. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- [Fie08] Fietkau, P. (2008): Automatisierter Vergleich von Kraftfahrzeuggetrieben am Beispiel von Planeten- und Doppelkupplungsgetrieben für Standardantrieb Unveröffentlichte Diplomarbeit. Universität Stuttgart. Institut für Maschinenelemente.
- [Fie11a] Fietkau, P.; Baumann, A.; Bertsche, B. (2011): Rasselgeräuschprüfstand zur Untersuchung von Fahrzeuggetrieben. PAK-Tag 2011, MÜLLER-BBM VibroAkustik Systeme, Herrsching am Ammersee, 3. Mai 2011.

-
- [Fie11b] Fietkau, P.; Baumann, A.; Bertsche, B. (2011): Simulation of Hydrodynamic Forces on Passenger Car Synchronizer Rings during Rattling. In: Proceedings of the ASME/STLE 2011 International Joint Tribology Conference. IJTC2011-61030, Los Angeles, California, USA, 24.–26. Oktober 2011.
- [Fie12] Fietkau, P.; Baumann, A.; Bertsche, B. (2012): Simulation of passenger car synchronizer ring movement during rattling. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics* 226, S. 3–16
- [Frü08] Früh, P. (2008): Dynamik von Zahnradgetrieben. Modellbildung, Simulation und experimentelle Analyse. Dissertation, Universität Rostock.
- [Fuj03] Fujimoto, T.; Kizuka, T. (2003): Predictive calculation of idling rattle in manual transmissions. SAE-Paper 2003-01-0678. In: Transmission and Driveline Symposium 2003. SP-1760. Transmission and Driveline Systems Symposium, S. 151–160.
- [FVA93] Forschungsvereinigung Antriebstechnik: Arbeitsblatt 54/6 Graufleckigkeit. 07/1993.
- [FVA99] Forschungsvereinigung Antriebstechnik: Arbeitsblatt 259/2 Graufleckentragfähigkeit. 06/1999.
- [Gei01] Geiser, H. (2001): EDV-Programm Dynamische Zahnkräfte Programm DZP Version 4.0. FVA Heft 635: Forschungsvereinigung Antriebstechnik.
- [Ger84] Gerber, H. (1984): Innere Dynamische Zusatzkräfte bei Stirnradgetrieben. Modellbildung, innere Anregung und Dämpfung. TU München.
- [Gna02] Gnanakumarr, M.; Theodossiades, S.; Rahnejat, H. (2002): The Tribo-Contact Dynamics Phenomenon in Torsional Impact of Loose Gears - Promoting Gear Rattle. In: Proceedings of the 2002 SAE International Body Engineering Conference and Automotive & Transportation Technology Conference. July 9–11, 2002 Paris.
- [Goh01] Gohar, R. (2001): Elastohydrodynamics. 2nd ed. London: Imperial College Press.
- [Goh08] Gohar, R.; Rahnejat, H. (2008): Fundamentals of Tribology. London: Imperial College Press.
- [Gre70] Greenwood, J. A.; Tripp J. H. (1970): The Contact of Two Nominally Flat Rough Surfaces. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 185(48), S. 625–633.

- [Gro06] Groß, V.; Kaindl, S. (2006): Berücksichtigung lokaler Dämpfungseffekte bei der Berechnung der Getriebe-Akustik. In: Getriebe in Fahrzeugen 2006. Internationaler VDI-Kongress. Gesellschaft Entwicklung, Konstruktion, Vertrieb. Düsseldorf: VDI-Verlag, S. 669–684.
- [Ham07] Hamzah, R. I. R.; Mba, D. (2007): Elastohydrodynamic Film Thickness and Acoustic Emission for Meshing of Spur and Helical Gears. In: Proceedings of ASME/STLE International Joint Tribology Conference IJTC2007. October 22–24, 2007, San Diego, California USA.
- [Han99] Han, K.-S. (1999): Entstehung und Reduzierung der Geräusche beim Rasseln in Kfz-Schaltgetrieben. Dissertation. Technische Universität Berlin. Institut für Mechanik.
- [Heb99] Heberling, H. (1999): Theoretische Untersuchung von Losradschwingungen in Zahnradgetrieben unter Berücksichtigung der hydrodynamischen Schmierkräfte im Zahnzwischenraum. Dissertation. TU Darmstadt.
- [Hen12] Hentschke, C. (2012): Untersuchung des Schmierfilmaufbaus und der Reibung bei dünnen Schmierfilmen mittels Interferometrie und FE8-Wälzlagerversuchen. Sachstandsbericht zu FVA Nr. 580 10.2011 – 02.2012: Forschungsvereinigung Antriebstechnik.
- [Her10] Hervet, P. (2010): New Generation of Vibration Dampening Devices for CO₂ Efficient Transmissions. In: CTI (Hg.): 9. Internationales CTI Symposium „Innovative Fahrzeug-Getriebe“. 30. November – 1. Dezember 2010, Berlin.
- [Heu10] Heuer, S.; Wolff, K.; Steffens, C. (2010): New NVH Challenges Due to Drastic CO₂ Reduction Requirements. In: 10th Stuttgart International Symposium Automotive and Engine Technology. 16–17 March 2010, Stuttgart, S. 377–391.
- [Hin98] Hinz, M. (1998): Das akustische Abstrahlverhalten von Pkw-Schaltgetrieben. Dissertation. TU Braunschweig. Institut für Fahrzeugtechnik.
- [Höh06] Höhn, B.-R.; Oster, P.; Radev, S.; Griggel, T. (2006): Zahnflankenkorrekturen gegen Geräuschanregung von Stirnrädern in Theorie und Praxis. Auslegung geräuscharmer Verzahnungen mit dem EDV-Programm DZP („Dynamische Zahnkräfte Programm“). In: Schwingungen in Antrieben 2006. Tagung Fulda, 24./25. Oktober 2006, S. 235–250.
- [Hua95] Hua, D. Y.; Khonsari, M. M. (1995): Application of Transient Elastohydrodynamic Lubrication Analysis for Gear Transmissions. In: *Tribology Transactions* 38 (4), S. 905–913.
- [ISO6336] International Organization for Standardization ISO 6336-1, 1996: Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors. Genf.

-
- [Jal98] Jalali-Vahid, D.; Rahnejat, H.; Jin, Z. M. (1998): Elastohydrodynamic solution for concentrated elliptical point contact of machine elements under combined entraining and squeeze-film motion. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 212, S. 401–411.
- [Jal00] Jalali-Vahid, D.; Rahnejat, H.; Gohar, R.; Jin, Z. M. (2000): Prediction of oil-film thickness and shape in elliptical point contacts under combined rolling and sliding motion. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 214, S. 427–437.
- [Jal01] Jalali-Vahid, D.; Rahnejat, H.; Jin, Z. M.; Dowson, D. (2001): Transient analysis of isothermal elastohydrodynamic circular point contacts. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 215, S. 1159–1173.
- [Jal06] Jalali-Vahid, D.; Jin, Z. M.; Dowson, D. (2006): Effect of start-up conditions on elastohydrodynamic lubrication of metal-on-metal hip implants. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 220, S. 143–150.
- [Joh77] Johnson, K. L.; Tevaarwerk, J. L. (1977): Shear behaviour of elastohydrodynamic oil films. In: *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences* 356 (1685), S. 215–236.
- [Joh03] Johnson, K. L. (2003): Contact mechanics. 9. Nachdruck der 1. Auflage. Cambridge University Press, Cambridge.
- [Kal10] Kaluza, P. (2010): Anpassungskonstruktion eines Experimentalprüfgehäuses zur Durchführung von Klapper- und Rasselgeräuschmessungen. Unveröffentlichte Studienarbeit. Universität Stuttgart. Institut für Maschinenelemente.
- [Kel10] Kelly, P.; Menday, M. (2010): Various forms of transmission rattle in automotive powertrains. In: Rahnejat, H. (Hg.): Tribology and dynamics of engine and powertrain. Fundamentals, applications and future trends. Oxford ;, Philadelphia: Woodhead Pub., S. 839–856.
- [Kim02] Kim, T. C.; Singh, R. (2002): Frequency Domain Analysis of Rattle in Gear Pairs and Clutches. Paper 614. In: INTER-NOISE 2002.
- [Kle07] Klein, A. (2007): Interaktion der Antriebsstrang und Gehäusedynamik bei Industriegetrieben. Dissertation. RWTH Aachen. Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung (IME).
- [Kna11] Knabe, G.; Küçükay, F.; Zahlten, M.; Schad, A. (2011): Evaluation of Perceivable Gear Rattling. In: CTI (Hg.): 10. Internationales CTI Symposium und Expo "Innovative Fahrzeug-Getriebe und Hybrid & Elektro-Antriebe". 6. - 7. Dezember 2011, Berlin.

- [Kno03] Knoll, G. (2003): Elasto-hydrodynamische Simulationstechnik mit integriertem Mischreibungskontakt. In: *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 34 (10/11), S. 946–952.
- [Kno04] Knoll, G. (2004): Tower for Multi Body Systems. Version 6.2 Manual. Hg. v. IST Ingenieurgesellschaft für Strukturanalyse und Tribologie mbH.
- [Kru10] Kruk, R. (2010): Körperschallübertragung Wälzlager/Gleitlager. FVA Forschungsvorhaben Nr. 404 I, Heft 945: Forschungsvereinigung Antriebstechnik.
- [Kub06] Kubalczyk, R.; Ebenhoch, M.; Schneider, H.-J. (2006): 7-Gang Doppelkuppelungsgetriebe für sportliche Anwendungen. In: *Getriebe in Fahrzeugen 2006. Internationaler VDI-Kongress. Gesellschaft Entwicklung, Konstruktion, Vertrieb.* Düsseldorf: VDI-Verl., S. 309–324.
- [Küc87] Küçükay F. (1987): *Dynamik der Zahnradgetriebe: Modelle, Verfahren, Verhalten.* Springer Berlin.
- [Küc88] Küçükay, F. (1988): Berechnung und Optimierung der Rasselschwingungen bei Schaltgetrieben. In: *Berechnung im Automobilbau. VDI Berichte Nr. 699, Tagung Würzburg November 1988, S. 593–630.*
- [Kus02] Kushwaha, M.; Rahnejat, H. (2002): Transient elastohydrodynamic lubrication of finite line conjunction of cam to follower concentrated contact. In: *Journal of Physics D: Applied Physics* 35, S. 2872–2890.
- [Kus03] Kuska, J.-P. (2003): *Mathematische Methoden der Bildverarbeitung.* Manuskript zur Vorlesung Wintersemester 03/04 an der Universität Leipzig.
- [Lag00] Lagemann, V. (2000): *Numerische Verfahren zur tribologischen Charakterisierung bearbeitungsbedingter rauher Oberflächen bei Mikrohydrodynamik und Mischreibung.* Dissertation. Universität Kassel, Kassel. Institut für Maschinenelemente und Konstruktionstechnik.
- [Lan97] Lang, C.-H. (1997): *Losteilschwingungen in Fahrzeuggetrieben.* Dissertation. Universität Stuttgart. Institut für Maschinenelemente.
- [Lan11] Lang, J. (2011): Full EHD-SIMPACT-Tower Analysis of a Flexible Conrod. In: *SIMPACT User Meeting.* Salzburg, Austria, May 18-19, 2011.
- [Lau80] Lauster, E. (1980): *Untersuchungen und Berechnungen zum Wärmehaushalt mechanischer Schaltgetriebe.* Dissertation. Universität Stuttgart. Institut für Maschinenelemente.
- [Lau09] Laurien, E.; Oertel, H. jr. (2009): *Numerische Strömungsmechanik. Grundgleichungen und Modelle – Lösungsmethoden – Qualität und Genauigkeit.* 3., vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden.

-
- [Lee95] Van Leeuwen, H. J.; Schouten, M. J. W. (1995): Die Elastohydrodynamik: Geschichte und Neuentwicklungen. In: Gleitwälzkontakte. Grundlagen und Stand der Technik bei Wälzlagern, Zahnrädern und Nockenstösseln sowie stufenlos übersetzenden Getrieben (CVT); Tagung Fulda, 4. und 5. Oktober 1995. Gesellschaft Entwicklung, Konstruktion, Vertrieb. Düsseldorf: VDI-Verlag, S. 1–47.
- [Ler10] Lerspalungsanti, S. (2010): Ein Beitrag zur Modellierung des menschlichen Komfortempfindens und Beurteilung der NVH Eigenschaften in der Antriebsstrangentwicklung auf Basis von Künstlichen Neuronalen Netzen. Dissertation. Universität Karlsruhe. Institut für Produktentwicklung.
- [Len09] Lenssen, S. (2009): Lagermodellierung mit SimulationX. ITI Symposium.
- [Li06] Li, H. (2006): Untersuchungen zum realen Bewegungsverhalten von Losteilen in Fahrzeuggetrieben. Dissertation. Universität Stuttgart. Institut für Maschinenelemente.
- [Lub09] Lubrecht, A. A.; Venner, C. H.; Colin, F. (2009): Film thickness calculation in elasto-hydrodynamic lubricated line and elliptical contacts: the Dowson, Higginson, Hamrock contribution. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 223, S. 511–515.
- [Mau87] Mauz, W. (1987): Hydraulische Verluste von Stirnradgetrieben bei Umfangsgeschwindigkeiten bis 60 m/s. Dissertation. Universität Stuttgart. Institut für Maschinenkonstruktion und Getriebebau.
- [Mau04] Mauer, L. (2004): Gearwheels in SIMPACK. In: *SIMPACK News* 8 (1), S. 10–11.
- [Mau05] Mauer, L. (2005): Modelling and Simulation of Drive Line Gears. In: *SIMPACK News* 9 (1), S. 8–9.
- [Mih09] Mihara, Y.; Owashii, M.; Ide, Y.; Someya, T. (2009): Measurement of Contact Pressure Distribution between Gear Teeth Using a Thin-film Sensor. In: World Tribology Congress 2009. Kyoto, Japan, September 6–11, 2009. Kyoto.
- [Mül95] Müller, H. K. (1995): Dichtungstechnik, Abdichtung bewegter Maschinenteile, Kurzfassung, Medienverlag Ursula Müller, Waiblingen.
- [Mül09] Müller, R. (2009): Grundlagen zur Schwingungs- und Geräuschanregung. In: TAE Seminar Schwingungen, Geräusche und Laufverhalten von Zahnradgetrieben. TAE Technische Akademie Esslingen.

- [Nat10] Natsiavas, S.; Giagopoulos, D. (2010): Non-linear dynamics of gear meshing and vibro-impact phenomenon. In: Rahnejat, H. (Hg.): Tribology and dynamics of engine and powertrain. Fundamentals, applications and future trends. Oxford, Philadelphia: Woodhead Pub., S. 773–792.
- [Nau07] Naunheimer, H.; Bertsche, B., Lechner, G. (2007): Fahrzeuggetriebe. 2. Auflage. Springer Berlin Heidelberg.
- [Nau11] Naunheimer, H.; Bertsche, B.; Ryborz, J.; Novak, W. (2011): Automotive Transmissions – Fundamentals, Selection, Design and Application. 2nd Edition. In collaboration with P. Fietkau. Springer Berlin Heidelberg.
- [Neu10] Neusser, Z.; Sopouch, M.; Schaffner, T.; Pribsch, H.-H. (2010): Multi-body Dynamics Based Gear Mesh Models for prediction of Gear Dynamics and Transmission Error. In: SAE 2010 World Congress & Exhibition. Detroit, Michigan, April 2010.
- [Nie03] Niemann, G.; Winter, H. (2003): Maschinenelemente. Band 2: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe – Grundlagen, Stirnradgetriebe. 2. Auflage, 2. berichteter Nachdr., korrigierter Nachdr. Berlin: Springer.
- [Nik96] Nikas, G. K. (1996): Load Sharing and Profile Modification of Spur Gear Teeth in the General Case of any Flank Geometry. In: International Conference on Gears. Tagung Dresden, 22.–24. April 1996, S. 923–935.
- [Nil86] Nill, R. (1986): Das Schwingungsverhalten loser Bauteile in Fahrzeuggetrieben. Dissertation. Universität Stuttgart. Institut für Maschinenelemente.
- [Nov10] Novak, W. (2010): Geräusch- und Wirkungsgradoptimierung bei Fahrzeuggetrieben durch Festridentkopplung. Dissertation. Universität Stuttgart. Institut für Maschinenelemente.
- [Oer98] Oerleke, C. (1998): Leerlaufverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen. FVA Forschungsvorhaben Nr. 530 I, Heft 916: Forschungsvereinigung Antriebstechnik.
- [Ohl64] Ohlendorf, H. (1964): Stirnradgetriebe. Zahnreibung, Verlustleistung und Erwärmung: Vieweg (Schriftenreihe Antriebstechnik, 22).
- [Ott83] Ott, G. W. (1983): Untersuchungen zum dynamischen Leckage- und Reibverhalten von Radial-Wellendichtringen. Dissertation. Universität Stuttgart. Institut für Maschinenelemente.
- [Pad95] Padmanabhan, C.; Barlow, R. C.; Rook, T. E.; Singh, R. (1995): Computational Issues Associated with Gear Rattle Analysis. In: *Journal of Mechanical Design* 117, S. 185–192.
- [PAK09] PAK MKII User Manual, Revision 9.1. Müller-BBM VibroAkustik Systeme GmbH, 2009.

-
- [Pat78] Patir, N., Cheng, H. S. (1978): An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication. In: *Transactions of the ASME, Series F: Journal of Lubrication Technology* 100, S. 12–17.
- [Pat79] Patir, N.; Cheng, H. S. (1979): Application of Average Flow Model to Lubrication between Rough Sliding Surfaces. In: *Transactions of the ASME, Series F: Journal of Lubrication Technology* 101, S. 220-230.
- [PAT04] Patentschrift: Getriebe, EP 1 212 548 B1, 2004.
- [Pfe96] Pfeiffer, F. (1996): Rattling in Gears – A Review. In: International Conference on Gears. Tagung Dresden, 22.–24. April 1996. Gesellschaft Entwicklung, Konstruktion, Vertrieb. Düsseldorf: VDI-Verl. (VDI-Berichte, 1230), S. 719–737.
- [Pfl11] Pflüger, C. G. (2011): Abdichtung schnelllaufender Hochdruck-Drehübertrager mittels Rechteckring und hocheffizient strukturierter Gleitfläche. Dissertation. Universität Stuttgart. Institut für Maschinenelemente.
- [Pop09] Popov, V. L. (2009): Kontaktmechanik und Reibung. Ein Lehr- und Anwendungsbuch von der Nanotribologie bis zur numerischen Simulation. Springer Berlin Heidelberg.
- [Pre90] Prestl, W. (1990): Zahnhämmern in Rädertrieben von Dieselmotoren. Dissertation, Technische Universität München. Lehrstuhl B für Mechanik.
- [Rac98] Rach, J. (1998): Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben. Dissertation. Universität Stuttgart. Institut für Maschinenelemente.
- [Rah84] Rahnejat, H. (1984): Influence of Vibration on the Oil Film in Concentrated Contacts. PhD Thesis. Imperial College, University of London.
- [Red02] Redlich, A. (2002): Simulation von Punktkontakten unter Mischreibungsbedingungen. Dissertation. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Magdeburg.
- [Rie95] Rienäcker, A. (1995): Instationäre Elastohydrodynamik von Gleitlagern mit rauhen Oberflächen und inverse Bestimmung der Warmkonturen. Dissertation. Universität Kassel.
- [Rin98] Rinderknecht, S. (1998): Rechnerische Bewertung der Rasselneigung von Kfz-Schaltgetrieben in der Konzeptphase. In: Schwingungen in Antrieben 98. Tagung Frankenthal, 10.–11. September 1998, S. 415–428.

- [Rob09a] Robinette, D.; Beikmann, R. S.; Piorkowski, P.; Powell, M. (2009): Characterizing the Onset of Manual Transmission Gear Rattle Part I: Experimental Results. In: *SAE Transactions Journal of Passenger Cars: Mechanical Systems* 2 (1), S. 1352–1364.
- [Rob09b] Robinette, D.; Beikmann, R. S.; Piorkowski, P.; Powell, M. (2009): Characterizing the Onset of Manual Transmission Gear Rattle Part II: Analytical Results. In: *SAE Transactions Journal of Passenger Cars: Mechanical Systems* 2 (1), S. 1365–1376.
- [Rus09] Russo, R.; Brancati, R.; Rocca, E. (2009): Experimental investigations about the influence of oil lubricant between teeth on the gear rattle phenomenon. In: *Journal of Sound and Vibration* 321, S. 647–661.
- [Ryb03] Ryborz, J. (2003): Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Pkw- und Nkw-Getrieben. Dissertation. Universität Stuttgart. Institut für Maschinenelemente.
- [Sch04] Schiehlen, W.; Eberhard, P. (2004): Technische Dynamik. Modelle für Regelung und Simulation. 2. Aufl. Stuttgart, Leipzig, Wiesbaden: Teubner.
- [Sel03] Sellgren, U. (2003): Component Mode Synthesis. A method for efficient dynamic simulation of complex technical systems. Technical Report. Department of Machine Design. The Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm, Sweden.
- [SIM12] Simpack AG (2012): SIMPACK Documentation, Version 9.1. Gilching.
- [Sin89] Singh, R.; Xie, H.; Comparin, R. J. (1989): Analysis of Automotive Neutral Gear Rattle. In: *Journal of Sound and Vibration* 131, S. 177–196.
- [SKF08] SKF Gruppe (2008): Hauptkatalog. Druckschrift 6000/I DE. Technische Unterlage.
- [Sol91] Solfrank, P. (1991): Die Modellierung der Schallabstrahlung beim Getrieberasseln. Dissertation. TU München. Institut B für Mechanik.
- [Sop12] Sopouch, M.; Barchanski, C.; Petrin, H.; Offner, G.; Haslinger, J. (2012): Simulation of Gearbox Structure Borne Noise Using a Detailed Multi-body Dynamics Gear Contact. In: *Getriebe in Fahrzeugen 2012. Internationaler VDI-Kongress 2012*. Düsseldorf: VDI-Verl., S. 425–442.
- [Str05] Strasser, D. (2005): Einfluss des Zahnflanken- und Zahnkopfspeiles auf die Leerlaufverlustleistung von Zahnradgetrieben. Dissertation. Ruhr-Universität Bochum. Institut für Konstruktionstechnik.

-
- [Str07] Stringer, D. B.; Younan, A.; Sheth, P. N.; Allaire, P. E. (2007): Generalized Stiffness Gear-Mesh Matrix Including EHD Stiffness. In: Proceedings of ASME/STLE International Joint Tribology Conference IJTC2007. October 22–24, 2007, San Diego, California USA. San Diego.
- [Sto08] Stockmeier, M. (2008): Entwicklung von klapper- und rasselgeräuschfreien von Fahrzeuggetrieben. Dissertation. Universität Stuttgart. Institut für Maschinenelemente.
- [Tan07] Tangasawi, O.; Theodossiades, S.; Rahnejat, H. (2007): Lightly loaded lubricated impacts: Idle gear rattle. In: *Journal of Sound and Vibration* 308, S. 418–430.
- [Tan08] Tangasawi, O.; Theodossiades, S.; Rahnejat, H.; Kelly, P. (2008): Non-linear vibro-impact phenomenon belying transmission idle rattle. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 222, S. 1909–1923.
- [Ter75] Terekhov, A. S. (1975): Hydraulic losses in gearboxes with oil immersion. In: *Russian Engineering Journal* 55 (5), S. 7–11.
- [The04] Theodossiades, S.; Gnanakumarr, M.; Rahnejat, H.; Munday, M. (2004): Mode identification in impact-induced high-frequency vehicular driveline vibrations using an elasto-multi-body dynamics approach. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-Body Dynamics* 218, S. 81–94.
- [The07] Theodossiades, S.; Tangasawi, O.; Rahnejat, H. (2007): Gear teeth impacts in hydrodynamic conjunctions promoting idle gear rattle. In: *Journal of Sound and Vibration* 303, S. 632–658.
- [The10] Theodossiades, S.; Tangasawi, O.; Rahnejat, H. (2010): Multi-physics approach for analysis of transmission rattle. In: Rahnejat, H. (Hg.): Tribology and dynamics of engine and powertrain. Fundamentals, applications and future trends. Oxford Philadelphia: Woodhead Pub., S. 878–913.
- [Tog10] Togai, K.; Yamaguchi, H.; Yamaura, H.; Pears, J., Potter, T. (2010): Gear rattle modelling and meshing gear teeth behaviour estimation considering lubrication influence. In: FISITA World Automotive Congress. Budapest.
- [Tri83] Tripp, J. H. (1983): Surface Roughness Effects in Hydrodynamic Lubrication: The Flow Factor Method. In: *Transactions of the ASME, Series F: Journal of Lubrication Technology* 105, S. 458–465.
- [Ven00] Venner, C. H.; Lubrecht, A. A. (2000): Multilevel methods in lubrication. Elsevier Science Amsterdam.

- [Ves03] Vesselinov, V. (2003): Dreidimensionale Simulation der Dynamik von Wälzlagern. Dissertation. Universität Karlsruhe. Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau.
- [Ves07] Vesselinov, V.; Weber J.; Hahn T. (2007): Wälzlagerkennfelder für MKS-Programme. In: Gold, P. W. (Hg.): Tagungsband ATK 2007. Aachen, S. 213–223.
- [Vic71] Vichard, J. P. (1971): Transient Effects in the Lubrication of Hertzian Contacts. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 13 (3), S. 173–189.
- [Vog54] Vogelpohl, G. (1954): Die Stribeck-Kurve als Kennzeichen des allgemeinen Reibungsverhaltens geschmierter Gleitflächen. In: *Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure* 96 (9), S. 261–268.
- [Wal04] Walbeck, T. (2004): Schmierfilmdicke. FVA Forschungsvorhaben Nr. 400, Heft 743: Forschungsvereinigung Antriebstechnik.
- [Wan81a] Wang, K. L.; Cheng, H. S. (1981): A Numerical Solution to the Dynamic Load, Film Thickness and Surface Temperatures in Spur Gears, Part I Analysis. In: *Journal of Mechanical Design* 103 (1), S. 177–187.
- [Wan81b] Wang, K. L.; Cheng, H. S. (1981): A Numerical Solution to the Dynamic Load, Film Thickness and Surface Temperatures in Spur Gears, Part II Results. In: *Journal of Mechanical Design* 103 (1), S. 188–194.
- [Wan98] Wang, Y. M. (1998): Transmission modelling for gear rattle analysis. IMechE-Paper C521/004/98. In: European Conference on Vehicle Noise and Vibration. IMechE Conf. Transactions, S. 13–22.
- [Wan02] Wang, M. Y.; Zhao, W.; Manoj, R. (2002): Numerical Modelling and Analysis of Automotive Transmission Rattle. In: *Journal of Vibration and Control*, S. 921–943.
- [Wei91] Weidner, G. (1991): Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben. Dissertation. Universität Stuttgart. Institut für Maschinenelemente.
- [Wei09] Weidemann, C. (2009): SIMPACK Tips & Tricks Understanding Damping. In: *SIMPACK News* 13 (1).
- [Wij98] Wijnant, Y. H. (1998): Contact Dynamics in the field of Elastohydrodynamic Lubrication. PhD Thesis. University of Twente, Enschede, the Netherlands.
- [Wir11] Wirth, M. (2011): Synchro-Schleppmomente. Untersuchung der Einflüsse auf das Schleppmoment von Synchronisierungen im nicht geschalteten Zustand. FVA Forschungsvorhaben Nr. 575 I, Heft 962: Forschungsvereinigung Antriebstechnik.

- [Wol05] Wolauschegg, S. (2005): Ein neues Kontaktmodell zur dynamischen Simulation des Phänomens „Rasseln“ in Massenausgleichsgetrieben. Dissertation. TU Graz.
- [Won11] Wongrojn, M.; Panichakorn, J. (2011): TEHL Analysis of Rough Surface Spur Gears with Non-Newtonian Lubricants Under Impact Loads. In: STLE Annual Meeting & Exhibition 2011. May 15–19, 2011, Hilton Atlanta Hotel, Atlanta, Georgia, USA.
- [Zah11] Zahlten, M.; Arnscheidt, H.-U.; Knabe, G. M.; Küçükay, F. (2011): An universal approach for benchmarking gearbox rattle noise and its impact on passenger car customers. In: Getriebe in Fahrzeugen 2011. Internationaler VDI-Kongress; Tagung Friedrichshafen, 7.–8. Juni 2011, S. 129–142.
- [Zie08a] Ziegler, P. (2008): Rädertriebsimulation; Dynamische Simulation hoch wechselbelasteter Rädertriebe. FVA Forschungsvorhaben Nr. 839, Heft 855: Forschungsvereinigung Antriebstechnik.
- [Zie08b] Ziegler, P.; Eberhard, P. (2008): Simulative and experimental investigation of impacts on gear wheels. In: *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.* 197 (51–52), S. 4653–4662.

Verwendete Studien- und Diplomarbeiten unter Anleitung des Verfassers

- [Kro11] Kroboth, A. (2011): Berechnung des Klapper- und Rasserverhaltens eines Fahrzeuggetriebes. Unveröffentlichte Diplomarbeit. Universität Stuttgart. Institut für Maschinenelemente
- [Nef10] Nefzi, H. (2010): Simulation des Klapperverhaltens eines einstufigen Prüfgetriebes. Unveröffentlichte Studienarbeit. Universität Stuttgart. Institut für Maschinenelemente
- [Pfö11] Pförtner, H. (2011): Simulation des Klapper- und Rasserverhaltens eines Prüfgetriebes. Unveröffentlichte Studienarbeit. Universität Stuttgart. Institut für Maschinenelemente
- [Zäh12] Zährl, T. (2011): Rasselreduzierung bei Doppelkupplungsgetrieben. Unveröffentlichte Studienarbeit. Universität Stuttgart. Institut für Maschinenelemente

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Peter Fietkau
Geburtsdatum/-ort: 21.09.1981, Nürtingen
Familienstand: ledig
Staatsangehörigkeit: deutsch

Schulbildung

1988 - 1992 Grundschule Schillerschule in Dettingen
1992 - 2001 Graf-Eberhard-Gymnasium in Bad Urach

Ersatzdienst

09/2001 – 04/2002 Zivildienst in der Fachklinik Hohen Urach in Bad Urach

Studium

10/2002 – 03/2008 Fahrzeug- und Motorentechnik an der Universität Stuttgart
Hauptfächer: Technische Dynamik und Kraftfahrzeuge
10/2003 – 07/2004 Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut B für Mechanik der Universität Stuttgart
05/2004 – 07/2004 u. 11/2004 – 01/2005 Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart
10/2007 – 03/2008 Diplomarbeit bei der Daimler AG in Stuttgart

Praktika

05/2002 – 06/2002 Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG in Zuffenhausen
03/2007 – 09/2007 Robert Bosch LLC in Farmington Hills, Michigan, USA

Berufstätigkeit

05/2008 – 12/2012 Akademischer Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart
Seit 01/2013 Entwicklungsingenieur im Bereich Getriebe bei der Mercedes-AMG GmbH in Affalterbach

Liste der bisher erschienenen Berichte aus dem IMA:

Nr.	Verfasser	Titel
1	H.K. Müller	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion von Hochdruckdichtungen an schnellaufenden Wellen
2	W. Passera	Konzentrisch laufende Gewinde-Wellen-Dichtung im laminaren Bereich
3	K. Karow	Konzentrische Doppelgewindewellendichtung im laminaren Bereich
3	F.E. Breit	Die Kreiszyinderschalendichtung: Eine Axialspaltdichtung mit druckabhängiger Spaltweite
	W. Sommer	Dichtungen an Mehrphasensystemen: Berührungsfreie Wellendichtungen mit hochviskosen Sperrflüssigkeiten
4	K. Heitel	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion konzentrisch und exzentrisch betriebener Gewindewellendichtungen im laminaren Bereich
5	K.-H. Hirschmann	Beitrag zur Berechnung der Geometrie von Evolventenverzahnungen
6	H. Däuble	Durchfluß und Druckverlauf im radial durchströmten Dichtspalt bei pulsierendem Druck
7	J. Rybak	Einheitliche Berechnung von Schneidrädern für Außen- und Innenverzahnungen. Beitrag zu Eingriffstörungen beim Hohlrad-Verzahnern mittels Schneidräder
8	D. Franz	Rechnergestütztes Entwerfen von Varianten auf der Grundlage gesammelter Erfahrungswerte
9	E. Lauster	Untersuchungen und Berechnungen zum Wärmehaushalt mechanischer Schaltgetriebe
10		Festschrift zum 70. Geburtstag von Prof. Dr.-Ing. K. Talke
11	G. Ott	Untersuchungen zum dynamischen Leckage- und Reibverhalten von Radialwellendichtringen
12	E. Fuchs	Untersuchung des elasto-hydrodynamischen Verhaltens von berührungsfreien Hochdruckdichtungen
13	G. Sedlak	Rechnerunterstütztes Aufnehmen und Auswerten spannungsoptischer Bilder
14	W. Wolf	Programmsystem zur Analyse und Optimierung von Fahrzeuggetrieben
15	H. v. Eiff	Einfluß der Verzahnungsgeometrie auf die Zahnfußbeanspruchung innen- und außenverzählter Geradstirnräder
16	N. Messner	Untersuchung von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
17	V. Schade	Entwicklung eines Verfahrens zur Einflanken-Wälzprüfung und einer rechnergestützten Auswertemethode für Stirnräder
18	A. Gührer	Beitrag zur Optimierung von Antriebssträngen bei Fahrzeugen
19	R. Nill	Das Schwingungsverhalten loser Bauteile in Fahrzeuggetrieben
20	M. Kammüller	Zum Abdichtverhalten von Radial-Wellendichtringen
21	H. Truong	Strukturorientiertes Modellieren, Optimieren und Identifizieren von Mehrkörpersystemen
22	H. Liu	Rechnergestützte Bilderfassung, -verarbeitung und -auswertung in der Spannungsoptik
23	W. Haas	Berührungsfreie Wellendichtungen für flüssigkeitsbespritzte Dichtstellen
24	M. Plank	Das Betriebsverhalten von Wälzlagern im Drehzahlbereich bis 100.000/min bei Kleinstmengenschmierung
25	A. Wolf	Untersuchungen zum Abdichtverhalten von druckbelastbaren Elastomer- und PTFE-Wellendichtungen
26	P. Waidner	Vorgänge im Dichtspalt wasserabdichtender Gleitringdichtungen
27	Hirschmann u.a.	Veröffentlichungen aus Anlaß des 75. Geburtstags von Prof. Dr.-Ing. Kurt Talke
28	B. Bertsche	Zur Berechnung der Systemzuverlässigkeit von Maschinenbau-Produkten
29	G. Lechner;	Forschungsarbeiten zur Zuverlässigkeit im Maschinenbau
	K.-H.Hirschmann;	
	B. Bertsche	
30	H.-J. Prokop	Zum Abdicht- und Reibungsverhalten von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
31	K. Kleinbach	Qualitätsbeurteilung von Kegelradsätzen durch integrierte Prüfung von Tragbild, Einflankenwälzabweichung und Spielverlauf
32	E. Zürn	Beitrag zur Erhöhung der Meßgenauigkeit und -geschwindigkeit eines Mehrkoordinatentasters
33	F. Jauch	Optimierung des Antriebsstranges von Kraftfahrzeugen durch Fahrsimulation
34	J. Grabscheid	Entwicklung einer Kegelrad-Laufprüfmaschine mit thermografischer Tragbilderfassung
35	A. Hölderlin	Verknüpfung von rechnerunterstützter Konstruktion und Koordinatenmeßtechnik
36	J. Kurfess	Abdichten von Flüssigkeiten mit Magnetflüssigkeitsdichtungen
37	G. Borenius	Zur rechnerischen Schädigungsakkumulation in der Erprobung von Kraftfahrzeugteilen bei stochastischer Belastung mit variabler Mittellast
38	E. Fritz	Abdichtung von Maschinenspindeln
39	E. Fritz; W. Haas;	Berührungsfreie Spindelabdichtungen im Werkzeugmaschinenbau. Konstruktionskatalog
	H.K. Müller	

Nr.	Verfasser	Titel
40	B. Jenisch	Abdichten mit Radial-Wellendichtringen aus Elastomer und Polytetrafluorethylen
41	G. Weidner	Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben
42	A. Herzog	Erweiterung des Datenmodells eines 2D CAD-Systems zur Programmierung von Mehrkoordinatenmeßgeräten
43	T. Roser	Wissensbasiertes Konstruieren am Beispiel von Getrieben
44	P. Wäschle	Entlastete Wellendichtringe
45	Z. Wu	Vergleich und Entwicklung von Methoden zur Zuverlässigkeitsanalyse von Systemen
46	W. Richter	Nichtwiederholbarer Schlag von Wälzlageeinheiten für Festplattenlaufwerke
47	R. Durst	Rechnerunterstützte Nutprofilentwicklung und clusteranalytische Methoden zur Optimierung von Gewindewerkzeugen
48	G.S. Müller	Das Abdichtverhalten von Gleitringdichtungen aus Siliziumkarbid
49	W.-E. Krieg	Untersuchungen an Gehäuseabdichtungen von hochbelasteten Getrieben
50	J. Grill	Zur Krümmungstheorie von Hüllflächen und ihrer Anwendung bei Werkzeugen und Verzahnungen
51	M. Jäckle	Entlüftung von Getrieben
52	M. Köchling	Beitrag zur Auslegung von geradzahnten Stirnrädern mit beliebiger Flankenform
53	M. Hildebrandt	Schadensfrüherkennung an Wälzkontakten mit Körperschall-Referenzsignalen
54	H. Kaiser	Konstruieren im Verbund von Expertensystem, CAD-System, Datenbank und Wiederholteil-suchsystem
55	N. Stanger	Berührungsfrei abdichten bei kleinem Bauraum
56	R. Lenk	Zuverlässigkeitsanalyse von komplexen Systemen am Beispiel PKW-Automatikgetriebe
57	H. Naunheimer	Beitrag zur Entwicklung von Stufenlosgetrieben mittels Fahrsimulation
58	G. Neumann	Thermografische Tragbilderfassung an rotierenden Zahnrädern
59	G. Wüstenhagen	Beitrag zur Optimierung des Entlasteten Wellendichtrings
60	P. Brodbeck	Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Bauteilzuverlässigkeit und zur System-berechnung nach dem Booleschen Modell
61	Ch. Hoffmann	Untersuchungen an PTFE-Wellendichtungen
62	V. Hettich	Identifikation und Modellierung des Materialverhaltens dynamisch beanspruchter Flächen-dichtungen
63	K. Riedl	Pulsationsoptimierte Außenzahnpumpen mit ungleichförmig übersetzenden Radpaaren
64	D. Schwuchow	Sonderverzahnungen für Zahnpumpen mit minimaler Volumenstrompulsation
65	T. Spörl	Modulares Fahrsimulationsprogramm für beliebig aufgebaute Fahrzeugtriebstränge und An-wendung auf Hybridantriebe
66	K. Zhao	Entwicklung eines räumlichen Toleranzmodells zur Optimierung der Produktqualität
67	K. Heusel	Qualitätssteigerung von Planetengetrieben durch Selektive Montage
68	T. Wagner	Entwicklung eines Qualitätssysteminformationssystems für die Konstruktion
69	H. Zelßmann	Optimierung des Betriebsverhaltens von Getriebeentlüftungen
70	E. Bock	Schwimmende Wellendichtringe
71	S. Ring	Anwendung der Verzahnungstheorie auf die Modellierung und Simulation des Werkzeug-schleifens
72	M. Klöpfer	Dynamisch beanspruchte Dichtverbindungen von Getriebegehäusen
73	C.-H. Lang	Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
74	W. Haas	Berührungsfreies Abdichten im Maschinenbau unter besonderer Berücksichtigung der Fang-labyrinth
75	P. Schiberna	Geschwindigkeitsvorgabe für Fahrsimulationen mittels Verkehrssimulation
76	W. Elser	Beitrag zur Optimierung von Wälzgetrieben
77	P. Marx	Durchgängige, bauteilübergreifende Auslegung von Maschinenelementen mit unscharfen Vorgaben
78	J. Kopsch	Unterstützung der Konstruktionstätigkeiten mit einem Aktiven Semantischen Netz
79	J. Rach	Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben
80	U. Häussler	Generalisierte Berechnung räumlicher Verzahnungen und ihre Anwendung auf Wälzfräherherstellung und Wälzfräsen
81	M. Hüsges	Steigerung der Tolerierungsfähigkeit unter fertigungstechnischen Gesichtspunkten
82	X. Nastos	Ein räumliches Toleranzbewertungssystem für die Konstruktion
83	A. Seifried	Eine neue Methode zur Berechnung von Rollenlagern über lagerinterne Kontakt-Beanspruchungen
84	Ch. Dörr	Ermittlung von Getriebebelastkollektiven mittels Winkelbeschleunigungen
85	A. Veil	Integration der Berechnung von Systemzuverlässigkeiten in den CAD-Konstruktionsprozeß
86	U. Frenzel	Rückenstrukturierte Hydraulikstangendichtungen aus Polyurethan
87	U. Braun	Optimierung von Außenzahnpumpen mit pulsationsarmer Sonderverzahnung
88	M. Lambert	Abdichtung von Werkzeugmaschinen-Flachführungen
89	R. Kubalczyk	Gehäusegestaltung von Fahrzeuggetrieben im Abdichtbereich

Nr.	Verfasser	Titel
90	M. Oberle	Spielbeeinflussende Toleranzparameter bei Planetengetrieben
91	S. N. Dogan	Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
92	M. Bast	Beitrag zur werkstückorientierten Konstruktion von Zerspanwerkzeugen
93	M. Ebenhoch	Eignung von additiv generierten Prototypen zur frühzeitigen Spannungsanalyse im Produktentwicklungsprozess
94	A. Fritz	Berechnung und Monte-Carlo Simulation der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit technischer Systeme
95	O. Schrems	Die Fertigung als Versuchsfeld für die qualitätsgerechte Produktoptimierung
96	M. Jäckle	Untersuchungen zur elastischen Verformung von Fahrzeuggetrieben
97	H. Haiser	PTFE-Compounds im dynamischen Dichtkontakt bei druckbelastbaren Radial-Wellendichtungen
98	M. Rettenmaier	Entwicklung eines Modellierungs-Hilfssystems für Rapid Prototyping gerechte Bauteile
99	M. Przybilla	Methodisches Konstruieren von Leichtbauelementen für hochdynamische Werkzeugmaschinen
100	M. Olbrich	Werkstoffmodelle zur Finiten-Elemente-Analyse von PTFE-Wellendichtungen
101	M. Kunz	Ermittlung des Einflusses fahrzeug-, fahrer- und verkehrsspezifischer Parameter auf die Getriebelastkollektive mittels Fahrsimulation
102	H. Ruppert	CAD-integrierte Zuverlässigkeitsanalyse und -optimierung
103	S. Kilian	Entwicklung hochdynamisch beanspruchter Flächendichtverbindungen
104	A. Flaig	Untersuchung von umweltschonenden Antriebskonzepten für Kraftfahrzeuge mittels Simulation
105	B. Luo	Überprüfung und Weiterentwicklung der Zuverlässigkeitsmodelle im Maschinenbau mittels Mono-Bauteil-Systemen
106	L. Schüppenhauer	Erhöhung der Verfügbarkeit von Daten für die Gestaltung und Berechnung der Zuverlässigkeit von Systemen
107	J. Ryborz	Klapper - und Rasselgeräuschverhalten von Pkw- und Nkw- Getrieben
108	M. Würthner	Rotierende Wellen gegen Kühlschmierstoff und Partikel berührungsfrei abdichten
109	C. Gitt	Analyse und Synthese leistungsverzweigter Stufenlosgetriebe
110	A. Krolo	Planung von Zuverlässigkeitstests mit weitreichender Berücksichtigung von Vorkenntnissen
111	G. Schöllhammer	Entwicklung und Untersuchung inverser Wellendichtsysteme
112	K. Fronius	Gehäusegestaltung im Abdichtbereich unter pulsierendem Innendruck
113	A. Weidler	Ermittlung von Raffungsfaktoren für die Getriebeerprobung
114	B. Stiegler	Berührungsfreie Dichtsysteme für Anwendungen im Fahrzeug- und Maschinenbau
115	T. Kunstfeld	Einfluss der Wellenoberfläche auf das Dichtverhalten von Radial-Wellendichtungen
116	M. Janssen	Abstreifer für Werkzeugmaschinenführungen
117	S. Buhl	Wechselbeziehungen im Dichtsystem von Radial-Wellendichtring, Gegenlauffläche und Fluid
118	P. Pozsgai	Realitätsnahe Modellierung und Analyse der operativen Zuverlässigkeitskennwerte technischer Systeme
119	H. Li	Untersuchungen zum realen Bewegungsverhalten von Losteilen in Fahrzeuggetrieben
120	B. Otte	Strukturierung und Bewertung von Eingangsdaten für Zuverlässigkeitsanalysen
121	P. Jäger	Zuverlässigkeitsbewertung mechatronischer Systeme in frühen Entwicklungsphasen
122	T. Hitziger	Übertragbarkeit von Vorkenntnissen bei der Zuverlässigkeitstestplanung
123	M. Delonga	Zuverlässigkeitsmanagementsystem auf Basis von Felddaten
124	M. Maisch	Zuverlässigkeitsorientiertes Erprobungskonzept für Nutzfahrzeuggetriebe unter Berücksichtigung von Betriebsdaten
125	J. Orso	Berührungsfreies Abdichten schnelllaufender Spindeln gegen feine Stäube
126	F. Bauer	PTFE-Manschettendichtungen mit Spiralrille - Analyse, Funktionsweise und Erweiterung der Einsatzgrenzen
127	M. Stockmeier	Entwicklung von Klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetrieben
128	M. Trost	Gesamtheitliche Anlagenmodellierung und -analyse auf Basis stochastischer Netzverfahren
129	P. Lambeck	Unterstützung der Kreativität von verteilten Konstrukteuren mit einem Aktiven Semantischen Netz
130	K. Pickard	Erweiterte qualitative Zuverlässigkeitsanalyse mit Ausfallprognose von Systemen
131	W. Novak	Geräusch- und Wirkungsgradoptimierung bei Fahrzeuggetrieben durch Festradentkopplung
132	M. Henzler	Radialdichtungen unter hoher Druckbelastung in Drehübertragern von Werkzeugmaschinen
133	B. Rzepka	Konzeption eines aktiven semantischen Zuverlässigkeitssysteme
134	C.G. Pflüger	Abdichtung schnelllaufender Hochdruck-Drehübertrager mittels Rechteckring und hocheffizient strukturierter Gleitfläche
135	G. Baitinger	Multiskalenansatz mit Mikrostrukturanalyse zur Drallbeurteilung von Dichtungsgegenlaufflächen

Nr.	Verfasser	Titel
136	J. Gäng	Berücksichtigung von Wechselwirkungen bei Zuverlässigkeitsanalysen
137	Ch. Maisch	Berücksichtigung der Ölalterung bei der Lebensdauer- und Zuverlässigkeitsprognose von Getrieben
138	D. Kirschmann	Ermittlung erweiterter Zuverlässigkeitsziele in der Produktentwicklung
139	D. Weber	Numerische Verschleißsimulation auf Basis tribologischer Untersuchungen am Beispiel von PTFE-Manschettdichtungen
140	T. Leopold	Ganzheitliche Datenerfassung für verbesserte Zuverlässigkeitsanalysen
141	St. Jung	Beitrag zum Einfluss der Oberflächencharakteristik von Gegenläufflächen auf das tribologische System Radial-Wellendichtung
142	T. Prill	Beitrag zur Gestaltung von Leichtbau-Getriebegehäusen und deren Abdichtung
143	Daniel Hofmann	Verknüpfungsmo­dell zuverlässigkeitsrelevanter Informationen in der Produktentwicklung mechatronischer Systeme
144	Michael Wacker	Einfluss von Drehungleichförmigkeiten auf die Zahnradlebensdauer in Fahrzeuggetrieben
145	Boris Jakobi	Dichtungsgeräusche am Beispiel von Pkw-Lenkungen – Analyse und Abhilfemaßnahmen
146	Simone Kiefer	Bewegungsverhalten von singulären Zahnradstufen mit schaltbaren Koppelungseinrichtungen