

Moritz Stockmeier

Entwicklung von klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetrieben

D 93
ISBN 3-936100-28-4

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

Entwicklung von klapper- und rasselgeräuschfreien 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. Moritz Stockmeier
geboren in Heidelberg

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

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. H. Binz

Tag der Einreichung: 19.12.2007

Tag der mündlichen Prüfung: 10.11.2008

Institut für Maschinenelemente

2008

Meiner Frau und meinen Kindern

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Angestellter am Institut für Maschinenelemente IMA der Universität Stuttgart. Sie war nicht Teil eines geförderten Forschungsprojektes von Dritten, sondern wurde zum Großteil aus dem Etat des Institutes finanziert.

Mein besonderer Dank gilt an dieser Stelle meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche, geschäftsführender Direktor des Instituts für Maschinenelemente IMA der Universität Stuttgart. Durch sein hohes Maß an entgegengebrachtem Vertrauen nicht nur in alle Tätigkeiten im Rahmen des Promotionsvorhabens schuf er für mich ein Arbeitsumfeld, in dem ich mich äußerst wohl fühlte und meine Forschungstätigkeiten ausüben konnte.

Bei seinem Vorgänger im Amt, Herrn em. Prof. Dr.-Ing. Gisbert Lechner, der kurz nach Übergabe des Instituts leider verstorben ist, bedanke ich mich für seinen Glauben an meine Fähigkeiten im Bereich der Antriebstechnik und seine Unterstützung bei der Einstellung als wissenschaftlicher Mitarbeiter. Herrn Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz, geschäftsführender Direktor des Instituts für Konstruktionstechnik und Technisches Design IKTD der Universität Stuttgart, gilt mein Dank für die Durchsicht der Arbeit und die Übernahme des Mitberichts, ebenso Herrn Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Schinköthe, geschäftsführender Direktor des Instituts für Konstruktion und Fertigung in der Feinwerktechnik IKFF, für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes im Rahmen der mündlichen Prüfung.

Danksagen möchte ich des Weiteren der Firma ZF Friedrichshafen AG, die durch Sachspenden die Durchführung einer für diese Arbeit sehr wichtigen Versuchsreihe möglich machte.

Mein herzlicher Dank richtet sich ferner an alle Mitarbeiter des Instituts für Maschinenelemente, insbesondere an das Team der mechanischen Werkstatt, namentlich Frau Jeanett Izzo und Herr Marjan Juratic, für die Fertigung von nicht selten miniaturistisch dimensionierten oder tolerierten Bauteilen, an Herrn Stefan Häbich aus der elektrischen Werkstatt insbesondere in Fragen der Prüfstandstechnik, an die Damen des Sekretariats Frau Rosemarie Müller, Frau Erika Krömer, Frau Michaela Rentschler und Frau Brigitte Häußler für jede Form der Unterstützung bei allen organisatorischen und verwaltungsrelevanten Herausforderungen und selbstverständlich an alle wissenschaftlichen Mitarbeiter und Bereichsleiter. Sie alle leben das bekanntermaßen gute Arbeitsklima am IMA, das ich benötigte, um meine Arbeit zum Erfolg zu führen.

Aus der letztgenannten Gruppe möchte ich die Herren Dr.-Ing. Süreyya Nejat Doğan und

Dr.-Ing. Joachim Ryborz als meine fachlichen Mentoren und Motivatoren, sowie die Herren Dr.-Ing. Alexander Weidler, Dipl.-Ing. Wolfgang Novak, Dipl.-Ing. Tobias Prill, Dr.-Ing. Jochen Orso, Dr.-Ing. Frank Bauer und Frau Dipl.-Ing. Simone Kiefer namentlich hervorheben. Jeder und jede von ihnen trugen wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit bei.

Bei meiner Frau Maya und unseren Kindern Silja, Fynn und Lasse bedanke ich mich von ganzem Herzen für ihre sehr besondere Weise der Unterstützung, gerade bei der Fertigstellung dieser Arbeit in der Zeit nach dem Verlassen des Institutes. Dies gilt ebenso für meine Eltern und meine Schwiegermutter. Sie gaben mir sehr viel Zeit, Ruhe, Motivation, Geduld und Kraft, ohne die diese Arbeit sicherlich so nicht zustande gekommen wäre.

Tamm, im Dezember 2008

Moritz Stockmeier

Inhaltsverzeichnis

Abstract	IX
Bezeichnungen, Indices und Abkürzungen	XII
1 Einleitung	1
1.1 Klapper- und Rasselgeräusche.....	2
1.2 Ziele der Arbeit.....	4
2 Stand der Forschung und Technik	8
2.1 Losteilgeräusche	8
2.2 Koppelmechanismen mit Synchronisierungen	12
2.3 Getriebeschleppmomente.....	13
3 Konzepte für klapper- und rasselgeräuschfreie Fahrzeuggetriebe	15
3.1 Machbarkeitsstudien zu KURF-Getrieben.....	15
3.1.1 Getriebe für Standardantrieb.....	15
3.1.2 Getriebe für quer eingebaute Motoren.....	20
3.1.3 Besondere Bauformen.....	21
3.2 Notwendigkeit neuer Koppelmechanismen.....	24
3.2.1 Identifikation der Gesamtfunktion und der Teilfunktionen der Kopplung.....	24
3.2.2 Formulierung der Anforderungsliste.....	25
4 Konzeption, Entwurf und Konstruktion eines KURF-Getriebe-Koppelements	28
4.1 Möglichkeiten zur Herstellung des Drehzahlgleichlaufs.....	28
4.2 Kopplungsmöglichkeiten zur Übertragung von Leistung.....	31
4.3 Prinzipienfindung.....	35
4.3.1 Synchronmuffenschaltung	36
4.3.2 Passfederschaltung.....	38
4.3.3 Synchronstiftschaltung.....	40
4.3.4 Klemmkörperschaltung.....	42
4.4 Auswahl des Koppelprinzips	43
4.5 Entwurf eines KURF-Prototyp-Getriebes.....	47
4.5.1 Möglichkeiten der Nockenstangenbetätigung.....	49
5 Konstruktive Ausführung der Schaltungen	54
5.1 Konstruktive Ausführung der Synchronstiftschaltung	54

5.2	Konstruktive Ausführung der Passfederschaltung.....	60
6	Messungen am KURF-Prototyp-Getriebe	62
6.1	Versuchseinrichtungen und Versuchsablauf.....	62
6.1.1	Akustikmessungen	62
6.1.2	Schleppmomentmessungen.....	66
6.2	Experimentalprüfgehäuse	67
6.3	Geräuschmessungen.....	69
6.3.1	Einfluss der Entkopplung auf das Klappergeräuschverhalten	70
6.3.2	Einfluss der Axialspiels auf das Klappergeräuschverhalten.....	72
6.3.3	Einfluss des Verdrehflankenspiels auf das Klappergeräuschverhalten	74
6.3.4	Einfluss der Übersetzung auf das Klappergeräuschverhalten.....	76
6.3.5	Einfluss der Grunddrehzahl auf das Klappergeräuschverhalten.....	80
6.3.6	Einfluss der Verzahnungsart auf das Klappergeräuschverhalten.....	82
6.4	Schleppmomentmessungen.....	85
7	Versuche am Seriengetriebe.....	88
7.1	Modifikationen am Seriengetriebe.....	89
7.2	Geräuschmessungen.....	91
7.2.1	Klappergeräuschverhalten.....	91
7.2.2	Rasselgeräuschverhalten	94
7.3	Schleppmomentmessungen.....	100
7.3.1	Schleppmomente im Leerlauf.....	100
7.3.2	Schleppmomente im Direktgang.....	101
8	Grundüberlegungen zur Schaltstrategie.....	104
8.1	Thermische Belastung bei variabler Übersetzung	106
8.2	Thermische Belastung bei variablen Ausgangsdrehzahlen	111
8.3	Schaltstrategien für Koaxialgetriebe.....	114
9	Zusammenfassung und Ausblick.....	116
10	Literaturverzeichnis	119

Abstract

Next to economic, pragmatic and performance-related criteria comfort has become a major topic in automotive industry throughout the last years and its weight when buying a modern passenger vehicle has increased. This trend will keep on in the future. Thereby comfort contains many aspects of the passenger's personal opinions. One of those aspects is noise. While depending on every individual's personal taste how for example engine noise is remarked as pleasantly in characteristic and volume, it is commonly undoubted that especially unwanted and annoying noise can only be heard in very small amounts or even must not be heard at all when aiming to a generally positive noise pattern. Rattling and clattering noise appearing in automotive transmissions are undoubtedly assigned to this category of unpleasant noise. This is why it is an announced intend of research on the area of automotive transmissions to eliminate this noise. A lot of research work has been done in the past in order to achieve knowledge on the mechanism of noise development as well as the possibilities of noise reduction. Nevertheless it has not been possible to effectively prevent the development of rattling and clattering noise by transmission-internal means to date. In this thesis the novel approach of a complete mechanic decoupling was chosen to face this remit.

After an extensive literature research among publications and papers as well as national and international patents it was systematically investigated, how far the latest transmission systems at the market and therein included coupling systems suit in order to create a completely clatter and rattle noise free automotive transmissions, in short CARF-Transmission. Referring to transmission layouts examples for embodiment were found, that can be designed completely clatter an rattle noise free by principle, as well as some, that do not offer this possibility from the first. The presented estimations show, that the effort to redesign a transmission layout into a CARF-Transmission can vary considerably. Furthermore it turned out to be reasonable to carry out these effort estimations separately for a complete clatter noise freedom and a complete rattle noise freedom. In doing so for instance automotive transmissions in coaxial layout for standard drivetrains, produced in very high numbers, can be executed completely rattle noise free by very low efforts, whereas considerable investments must be made to create them completely clatter noise free.

The second step included a systematically search for an appropriate coupling principle in order to attach sufficient importance to the modified requirements to an automotive transmission regarding CARF-aspects. In result the system "Borg-Warner" turned out to be most suitable whereas two more self-developed principles shown in this treatise, the synchroniser-bolt-gearshift and the feather-key-gearshift, were driven to prototype status. Just like the conventional coupling principle

agreeable to Borg-Warner the synchroniser-bolt-gearshift was manufactured and subjected to extensive test on the IMA-Clatter-And-Rattle-Test-Rig under variation of numerous geometrical and tribological parameters. At first a single gear step with synchroniser-bolt-gearshift was investigated in a therefore specially designed and manufactured experimental test housing, at second a modified serial-transmission with synchroniser packs according to the principle Borg-Warner.

The performed noise measurements show impressively, that no rattle noise is emitted in decoupled state, especially at cold transmission lubrication as well as very high excitations by sinusoidal torsional vibrations. In direct comparison to the coupled state differences of even more than 20 dB(A) were measured, which corresponds to less than a quarter of the noise level at coupled state according to the sensation of the human ear. However at hot transmission oil rattling noise occurred beyond characteristic excitation thresholds that always show significant less airborne sound pressure levels compared to the coupled state and also increase marginally in intensity by further escalation of the exciting angular acceleration amplitude. In addition the excitation thresholds, the so called rattle limits, occur at very much higher angular acceleration amplitudes compared to the coupled state. In numerous measurements the influence of transmission oil temperature, backlash and axial clearance, gear mode, ratio, excitation amplitude and shifting state on the behaviour concerning the deployment of rattle noise was investigated and documented.

In spite of the mounting of only a singular additional synchroniser pack in order to disengage the whole countershaft by decoupling the constant pinion, the measurements performed with the modified 5-speed-serial-transmission in coaxial layout for passenger cars showed a basically similar behaviour. A complete freedom of rattle noise under defined circumstances as well as a reduced clatter noise emission at engaged direct gear was proven. With the possibility of the avoidance of the countershaft's forced torsional movement by the decoupling of the constant pinion it was furthermore documented by measurements that the complete transmission's drag torque is reduced remarkably at idle mode as well as at engaged direct gear, which is in accordance to an increase of efficiency. This behaviour has been predicted since drag torque measurements had been performed with the singular gear steps in the experimental transmission housing before.

The feasible design of an automotive transmission as a CARF-Transmission offers next to the advantages regarding noise and drag torque reduction by the insertion of additional coupling elements and the disadvantages like increasing number of parts, complexity, costs and weight also the supplemental degree of freedom concerning shifting strategy. It is shown in this paper by simulation how the distribution of synchronisation energy, synchronisation peak power and switching time presents itself by different orders of activation of required coupling elements for the

gear change. Therefore the ratio has been varied by simultaneously keeping the centre distance constant as well as the shifting force gradient and therefore indirectly also the distribution of the moment of inertia. In consequence of these simulation results optimal shifting strategies for any gear shifts depending on the intended use can be dimensioned and implemented in the face of the magnitudes named above.

Bezeichnungen, Indices und Abkürzungen

Bezeichnungen

<i>A</i>	mm^2	Fläche
<i>F</i>	<i>N</i>	Kraft
<i>I</i>	W/m^2	Intensität
<i>J</i>	$kg \cdot m^2$	Massenträgheit(-smoment)
<i>P</i>	$kg \cdot m^2/s^3$	Leistung
$R_{p0,2}$	N/mm^2	Streckgrenze
<i>T</i>	<i>Nm</i>	Drehmoment
<i>W</i>	$kg \cdot m^2/s^2$	Arbeit
<i>Z</i>	-	Zahnrad
<i>a</i>	<i>mm</i>	Achsabstand
<i>b</i>	<i>mm</i>	Breite
<i>c</i>	-	Faktor
<i>d</i>	<i>mm</i>	Durchmesser
<i>f</i>	-	Lagerfaktor
<i>i</i>	-	Übersetzung
<i>j</i>	-	Ordnungszahl eines Verbrennungsmotors
<i>k</i>	-	Zählindex in Summengleichungen
<i>m</i>	-	Endzahl in Summengleichungen
<i>n</i>	s^{-1}	Drehzahl
<i>p</i>	N/mm^2	Druck
<i>r</i>	<i>mm</i>	Radius
<i>t</i>	<i>s</i>	Zeit
<i>v</i>	<i>m/s</i>	Geschwindigkeit, Schnelle
β	$^\circ$	Schrägungswinkel
η	-	Wirkungsgrad
ρ	kg/m^3	Dichte
ν	mm^2/s	Viskosität
ω	s^{-1}	Winkelgeschwindigkeit

Indices

1, 2, ...	Gangstufen (an erster Stelle stehend)
Abtrieb	Abtriebsseitig
Antrieb	Antriebsseitig
Ausgang	Ausgang, Getriebeausgang
Eingang	Eingang, Getriebeeingang
G	Getriebe
Grund	Grund, Basis
Hand	Hand
Hüll	Hülle, Umhüllung
L	Lager
LR	Losrad
Öl	Öl
Pl	Plansch(en)
Q	Quetsch(en)
Reib	Reibung
Schall	(Luft-)Schall
Schlepp	Schlepp(en)
Sp	Spritzen, Anspritzen
Sy	Synchronisier(-ung)
Üb	Überbrückung
Vent	Ventilation
W	Welle
a	außen
ges	gesamt
i	innen
m	Mittel-
max	maximal
red	reduziert
t	tangential

Abkürzungen

16MnCr5	Einsatzstahl mit 0,16% Kohlenstoff-, 1,15% Mangan- und 0,95% Chromanteil
3D	Dreidimensional
B	Brake, Bremse
BR	Bauraum
C	Clutch, Kupplung
CAD	Computer Aided Design
CARF	Clatter and Rattle noise Free
CVT	Continuously Variable Transmission, Stufenlosgetriebe
DR 2208	Drehmomentmesswelle, Typ 2208 der Fa. Lorenz Messtechnik GmbH
E	elektrisch
EKM	Einfachst-Klapper-Modell
EPG3	Elementarprüfgehäuse der dritten Generation
F	Forderung
FA	Fertigungsaufwand
FF	Fehlbedienungsfolgen
Gl	Gleichung
GW	Gewicht
H	high
HTD	hydraulischer Torsionsdämpfer
IMA	Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart
ISAD	integriertes Starter-Alternator-Dämpfersystem
K	Konstante
Kap	Kapitel
KURF	klapper- und rasselgeräuschfrei
L	low
LD	Lebensdauer
Lfd	laufend
MA	Montageaufwand
MTD	mechanischer Torsionsdämpfer
Nkw	Nutzkraftwagen
Nr	Nummer
PC	Personal Computer

Pkw	Personenkraftwagen
R	Rückwärtsgang
SK	Schaltkraft
Stck	Stück
SZ	Schaltzeit
TZ	Teilezahl
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
W	Wunsch
WA	Wärmeabfuhr
WT	Wartungsaufwand
ZMS	Zweimassenschwungrad
ZV	Zuverlässigkeit
dB(A)	A-bewerteter Luftschalldruckpegel
d.h.	das heißt
bzw.	beziehungsweise
sog.	sogenannte/-er/-es
vgl.	vergleiche
v.l.n.r.	von links nach rechts
wav	Datenformat einer Wave-Datei zur digitalen Speicherung von Audiodaten
z.B.	zum Beispiel

1 Einleitung

Gemäß dem derzeitigen Stand der Technik sind Entwicklungen, Untersuchungen, Messungen und Maßnahmen zur gezielten Beeinflussung von Zuständen in den Teilbereichen der Akustik und Psychoakustik fester Bestandteil des modernen Fahrzeugentwicklungsprozesses. Im Sinne der ganzheitlichen Geräuschmanipulation ist dabei besonderes Augenmerk auf die Verursacher von Geräuschen zu legen. Diese sind im Wesentlichen der Verbrennungsmotor, der Reifen-Fahrbahn-Kontakt sowie Luftgeräusche als Folge der Um- und Durchströmung des Fahrzeuges. Mit seiner Forderung nach stetig sinkenden Geräuschpegeln folgt der Gesetzgeber dabei Aspekten des Umweltschutzes und in der Folge ebenso den Komfortansprüchen der Kunden. Dabei muss prinzipiell zwischen Personen- und Nutzkraftwagen unterschieden werden. Während bei Ersteren die Reduzierung der Geräuschimmissionen im Vordergrund steht, so gilt es bei Letzteren neben den Immissionen vor allem die Geräuschemissionen zu reduzieren. Dabei können grundsätzlich zwei Wege beschritten werden: Zum einen kann die Ursache der Geräusche im Sinne der Geräuschreduktion direkt und aktiv manipuliert werden, zum anderen gibt es die Möglichkeit, mittelbar auf dem Weg der Schallausbreitung einzugreifen und so letztlich den Geräuschpegel am menschlichen Ohr zu senken oder die Geräuschcharakteristik zu verändern.

Neben dem Verbrennungsmotor stellt das Schaltgetriebe, im Antriebsstrang zwischen dem Anfahrlement und einem Differential- oder Verteilergetriebe angeordnet, eine wesentliche Geräuschquelle dar. Die entstehenden Getriebegeräusche sind als Geräuschszenario zu verstehen, wobei aus der Vielfalt der Teilgeräusche die wichtigsten klar identifiziert und benannt werden können, wie Bild 1.1 zeigt.

Die dominierende Getriebegeräuschart sind Abwälzgeräusche von unter Last stehenden Zahnradpaaren, die als Heulen, Pfeifen, aber auch als Mahl- bzw. Singgeräusche bezeichnet werden. Die Ursache dieser Geräuschart können Eingriffsstöße, parametererregte Schwingungen oder Abwälzgeräusche als Folge von Teilungs- oder Zahnformfehlern sein. Bei mangelhafter Funktion der Synchronisierung können durch Kratzen und Ratschen der Schaltverzahnung Schaltgeräusche entstehen. Beim Schalten können Geräusche auch infolge lastwechselbedingter instationärer Anregungen auftreten, die als Clonk oder Lastwechselschlag bezeichnet werden. Diese Geräusche können ebenso durch schnelles Ein- bzw. Auskuppeln entstehen. Lagergeräusche sind Laufgeräusche der Wälzlager, die vor allem bei beschädigten Wälzlagern auftreten. Eine weitere Wälzlagergeräuschart, deren Ursache Schwingungen des Losradkörpers innerhalb des Lagerspiels sind, wird Kreischen genannt. Klapper- und Rasselgeräusche werden von unbelasteten

Getriebekomponenten infolge von Torsionsschwingungen verursacht. Rasselgeräusche, die im Zugbetrieb bei geringer Last, beispielsweise in niedrigen Geschwindigkeits- und Drehzahlbereichen eines Fahrzeugs auftreten, werden als Creeping bezeichnet.

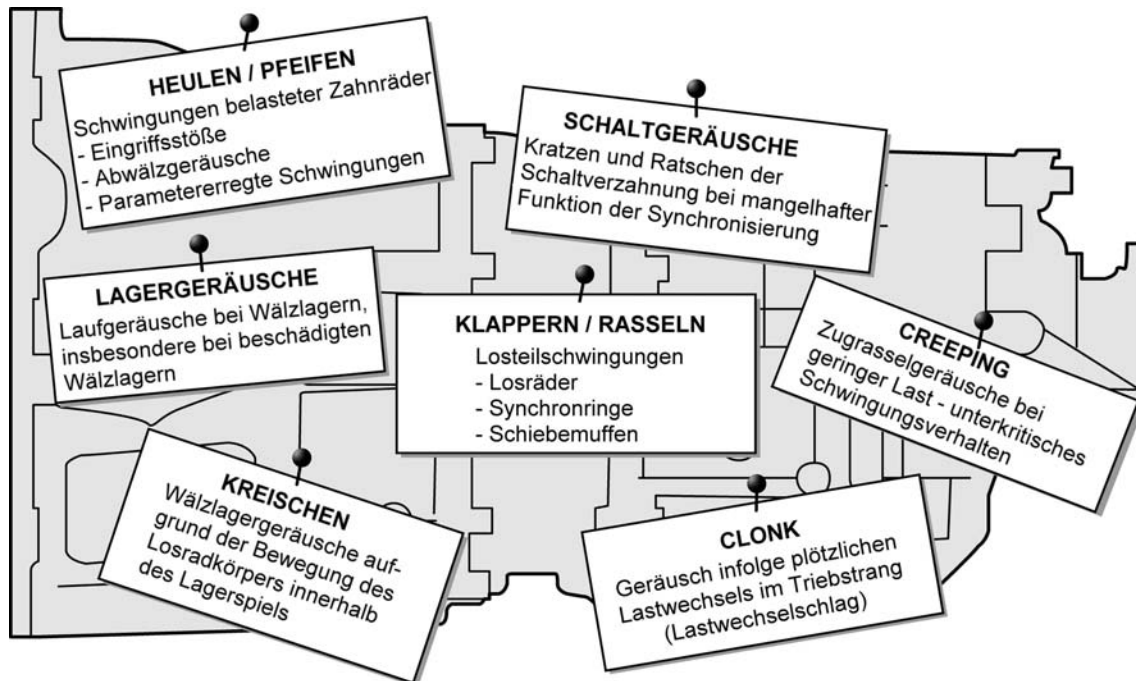


Bild 1.1: Geräuscharten in modernen Fahrzeuggetrieben

1.1 Klapper- und Rasselgeräusche

In dieser Arbeit wird der Fokus auf das Geräuschphänomen „Klappern und Rasseln“ gelegt. Beide Geräuscharten sind seitens ihres Entstehungsmechanismus identisch, sie werden lediglich anhand des Getriebe- bzw. Fahrzustandes des Fahrzeugs unterschieden: Klappergeräusche treten in der Neutralstellung des Getriebes auf, Rasselgeräusche bei eingelegtem Gang im Zug oder Schubetrieb und werden in der Literatur daher auch als Zug- oder Schubrassel bezeichnet. Dabei spielt es keine Rolle, ob die die Geräusche verursachenden Drehungleichförmigkeiten von der Kupplungs- oder von der Abtriebsseite des Getriebes her eingeleitet werden. Allerdings wird unterschieden zwischen Zugklappern, welches das Klappern im Leerlauf umfasst, wobei das Fahrzeug steht und die Torsionsschwingungen über den Motor ins Getriebe eingeleitet werden, und Schubklappern. Letzteres meint den umgekehrten Fall, d.h. das Fahrzeug ist bergab in Bewegung, aber alle Gänge sind ausgekoppelt, wobei die Kupplung geöffnet ist. Dabei gelangen die Torsionsschwingungen von der Getriebeausgangswellenseite ins Getriebe.

Rühren besagte Drehungleichförmigkeiten, welche faktisch Torsionsschwingungen sind, von der Kupplungsseite her, so sind sie die Folge der zyklischen Arbeitsweise im Verbrennungsmotor, die die Kurbelwelle periodisch im Arbeitstakt beschleunigt und im Verdichtungstakt wieder verzögert. Bei Viertaktmotoren benötigt es bekanntermaßen zwei volle Kurbelwellenumdrehungen, um einen solchen Zyklus zu durchlaufen. Diese Form der Torsionsschwingungsanregung ist die maßgebliche. Ihre Anregungsfrequenz entspricht folglich der Drehzahl der Kurbelwelle multipliziert mit der Zylinderzahlhalbierenden. Zwar gibt es zusätzlich noch Anregungsfrequenzen höherer Ordnung, jedoch sind sie für die Betrachtung der Klapper- und Rasselgeräusche von untergeordneter Bedeutung wie frühere Untersuchungen gezeigt haben. In der Folge entwickeln sich die eben erwähnten Geräusche durch die Übertragung der mikroskopisch inhomogenen Drehbewegung auf die spielbehafteten Losteile im Getriebe. Als mikroskopisch wird dabei der Drehzahlverlauf innerhalb einer Kurbelwellenumdrehung bezeichnet, komplementär definiert sich der makroskopische Drehzahlverlauf. Zu den Losteilen gehören in der Hauptsache die mehrheitlich nadelgelagerten Losräder, ferner Synchronringe und Schiebemuffen in Handschaltgetrieben sowie Lamellenträger und ganze Planetenradsätze in Automatgetrieben. Sie beginnen, sich innerhalb dieser Spielgrenzen oszillierend zu bewegen, und verursachen beim Auftreffen an den Spielgrenzen Stöße, die sich letztlich als hörbares Geräusch bemerkbar machen. Bild 1.2 zeigt schematisch den Geräuschestehungsprozess.

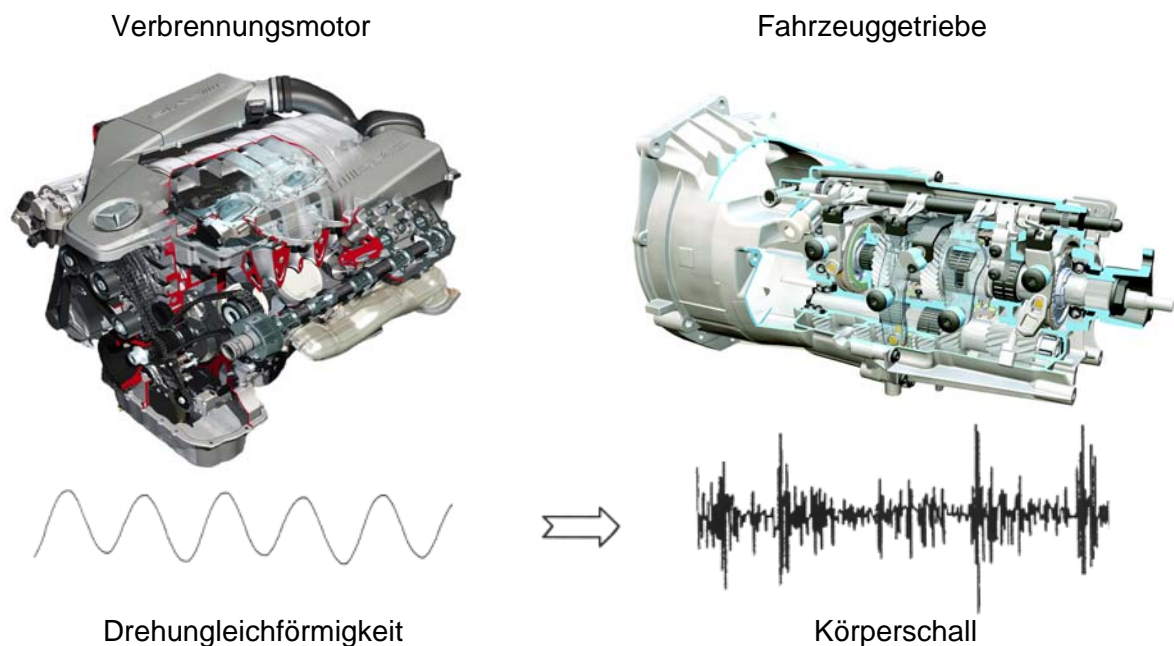


Bild 1.2: Entstehung von Klapper- und Rasselgeräuschen als Folge der ungleichförmigen Drehbewegung des Verbrennungsmotors

Dabei ist in erster Linie die Charakteristik des Geräusches, ein metallisches Nageln und Rasseln, und nicht unbedingt sein absolut emittierter Luftschalldruckpegel am menschlichen Ohr störend und erzeugt einen unangenehmen Eindruck. Deshalb stellen sie bei Personenfahrzeugen ein Komfortproblem dar (Geräuschmission) und bei Nutzkraftfahrzeugen sind sie neben dem Komfortproblem zusätzlich eine Umweltbelastung (Geräuschmission). Jüngste Untersuchungen haben zudem ergeben, dass diese Torsionsschwingungen vermehrt auch zur Beeinträchtigung der Bauteillebensdauer einzelner Komponenten des Fahrzeuggetriebes führen. Damit erklärt sich auch, weshalb konsequenterweise zur Lösung der Problematik „Klappern und Rasseln“ eine vollständige Eliminierung und nicht nur eine Reduktion des Geräusches angestrebt werden muss.

1.2 Ziele der Arbeit

In mehreren Vorgängerarbeiten zum Themenkomplex Losteilgeräusche wurde der grundsätzliche Entstehungsmechanismus weitgehend geklärt. Zudem wurde in zahlreichen Versuchsmessungen der Einfluss verschiedenster Getriebeparameter auf das emittierte Klappergeräusch untersucht. Hierzu gehören in erster Linie das Getriebelayout, d.h. die Radsatzanordnung, das Verdrehflanken- und das Axialspiel der Losräder, die Getriebeöltemperatur sowie die Anregungsfrequenz und -amplitude, siehe Bild 1.3.

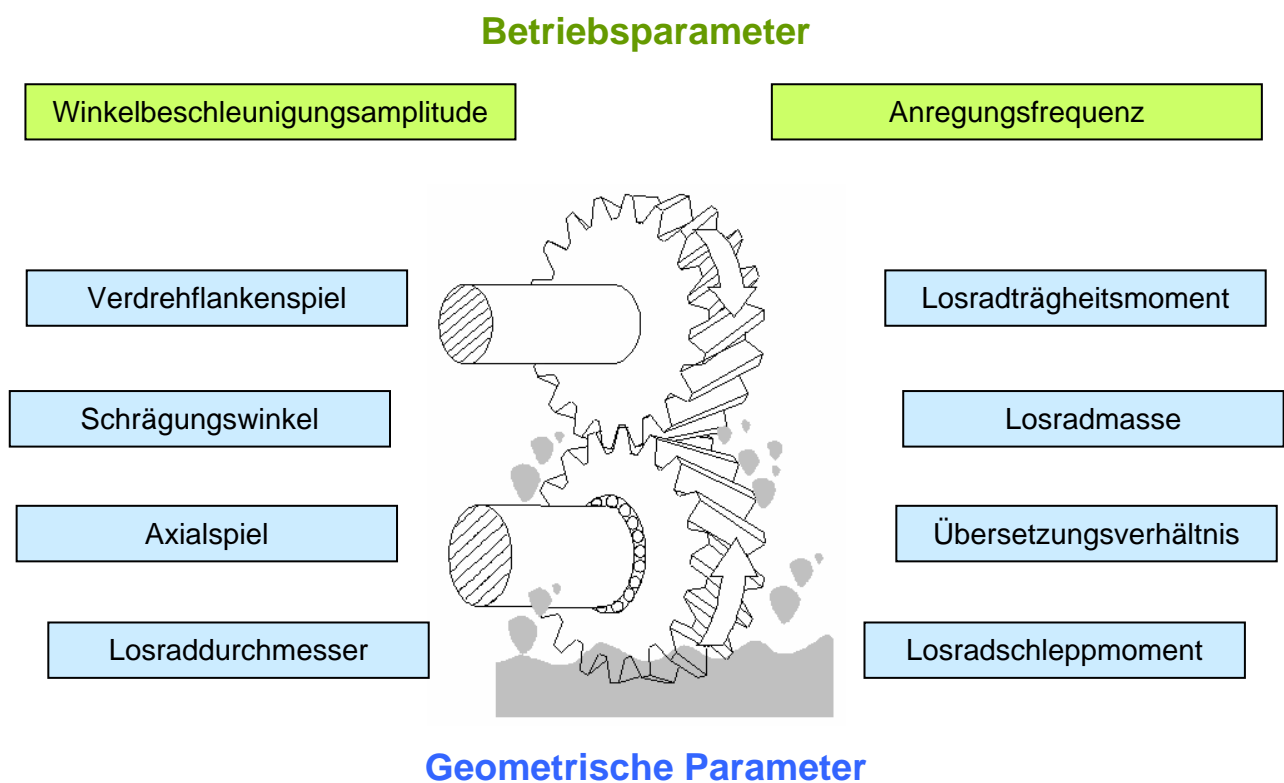


Bild 1.3: Maßgebliche Einflussparameter auf die Entwicklung von Klapper- und Rassengeräuschen

Im Weiteren wurde auch der Einfluss zusätzlicher Parameter wie die Lage des Ölspiegels, die Massenträgheit und Masse der rotierenden Teile, die Übersetzung der Fest-/Losradpaarung, die Charakteristik der Schwingungsanregung, der Schaltungszustand des Getriebes und weitere betrachtet, dokumentiert und interpretiert.

Anhand der Versuchsergebnisse konnten zahlreiche Vorschläge zur Eindämmung des Geräuschphänomens erarbeitet und teilweise sogar gewerblich geschützt werden. Alle Maßnahmen basieren auf dem Grundgedanken des Aufbringens einer zusätzlich in das System Fest-/Losrad eingebrachten Kraft mit dem Zweck, die Zahnflanken des Losrades bei zunehmender Amplitude der erregenden Torsionsschwingung so lange wie möglich an der Gegenflanke des Festrades haften zu lassen. Dies geschieht zum Beispiel durch Aufbringen eines erhöhten Schleppmomentes am Losrad oder durch eine Magnetisierung der Zahnräder. Diese Maßnahmen bringen jedoch prinzipbedingt Verschlechterungen des Gesamtgetriebewirkungsgrades mit sich.

Um diesen Nachteil zu umgehen, wurde die Idee von so genannten „klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetrieben“, kurz KURF-Getrieben, entwickelt und auf europäischer Ebene patentrechtlich geschützt. Der Kerngedanke ist, sämtliche nicht im Leistungsfluss befindliche Festräder, die ihre mit ihnen kämmenden Losräder zu Klapper- und Rasselgeräuschen anregen, ebenfalls zu koppelbaren Losrädern umzugestalten. Durch die Verwendung eines schaltbaren Koppelmechanismus wird auf diese Weise die Übertragung der Drehungleichförmigkeiten in den Verzahnungsbereich des Zahnradpaares konstruktiv verhindert, so dass Klapper- und Rasselgeräusche gar nicht erst entstehen können. Bild 1.4 veranschaulicht diesen Gedanken schemenhaft.

Im Rahmen dieser Arbeit sollte zunächst untersucht werden, ob sich neben den langjährig bekannten Standard-Synchronpaketen aufgrund der geänderten Rahmenbedingungen auch andere, unter Umständen sogar neuartige Koppelmechanismen eignen. Nach erfolgter Festlegung auf ein Koppelprinzip sollte dies gegebenenfalls bis zum Prototypenstatus weiterentwickelt und gefertigt werden. Unmittelbar daran anschließend bestand das Ziel der Arbeit zunächst in einer Erprobung der Funktionalität, mehr jedoch noch seines Verhaltens hinsichtlich der Entfaltung von Klapper- und Rasselgeräuschen.

Zwei weitere Aspekte bedürfen der Betrachtung im Sinne einer ganzheitlichen Herangehensweise an das Thema KURF-Getriebe und werden in dieser Arbeit behandelt: Zum einen sollte untersucht werden, ob es außerhalb dieser prinzipbedingten Methode der Festradentkopplung auch noch weitere Möglichkeiten zur vollständigen Verhinderung von Klapper- und Rasselgeräuschen gibt. Hierbei muss der gesamte Antriebsstrang betrachtet werden. Zum

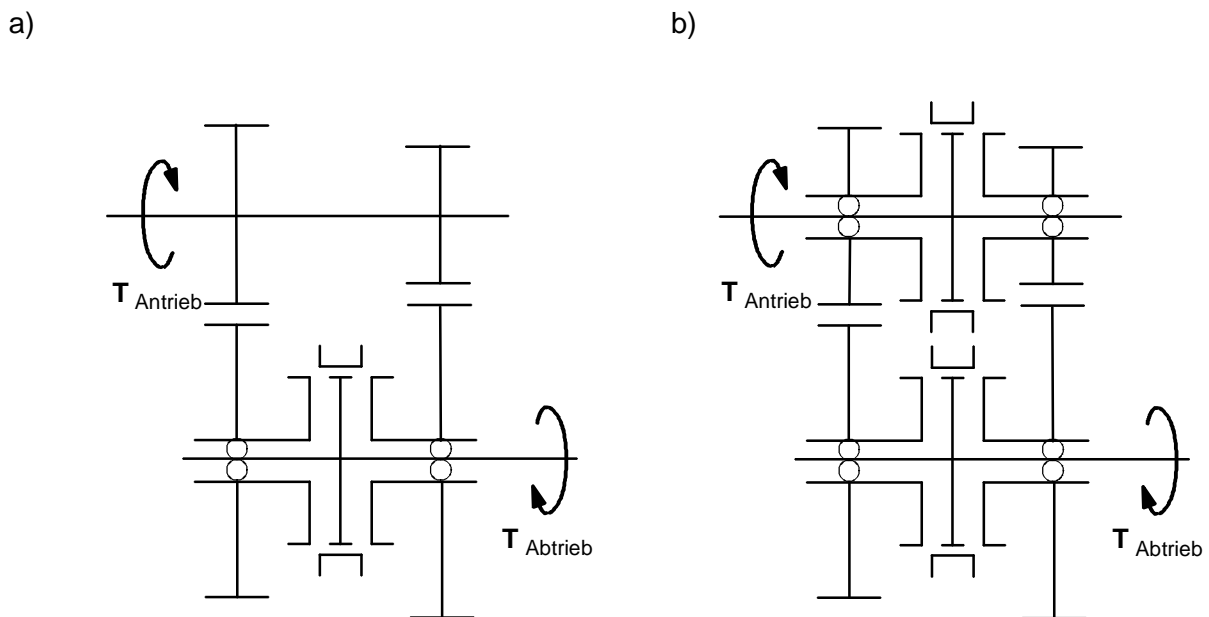


Bild 1.4: Umgestaltung von Getriebefesträdern (a) in -losräder (b) durch Einbringung von zusätzlichen schaltbaren Koppelementen zur Verhinderung der Schwingungsausbreitung von der Getriebewelle hin zum Verzahnungsbereich

anderen ist es notwendig, auch die Auswirkungen des Einbringens von zusätzlichen Koppelementen in ein Fahrzeuggetriebe abseits der Geräuschbetrachtungen zu untersuchen und darzulegen. Dabei stehen Kriterien wie Wirtschaftlichkeit und Auswirkungen auf den Getriebewirkungsgrad, sowie auf die Schaltaktuatorik und Schaltstrategie im Mittelpunkt.

Den Ablauf dieser Arbeit in seinen wichtigsten betrachteten Aspekten zeigt Bild 1.5. Um die Zuordnung der unterschiedlichen Themenbereiche zu den Disziplinen eines Entwicklungsprozesses Theorie, Konstruktion und Experiment deutlich zu machen, sind diese entsprechend nebeneinander gruppiert. Die Vertikale des Ablaufschemas repräsentiert zusätzlich grob die Chronologie der Abarbeitung.

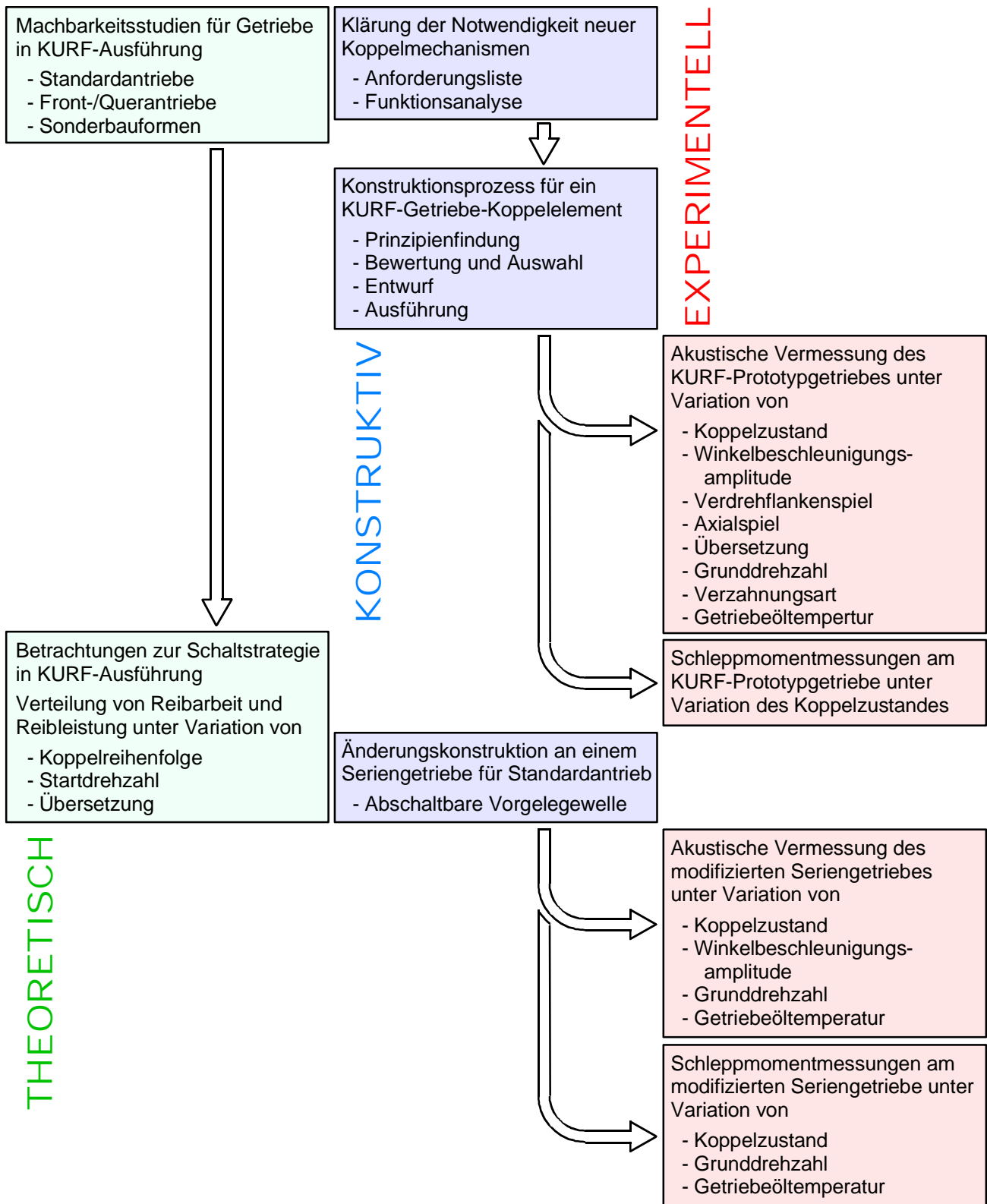


Bild 1.5: Schematische Darstellung des Ablaufes dieser Arbeit, gegliedert nach Chronologie und Disziplinen im Entwicklungsprozess

2 Stand der Technik

Um den Stand der Technik im Vorfeld dieser Arbeit feststellen zu können, müssen zunächst mehrere Teilbereiche unterschieden werden. Im Folgenden wird daher jeweils der Stand der Technik hinsichtlich des Geräuschphänomens Klappern und Rasseln, zum Themenkreis Koppelmechanismus mit Synchronisierung sowie zu den Teilaspekten Getriebschleppmoment und Wirkungsgrad dargestellt.

2.1 Losteilgeräusche

Das Geräuschphänomen des Klapperns und Rasselns wird grundsätzlich durch Torsionsschwingungen jeglicher Art hervorgerufen. Diese Torsionsschwingungen übertragen sich im Getriebe auf alle nicht unter Last stehenden Losteile und regen letztere innerhalb ihrer funktionsbedingten Spiele zum Anschlagen an ihre Grenzen an, welches physikalisch betrachtet mechanische Stöße sind, die letztlich in ihrer Summe als unangenehmes bis störendes Klapper- bzw. Rasselgeräusch wahrgenommen werden. Neben dem so emittierten Geräuschszenario muss angemerkt werden, dass besagte Torsionsschwingungen einen negativen Einfluss auf die Lebensdauer nicht nur der unter Last stehenden, sondern auch der lastlosen Bauteile haben.

Die in das Getriebe eingeleiteten Torsionsschwingungen müssen in Ihrer Form keiner mathematisch formulierbaren Bewegungsform unterliegen. Da jedoch der Verbrennungsmotor der Hauptverursacher der Torsionsschwingungen im Antriebsstrang ist und seine Drehzahlcharakteristik stark einer sinusförmigen Schwingung ähnelt, ist es seit Beginn der Forschungsarbeiten in diesem Themenbereich legitim, das Drehbewegungsverhalten durch eine Grunddrehzahl mit überlagelter Sinusschwingung anzunähern, /1-16/. Dies erleichtert die Ermittlung der zu erwartenden Klapper- und Rasselgeräusche durch Simulation und Berechnung, sowie den Betrieb eines entsprechenden elektromotorischen Prüfstandes erheblich, vgl. Kapitel 6. Messungen mit realistischem und idealisiertem Drehzahlverlauf zeigten in der Vergangenheit zudem gute Ergebnisse hinsichtlich ihrer Korrelation. Der angenäherte Drehbewegungsverlauf lässt sich mathematisch beschreiben als

$$\omega(t) = \omega_{\text{Grund}} + \hat{\omega} \cdot \sin(j \cdot \omega_{\text{Grund}} \cdot t), \quad (2.1)$$

woraus sich durch zeitliche Ableitung der Verlauf der Winkelbeschleunigung ergibt:

$$\dot{\omega}(t) = j \cdot \omega_{\text{Grund}} \cdot \hat{\omega} \cdot \cos(j \cdot \omega_{\text{Grund}} \cdot t), \quad (2.2)$$

mit der Winkelbeschleunigungsamplitude

$$\hat{\omega} = j \cdot \omega_{\text{Grund}} \cdot \hat{\omega}. \quad (2.3)$$

Eingesetzt in Gleichung 2.2 ergibt sich für den Winkelbeschleunigungsverlauf:

$$\dot{\omega}(t) = \hat{\omega} \cdot \cos(j \cdot \omega_{\text{Grund}} \cdot t). \quad (2.4)$$

Dabei stellt der Parameter j die Ordnungszahl des Verbrennungsmotors dar. Bei Vier-Takt-Verbrennungsmotoren ist sie die Zylinderzahlhalbierende. Die Winkelgeschwindigkeit der Grunddrehzahl wird durch ω_{Grund} gekennzeichnet. Der Winkelbeschleunigungsamplitude kommt dabei als entscheidendes Kriterium hinsichtlich des Grades der Schwingungsanregung große Bedeutung zu. So werden die zur Beschreibung des Klapper- und Rasselgeräusches wichtigen so genannten „Klapperkurven“ durch Auftragen des gemessenen Luftschalldruckpegels über der anregenden Winkelbeschleunigungsamplitude bei konstanter Grunddrehzahl und Anregungsfrequenz gebildet, siehe Bild 2.1.

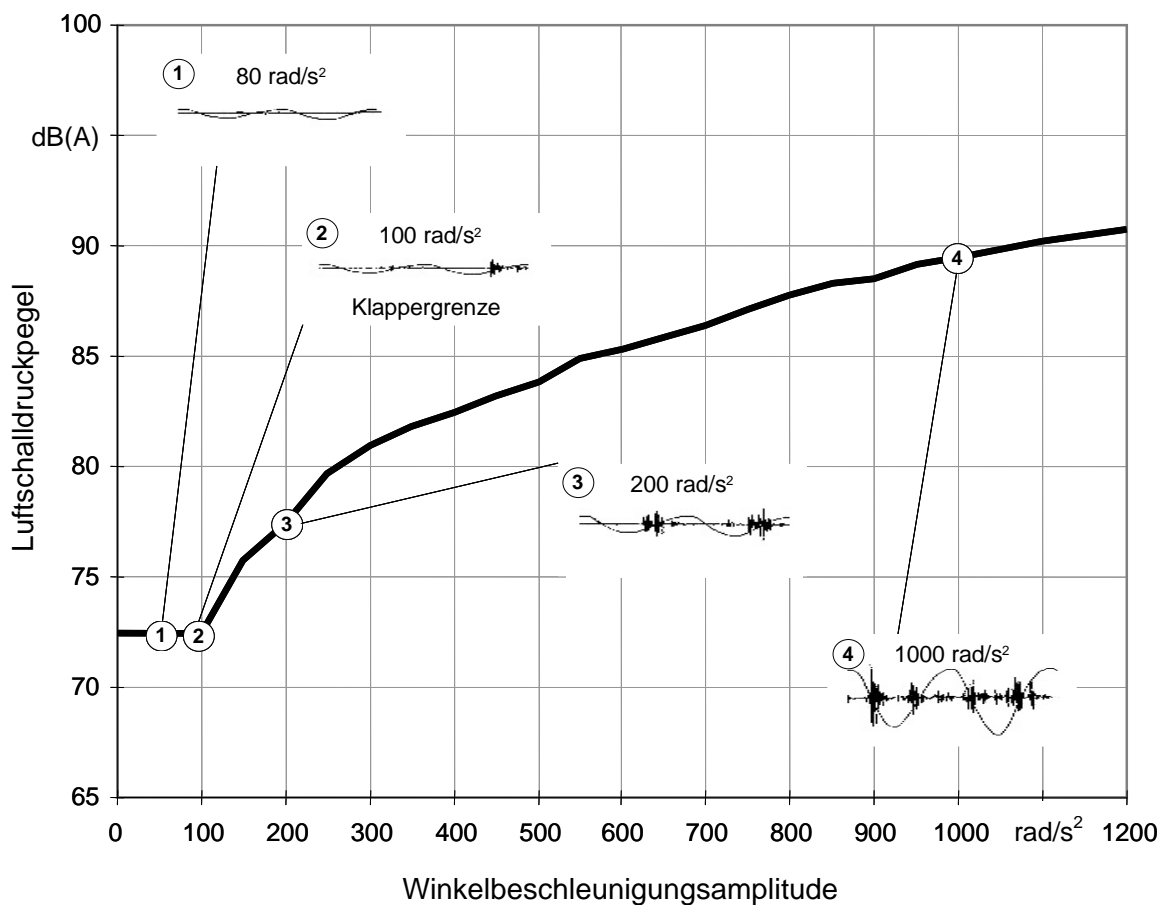


Bild 2.1: Typischer Verlauf einer Klapperkurve für ein 5-Gang-Handschaltgetriebe in Koaxialbauweise mit charakteristischen Bereichen 1- 4

Charakteristisch für den Verlauf sind vier markante Phasen. In der ersten Phase (① in Bild 2.1) bleibt das Grundgeräusch unabhängig von der Winkelbeschleunigungsamplitude unverändert. Es setzt sich aus Abwälzgeräuschen der kämmenden Zahnradpaarungen, sowie Plansch- und Wälzlagergeräuschen zusammen. Die Amplitude der Anregung ist zu gering, um das Losrad von seiner Zugflanke abheben und in der Folge wieder anstoßen zu lassen. Es entstehen keine Klapper- und Rasselgeräusche. Am Punkt ② in Bild 2.1 befindet sich die so genannte Klappergrenze. Die anregende Amplitude hat einen Schwellwert erreicht, ab dem es zu ersten Stößen in der Verzahnung kommt, welche mittelbar durch den emittierten Luftschalldruckpegel messbar sind. Das beschleunigende Moment auf das Losrad seitens der Anregung ist nun größer als die Summe der bremsenden Momente aus Planschen im Ölsumpf, Reibmomente am Synchronring und in den Lagern, Ventilationsverluste, sowie Quetschmomente in der Verzahnung. In Phase ③ steigert sich der emittierte Luftschalldruck. Der Anstieg kann stellenweise diskontinuierlich sein, wenn Zahnradstufen mit unterschiedlicher Übersetzung oder andere Losteile wie Schiebemuffen und Synchronringe ihre individuelle Klappergrenze erreichen oder im Falle einer Schrägverzahnung zusätzlich Axialstöße auftreten, was als Beginn der Phase ④ anzusehen ist. Diese Unstetigkeiten sind jedoch bei höheren Luftschalldruckpegeln aufgrund der logarithmischen Auftragsweise ungleich schwerer zu identifizieren.

In der Literatur sind zahlreiche Druckschriften bekannt, die sich mit dem Themenbereich Klapper- und Rasselgeräusche bzw. dem übergeordneten Gebiet der Torsionsschwingungen befassen. Dabei sind zunächst Arbeiten zu nennen, die sich der mathematischen Beschreibung der Schwingungsvorgänge in einem Antriebsstrang widmen. Dies geschieht häufig durch die Implementierung eines oftmals modularen Mehrkörpersystems mit einer je nach Grad der Detaillierung notwendigen Zahl an Freiheitsgraden. Diese Rechenmodelle eignen sich in erster Linie zur Parameteroptimierung, /7/. Die Schriften /2-7/ befassen sich gezielt mit der Klapper- und Rasselgeräuschartfaltung und lassen sich hinsichtlich ihrer Methodik unterscheiden. So wird einerseits die Möglichkeit verfolgt, die Bewegungsabläufe mittels elementarer Stoßgesetze auszudrücken, andere numerische Methoden rechnen auf Basis der Verlustenergie, die bei den Stößen entsteht und in einem formulierbaren Zusammenhang mit dem emittierten Luftschalldruckpegel steht. Am Institut für Maschinenelemente IMA der Universität Stuttgart wurde in der Vergangenheit gezielt ein Rechenmodell entworfen und weiterentwickelt, welches möglichst einfach gestaltet ist. Es wird daher als Einfachst-Klapper-Modell (EKM) bezeichnet und beschreibt mittels translatorischer Modelle die Vorgänge in Getrieben unter Berücksichtigung der wesentlichen Parameter Verdrehflankenspiel, Axialspiel, Anregung und Öltemperatur. Im Zuge des so

entstandenen Simulationswerkzeuges wurde auch ein Näherungsverfahren entwickelt, welches empirische Formeln beinhaltet, die durch zahlreiche Experimente verifiziert wurden. Letzteres liefert einem geübten Anwender in kurzer Zeit hinreichend genaue Berechnungsergebnisse des emittierten Luftschalldruckpegels unter der Voraussetzung, dass vom betrachteten Getriebe zahlreiche Parameter bereits bekannt sind. Im Umkehrschluss eignet sich dieses Tool zur Parametervariation, insbesondere zum Vergleich unterschiedlicher auch fiktiver Getriebe, beispielsweise im Stadium der Vorentwicklung von Getrieben, /5, 6, 17/.

Des Weiteren werden in der Literatur zahlreiche Vorschläge zur Eindämmung der Klapper- und Rasselgeräuschproblematik gemacht, /18-25/. Die Fülle der Ideen und Konzepte lässt sich unterteilen in getriebeinterne und getriebeexterne Maßnahmen, graphisch dargestellt in Bild 2.2.

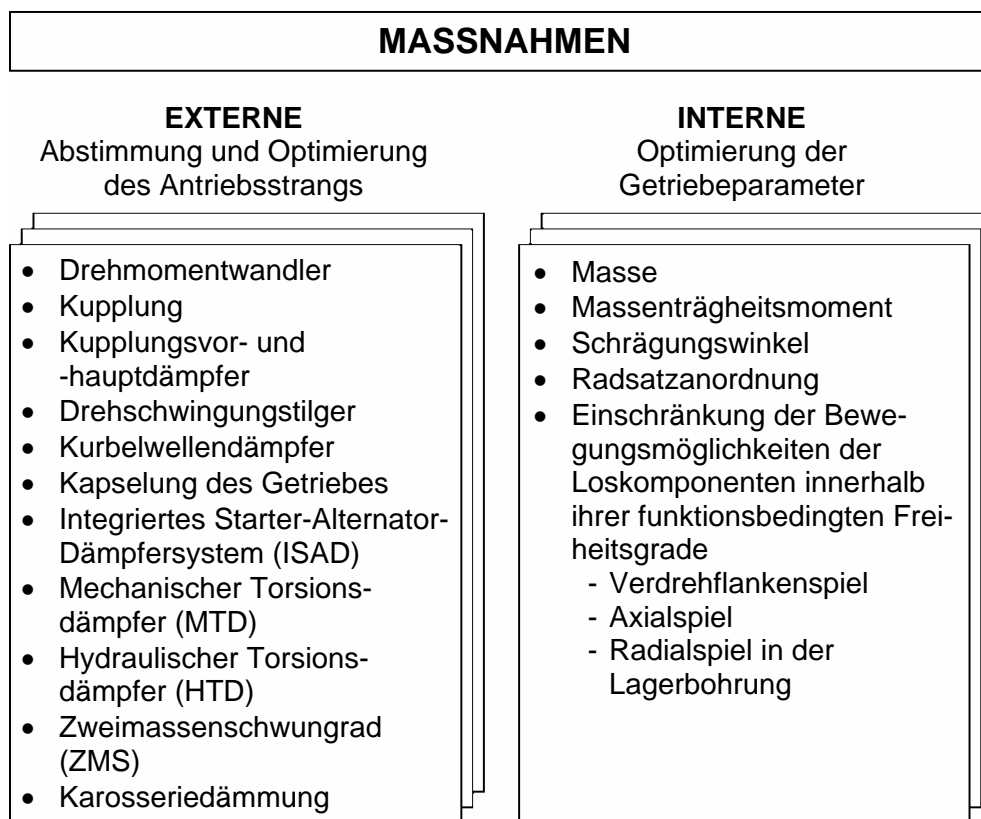


Bild 2.2: Klassifizierung der derzeit bekannten Maßnahmen zur Reduzierung von Klapper- und Rasselgeräuschen

Neben den in Bild 2.2 dargestellten eher praxisrelevanten Optimierungsmaßnahmen sind auch exotischere, jedoch keineswegs minder effektive Maßnahmen bekannt. So werden in den Arbeiten /5, 6, 26/ beispielsweise magnetisierte Zahnräder vorgestellt, bei denen die Zahnflanken aufgrund der Magnetkraft bei Anregung durch höhere Winkelbeschleunigungsamplituden haften bleiben, was

einem Verschieben der Klappergrenze gleichkommt. Weiterhin werden Differenzzahnscheiben entworfen, die eine Verspannung des Losrades in tangentialer Richtung bewirken, oder kleine schaufelradartige Fangtaschen an den Losrädern, die durch ihre Schöpfwirkung das Losradschleppmoment erhöhen. Letztlich scheitern jedoch die meisten Verbesserungsvorschläge im Wesentlichen an zwei entscheidenden Kriterien: Mangelnde Wirtschaftlichkeit oder negativer Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad des Getriebes. Auch die derzeit am Markt am häufigsten verwendete und effektivste Gegenmaßnahme, das Zweimassenschwungrad in all seinen Variationen, fällt beispielsweise durch seine verhältnismäßig hohen Kosten im Produktentstehungsprozess und sein Zusatzgewicht negativ auf.

Gänzlich neue Wege geht hier der in der Schrift /27/ ausformulierte und als radikal einzuordnende Gedanke der vollständigen Entkopplung aller nicht im Leistungsfluss befindlicher Zahnräder. Wie bereits in Kapitel 1 erwähnt handelt es sich hierbei um den Kern der vorliegenden Arbeit.

2.2 Koppelmechanismen mit Synchronisierung

Wie in Kapitel 4 näher beschrieben, besteht das verwendete Koppelprinzip, das letztlich als „Kupplung“ in Sinne ihrer Definition bezeichnet werden kann /28, 29/, grundsätzlich aus zwei Teilprinzipien. Teilprinzip 1 stellt eine lösbare formschlüssige Welle-Nabe-Verbindung zwischen Getriebewelle und Losrad dar, Teilprinzip 2 einen Mechanismus zur Drehzahlangleichung zweier rotierender Bauteile mit gleicher Drehachse, definitionsgemäß eine Synchronisierung. Zu beiden Teilprinzipien finden sich vor allem in der Patentliteratur unzählige Lösungen, deren in die Praxis transportierte Zahl immer noch sehr hoch ist. Konzentriert man sich folglich auf Mechanismen aus Fahrzeuggetrieben, so findet sich eine Vielzahl von Lösungen, die jeweils Antwort auf die Anforderungen eines Teilprinzips sind. Stellvertretend für all diese Systeme seien die Literaturquellen /1, 8, 9, 30-34/ genannt, die in einem Fall einen Überblick über die Historie der Fahrzeuggetriebe und der darin enthaltenen Koppelsysteme geben, /1, 8, 9/, und im anderen Fall in Form eines Nachschlagewerkes Kupplungen unterschiedlichster Bauart und Wirkungsweise beinhalten, /30-34/.

An dieser Stelle sei die Klauenschaltung nach /1/ genannt, welche ebenso wie die Maybach-Überholklaue /1/ ein System zur formschlüssigen Verbindung von Losrädern mit ihren Getriebewellen darstellt. Die Klauenschaltung findet gerade bei Nkw-Getrieben in jüngster Vergangenheit vermehrt Anwendung, da sich aufgrund der zunehmenden Einbringung von Elektronik und Mechatronik in das Getriebe neue Möglichkeiten zu Synchronisierung ergeben. Dies

kann beispielsweise bei Rückschaltungen durch erhöhende Motormomenteneingriffe (Zwischengas) erfolgen oder in Form von dezentral an der Vorgelegewelle angebrachten Elektromotoren zur direkten Regelung der Vorgelegewellendrehzahl /35/. Letztlich beruhen alle derzeit bekannten und am Markt befindlichen formschlüssigen Kupplungen aus dem Getriebebereich auf dem Prinzip der Klaue. Lediglich die Formgebung variiert von ringförmig angeordneten Nocken, wie sie vornehmlich in Getrieben mit geringen Schaltzeiten und geringem Massenträgheitsmoment exemplarisch in automatisierten Renngetrieben oder Motorradgetrieben anzutreffen sind, bis hin zur aufwändig gestalteten Klauenverzahnung mit Hinterschnitt aus modernen Pkw-Handschaftgetrieben. Als Sonderform ist das Schieberad zu betrachten, dessen Tragverzahnung gleichzeitig als formschlüssiges Element wirkt. Schieberadlösungen werden auch heute noch als Methode zum Einlegen des Rückwärtsganges angewendet /1/, vornehmlich bei kostengünstigen Front-/Quergetrieben der unteren Leistungsklasse.

Seitens der Synchronisierungen kann grundsätzlich zwischen lokalen und dezentral angeordneten Systemen unterschieden werden. Als wichtigstes System der erstgenannten Gruppe ist die Sperrsynchonisierung, System Borg-Warner, zu nennen. Sie wird in Variationen seit mehr als einem halben Jahrhundert millionenfach verbaut und hat sich bewährt. Dezentral angeordnete Systeme sind derzeit am Markt noch eher spärlich gesät. Sie gewinnen jedoch beispielsweise im Bereich der schweren Nkw-Getriebe zunehmend an Bedeutung.

2.3 Getriebeschleppmomente

In der Literatur sind zahlreiche Schriften zu finden, die sich ausschließlich dem wichtigen Thema der Getriebeverluste widmen, /34, 36-40/. Dabei wird grundsätzlich zwischen dem Getriebewirkungsgrad und dem Getriebeschleppmoment unterschieden. Bei Wirkungsgradmessungen werden die Drehmomente am Eingang und Ausgang des Getriebes, sowie die dort herrschenden Drehzahlen gemessen. Gemäß Gleichung 2.5 kann dann der Getriebewirkungsgrad ermittelt werden:

$$\eta = \frac{P_{\text{Ausgang}}}{P_{\text{Eingang}}} = \frac{T_{\text{Ausgang}} \cdot \omega_{\text{Ausgang}}}{T_{\text{Eingang}} \cdot \omega_{\text{Eingang}}}. \quad (2.5)$$

Getriebewirkungsgrade hängen von zahlreichen Faktoren ab, unter anderem der Last, der Betriebstemperatur, dem geschalteten Gang, der Getriebebauart und vielem mehr. Ihre Absolutwerte erstrecken sich für die Schaltgetriebe grob betrachtet in einem Bereich von ca. 0,90 bis 0,99, /8/.

Die Messung des Getriebeschleppmomentes erfolgt mit nur einer Drehmomentmesseinrichtung

am Eingang des Getriebes. Hierbei wird der Prüfling entsprechend konditioniert und anschließend mit definierten Drehzahlen angetrieben. Die gemessenen Drehmomente stellen das gesuchte Schleppmoment dar und hängen ebenso stark wie der Getriebewirkungsgrad von den oben genannten Faktoren ab. Im tribologischen System Getriebe besteht das Gesamtschleppmoment im Wesentlichen aus fünf Komponenten: Dem Quetschmoment T_Q , dem Lagerreibungsmoment T_L , dem Planschmoment T_{Pl} , dem Synchronisierungsschleppmoment T_{Sy} und dem aus Ventilation resultierenden Moment T_{Vent} . Aufsummiert ergibt sich gemäß Gleichung 2.6 das Gesamtschleppmoment:

$$T_{Schlepp} = T_Q + T_L + T_{Pl} + T_{Sy} + T_{Vent} \quad (2.6)$$

Die erstgenannte Teilkomponente lässt sich gemäß /5/ wie folgt beschreiben:

$$T_Q = 3,88 \cdot 10^{-10} \cdot c_{Sp} \cdot r \cdot b^{1,6} \cdot v_t^2 \cdot v^{-0,15} \cdot \rho \quad (2.7)$$

Sie entsteht durch die Verdrängung des Öls infolge des Abwälzens der Zahnflanken im Eingriff. Der dimensionslose Spritzölfaktor c_{Sp} berücksichtigt dabei die geometrischen Schmierungsverhältnisse an der Stelle des Zahneingriffs.

Das Lagerreibungsmoment, Gleichung 2.8, hängt neben dem mittleren Lagerdurchmesser d_m , sowie weiteren geometrischen und tribologischen Größen vom Lagerfaktor f ab, der die Lagerbauart und die Schmierungsart berücksichtigt:

$$T_L = f \cdot 10^{-7} \cdot (v \cdot n_{2,w})^{\frac{2}{3}} \cdot d_m^3 \quad (2.8)$$

Dabei sind sowohl die Lagerungen zwischen Losrad und Welle, als auch die eigentlichen Wellenlagerungen im Getriebegehäuse gemeint.

Das Planschmoment beschreibt den Widerstand des in einen Ölsumpf eintauchenden Zahnrades. Es lässt sich mit Gleichung 2.9 beschreiben und bildet insbesondere bei hohen Drehzahlen den quantitativ größten Anteil am Gesamtschleppmoment, /5/:

$$T_{Pl} = c_{Pl} \cdot \rho_{\text{Öl}} \cdot \omega^2 \cdot r_a^4 \cdot b \quad (2.9)$$

Da das Synchronisationsschleppmoment T_{Sy} und das Verlustmoment infolge Ventilation T_{Vent} von untergeordneter Bedeutung sind, wird an dieser Stelle nicht näher darauf eingegangen, /1/. Im Rahmen dieser Arbeit wurde ausschließlich die Methode der Messung des Getriebeschleppmomentes angewandt. Grund hierfür ist zum einen die Tatsache, dass während der Messungen lediglich eine Drehmomentmesseinrichtung zur Verfügung stand, zum anderen ließen die Leistungsdaten des Prüfstandes keine Wirkungsgradmessungen bei Nennlast zu, vgl. Kap. 6.

3 Konzepte für klapper- und rasselgeräuschfreie Fahrzeuggetriebe

Bei der Auswahl eines für den späteren Anwendungsfall optimalen Antriebstrangs bietet sich dem Entwicklungsingenieur eine große Vielfalt an möglichen Kombinationen aus Motoren, Anfahr-elementen, Schaltgetrieben, gegebenenfalls Verteilergetrieben und Endantrieben. Alleine im Bereich der Schaltgetriebe haben diese unterschiedlichen Anwendungsfälle variierende Zahnradanordnungen in großer Zahl hervorgebracht. In diesem Kapitel werden daher einerseits die wichtigsten, andererseits aber auch bewusst seltene Radsatzanordnungen vorgestellt, um zu zeigen, welche Getriebebauformen überhaupt klapper- und/oder rasselgeräuschfrei ausführbar sind beziehungsweise welche Hindernisse der Anwendung der KURF-Technologie im Wege stehen.

3.1 Machbarkeitsstudien zu KURF-Getrieben

Der oben genannten Vielfalt der Getriebebauformen wird eine Struktur zugrunde gelegt, um dem Leser die Orientierung zu erleichtern. Begonnen wird mit den Standardantrieben, stellvertretend für alle Anordnungen, bei denen Kraftmaschine und angetriebene Räder an entgegengesetzter Stelle im Fahrzeug vorzufinden sind. Fortgeführt werden die Betrachtungen für Front- bzw. Heckantriebe, d.h. Motor, Getriebe und angetriebene Räder liegen im Bereich einer Achse. Den Abschluss bilden Sonderbauformen wie Motorradgetriebe mit Schalträdern. Die jeweilige Zahnradstufe der einzelnen Gänge ist soweit möglich durch die entsprechende Zahl gekennzeichnet.

3.1.1 Getriebe für Standardantrieb

Nachfolgend werden anhand von Beispielen aus dem Pkw- und Nkw-Bereich Untersuchungen mit dem Ziel vorgestellt, ob eine Getriebebauform theoretisch klapper- und rasselgeräuschfrei ausgeführt werden kann. Erstes Beispiel ist ein 5-Gang-Handschaftgetriebe für Pkw in Koaxialbauweise, /1/. Der 5. Gang ist dabei als Direktgang ausgeführt. Das Getriebeschema ist in Bild 3.1 a) dargestellt.

Um Klappergeräusche infolge einer Anregung von Seiten der Getriebeeingangswelle – nachfolgend in Anlehnung an die üblicherweise vorherrschende Richtung des Leistungsflusses „Zugklappern“ genannt – zu verhindern, muss das Konstantenritzel entkoppelbar gestaltet werden, da die Drehungleichförmigkeiten im Normalzustand über dieses Ritzel auf die Vorgelegewelle übertragen werden. In diesem Fall stellt die gesamte Vorgelegewelle ein Losteil mit hoher Massenträgheit dar, welches einen erheblichen Teil zum Gesamtklappergeräuschpegel beiträgt. Im Fall des Schubklapperns, d.h. das Getriebe befindet sich wiederum in der Neutralstellung, jedoch

gelangt die Schwingungsanregung in diesem Fall von Seiten der Getriebeabtriebswelle in das Getriebe, müssen die Festräder des 3. und 4. Gangs entkoppelbar gestaltet werden, da sie die beiden zugeordneten Losräder auf der Vorgelegewelle zu Klappergeräuschen anregen.

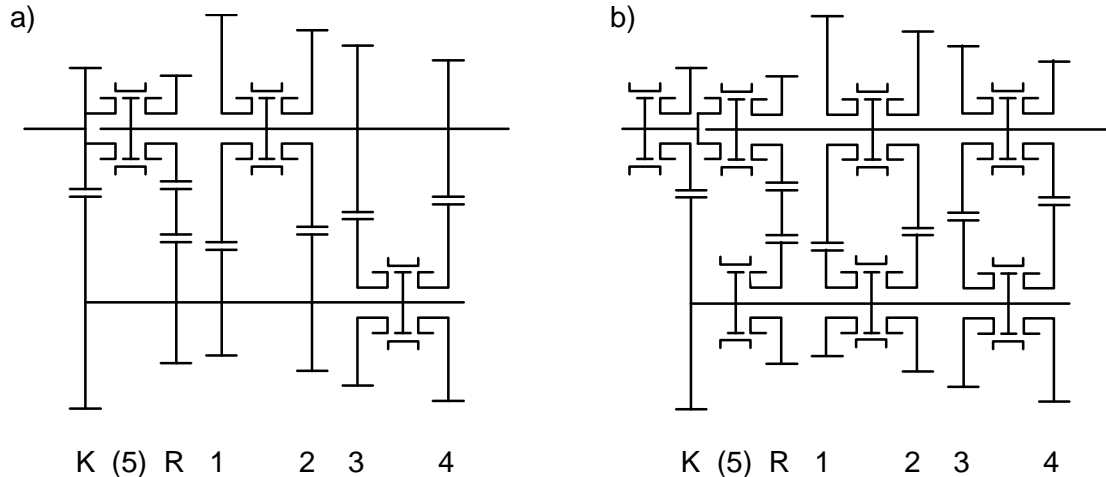


Bild 3.1: Schema eines 5-Gang-Handschaltgetriebes in Koaxialbauweise für Pkw a) im Originalzustand und b) in Ausführung als KURF-Getriebe

Abgesehen vom Direktgang liegt die Vorgelegewelle bei geschaltetem Getriebe stets im Kraftfluss und stellt kein Losteil dar. Allerdings müssen die drei Festräder des 1., 2. und des Rückwärtsgangs entkoppelbar gestaltet werden, da sie bei Schaltung eines der Gänge außer dem Direktgang Rasselgeräusche emittieren. Für den Direktgang alleine hätte die Entkopplung des Konstantenritzels und der Festräder des 3. und 4. Gangs ausgereicht, die bereits für das Schubklappern entkoppelbar gestaltet werden mussten. Der Rückwärtsgang besitzt ein Zwischenrad, welches Teil einer Losteilkette ist. Weist jedoch das erste Glied einer Losteilkette, also das anregende Festräd, in seinem Drehbewegungsverlauf keine Ungleichförmigkeiten auf, so ist die gesamte Losteilkette klappergeräuschfrei. Zusammenfassend wird festgestellt, dass nicht alle Zahnräder entkoppelbar gestaltet werden müssen. Dies betrifft das Konstantenrad auf der Vorgelegewelle, sowie das Zwischenrad des Rückwärtsgangs. Alle übrigen Festräder müssen entkoppelbar gestaltet werden, vgl. Bild 3.1 b).

Bild 3.2 a) zeigt das Getriebeschema eines Doppelvorgelegewellengetriebes für schwere Nkw. Grundsätzlich gelten hier die gleichen Überlegungen wie für das oben genannte Pkw-Getriebe in Koaxialbauweise mit Ausnahme einer Besonderheit, auf die später eingegangen wird. Alle notwendigen Modifikationen an einer Vorgelegewelle müssen auch an der gegenüberliegenden Vorgelegewelle durchgeführt werden. Auf sie soll daher nicht näher eingegangen werden. Die

Nachschaftgruppe besteht aus einem Dreigang-Doppelvorgelegewellengetriebe, das in Längsrichtung bezüglich aller Wellen coaxial zum Hauptgetriebe angeordnet ist. Zur Darstellung einer vollständigen Klappergeräuschfreiheit im Schubbetrieb genügt die Entkopplung des finalen Abtriebskonstantenrades auf der Hauptachse des Getriebes.

Hinsichtlich des Rasselns gelten für das Hauptgetriebe die gleichen Überlegungen wie für das oben genannte Pkw-Getriebe. Einziger Unterschied ist der Umstand der Verdopplung der Anzahl der Vorgelegewellen. Auf die Nachschaltgruppe können ebenfalls die gleichen Überlegungen angewendet werden, da auch sie eigenständig betrachtet ein reguläres Vorgelegewellengetriebe darstellt.

Als problematisch erweist sich die in diesem Beispiel besondere Konstruktion des Rückwärtsganges. Sowohl der erste, als auch der Rückwärtsgang teilen sich ein gemeinsames Ritzel auf einer Vorgelegewelle. Dadurch rasselt der Rückwärtsgang bei geschaltetem ersten Gang und umgekehrt. Zur Darstellung einer vollständigen Rasselgeräuschfreiheit müssen daher beide Gänge je ein eigenes Triebrad besitzen. Eine mögliche Ausführung als KURF-Getriebe zeigt Bild 3.2 b).

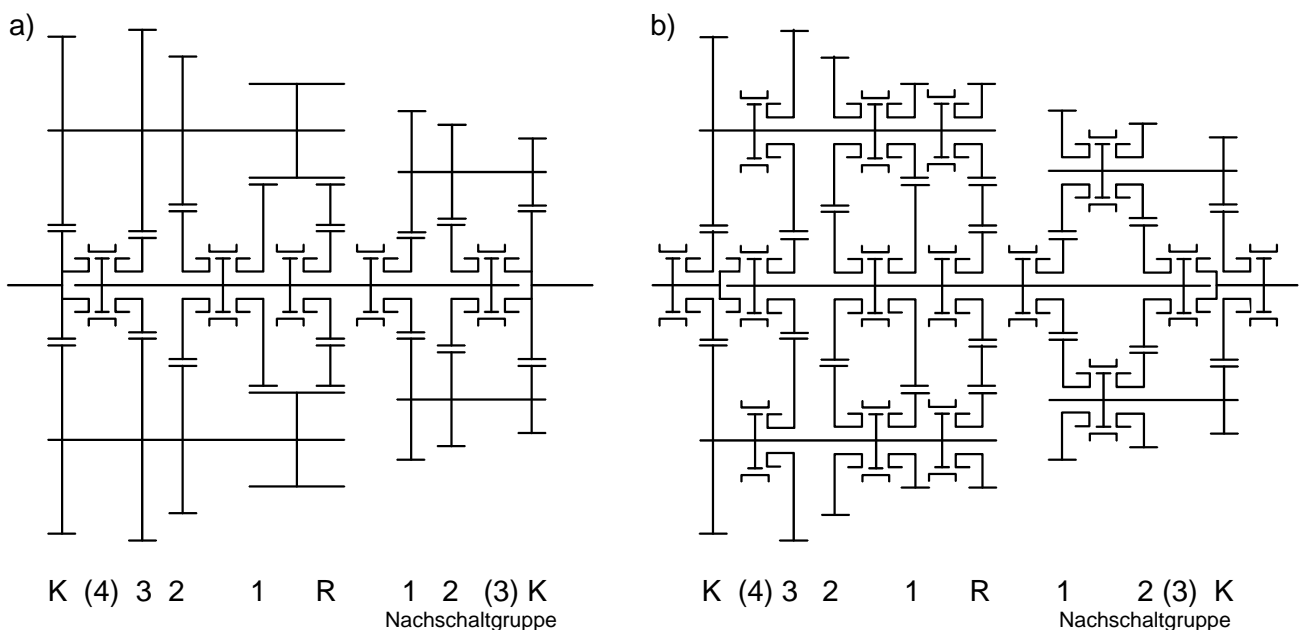


Bild 3.2: Schema eines 12-Gang-Schaltgetriebes in coaxialer Doppelvorgelegebauweise mit Nachschaltgruppe für Nkw a) im Originalzustand und b) in Ausführung als KURF-Getriebe

Als weiterer Vertreter der Vorgelegegetriebe in Koaxialbauweise wird hier ein 16-Gang-Getriebe für schwere Nkw vorgestellt. Im Gegensatz zu den beiden bisher betrachteten Getrieben besitzt dieses eine Splitgruppe vor dem Hauptgetriebe, ebenfalls in Vorgelegebauweise. Bild 3.3 a) zeigt

das Schema dieses Getriebes. Um Zugklappern vollständig zu verhindern, bedarf es in diesem Fall keiner Änderung der Konstruktion: Es reicht aus, die Schiebemuffe der Splitgruppe in ihre Neutralstellung zu bringen.

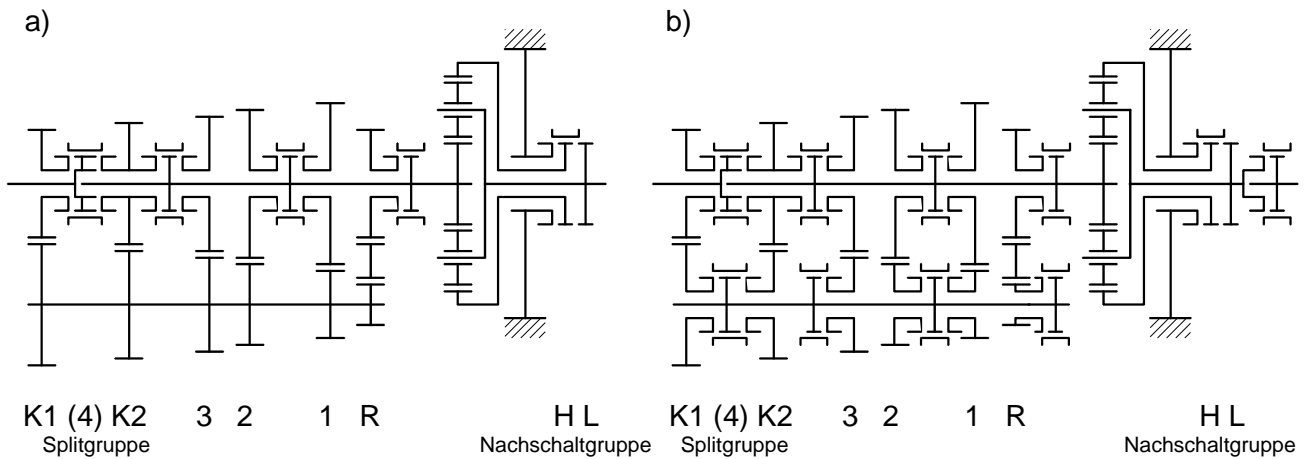


Bild 3.3: Schema eines 16-Gang-Schaltgetriebes in Koaxialbauweise mit Vorschaltgruppe in Vorgelege- und Nachschaltgruppe in Planetenbauweise für schwere Nkw a) im Originalzustand, /1/, und b) in Ausführung als eingeschränktes KURF-Getriebe

Dadurch regt keine der beiden Konstantenritzel der Splitgruppe die Vorgelegewelle an, auch die Hauptwelle ist entkoppelt. Die Nachschaltgruppe läuft entweder als Block um oder das Hohlrad wird mit dem Gehäuse verbunden. In beiden Fällen bildet die Nachschaltgruppe eine anregbare Losteilkette, die nur durch Entkopplung direkt am Getriebeabtrieb an der Entfaltung von Schub-Klappergeräuschen gehindert werden kann. Im Hauptgetriebe liegen auf der Hauptwelle ausschließlich Losräder, weshalb es in diesem Bereich des Getriebes nicht zu weiteren Geräuschemissionen kommen kann. Der Nachweis der Möglichkeit der Entfaltung von Klappergeräuschen in einem Planetenradsatz wurde bereits erbracht, /6/, daher ist dieser Getriebezustand nicht zu vernachlässigen.

Anders verhält es sich mit der Planetenstufe im Falle des Rasselns. Hier liegt sie unabhängig vom Schaltungszustand stets im Kraftfluss und kann daher keine Rasselgeräusche emittieren. In der Vorschaltgruppe hingegen liegt eine Konstante immer im Kraftfluss, was wiederum bedeutet, dass die andere stets rasselt. Sie muss auf der Vorgelegewellenseite entkoppelt werden. Abgesehen vom direkten Gang müssen in der Hauptgruppe immer die drei nicht geschalteten Festräder entkoppelt werden. Es muss also eine Entkopplung für alle Festräder der Vorgelegewelle vorgesehen werden. Beim direkten Gang ist die zweite Konstante der Vorschaltgruppe gekoppelt und sorgt dafür, dass eine Rasselfreiheit in dieser Gangstufe nicht möglich ist, weil das Antriebsrad der zweiten

Konstanten ohne größere konstruktive Änderungen am Getriebeaufbau nicht entkoppelbar ist. Im Fall des Rückwärtsgangs muss sein Eingangszahnrad entkoppelt werden, wenn es nicht im Kraftfluss liegt, sowohl beim Klappern als auch beim Rasseln. Letztlich kann das Getriebe durch die Konstellation beim direkten Gang nicht vollständig rasselfrei gestaltet werden.

Klassische Stufenautomatgetriebe sind in Planetenbauweise ausgeführt und besitzen einen hydrodynamischen Wandler als Anfahrlement. Im Leerlauf des Getriebes dämpft er die seitens des Verbrennungsmotors eingeleiteten Torsionsschwingungen in hervorragender Weise. Definitionsgemäß muss Klappern jedoch nicht ausschließlich bei Motorleerlaufdrehzahl erfolgen. So sind Fahrsituationen denkbar, in denen beispielsweise während der Fahrt beim Annähern an eine rote Ampel von der Fahrstufe „D“ nach „N“ ausgelegt wird. In dieser Wählhebelstellung ist der Wandler je nach Strategie durch die Überbrückungskupplung $C_{\text{ÜB}}$ vom Kraftfluss abgehängt. Zwar wird die Wandlerüberbrückungskupplung in nahezu allen Betriebspunkten schlupfgeregelt betrieben, was ebenfalls eine Reduktion der Torsionsschwingungsamplituden zur Folge hat, dennoch werden hier die Amplituden der Anregung nicht in gleich guter Weise gedämpft wie im rein hydrodynamischen Betrieb. Insofern ist es legitim, auch Stufenautomatgetriebe hinsichtlich ihrer Klapperneigung zu untersuchen, zumal für die Zukunft nicht ausgeschlossen werden kann, dass der Wandler durch andere Anfahrlemente, z.B. Kupplungen, ersetzt wird. An dieser Stelle wird jedoch davon ausgegangen, dass aufgrund der Dämpfung kein Zugklappern stattfindet. Das Getriebeschema eines klassischen 6-Gang-Stufenautomatgetriebes ist in Bild 3.4 dargestellt, /41/.

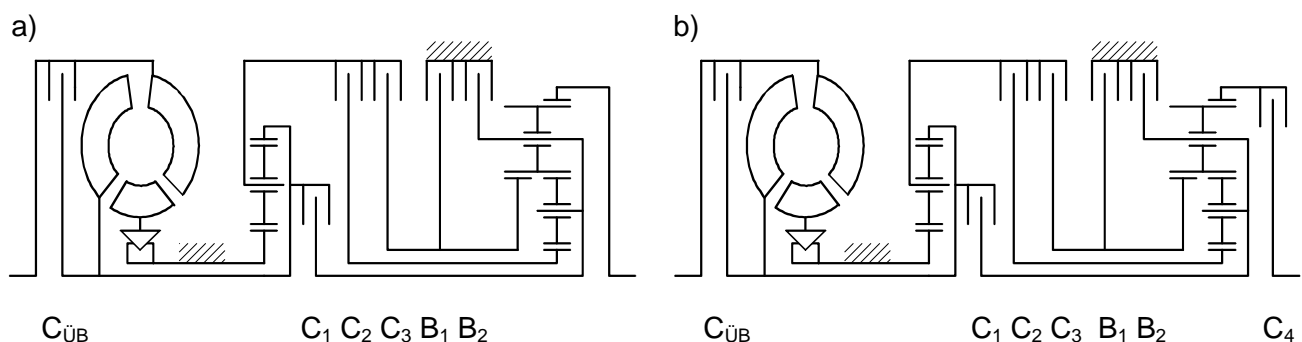


Bild 3.4: Schema eines 6-Gang-Stufenautomatgetriebes in Planetenbauweise für Pkw a) im Originalzustand, /41/, und b) in Ausführung als KURF-Getriebe

Anders als beim Zug-Klappern, das aufgrund der erwähnten Fluidämpfung im Prinzip ausgeschlossen wird, kann Schub-Klappern durchaus stattfinden. Schwingungen werden über das Abtriebshohlrad in das Getriebe eingeleitet und führen zu einem Klappern im Lepelletier-Radsatz. Um dies zu verhindern, ist ein Entkoppeln des Abtriebshohlrades erforderlich. Es lässt sich

aussagen, dass durch den Planetensatz, bei dem nicht in jedem Gang alle Teile im Kraftfluss liegen, ein Rasseln in einigen Gängen vorhanden ist, welches durch Entkopplung einzelner Getriebekomponenten nur schwer unterdrückbar ist. Hier würde ein leichtes Verspannen der unbeteiligten Kupplungen und Bremsen sicher Abhilfe schaffen, jedoch wären insbesondere Wirkungsgradverluste und zunehmender Verschleiß starke Argumente gegen eine solche Maßnahme. Es empfiehlt sich daher, zunächst durch Messungen zu ermitteln, ob nicht das Schleppmoment der vollständig geöffneten Bremsen bzw. Kupplungen ausreicht, das notwendige Bremsmoment aufzubringen, um ein Abheben der Zahnflanken und somit Getrieberasseln zu verhindern.

3.1.2 Getriebe für quer eingebaute Motoren

Einen Vertreter der Front-/Quergetriebe zeigt Bild 3.5. Zu sehen ist der schematische Aufbau eines 5-Gang-Handschaltgetriebes in Mehrwellenbauweise, /42/. Diese Getriebebauart ähnelt abgesehen vom Rückwärtsgang sehr einem einstufigen Getriebe, häufig eingesetzt als Front-/Längsgetriebe, so dass nur die genauere Untersuchung des Rückwärtsganges neue Erkenntnisse bringt. Bei diesem Gang verläuft der Kraftfluss von der Eingangswelle über die Verzahnung des 1. Ganges zum Losrad Z_{LR1} und geht schließlich über das Losrad Z_{LR2} und die im Bild obere Abtriebswelle auf das Differential über.

Auch dieses Getriebe ist vollständig klapper- und rasselfrei gestaltbar, indem alle Festräder zu Losrädern gemacht werden. Für das Festräd des fünften Ganges ergeben sich zwei konstruktive Möglichkeiten, die beide keinen zusätzlichen axialen Bauraum erfordern. Die weiteren zusätzlich erforderlichen Synchronisierungen benötigen ebenfalls keinen weiteren axialen Bauraum. Beim Gangwechsel müssen immer zwei Synchronpakete getrennt bzw. geschaltet werden. Als Besonderheit dient das Losrad des ersten Ganges auf der Getriebeausgangswellenseite zusätzlich als Losrad des Rückwärtsganges. Dies schafft die Notwendigkeit einer zusätzlichen Entkopplungsmöglichkeit. Hierfür werden erneut zwei Lösungsvorschläge in Bild 3.5 b) und c) vorgestellt. Beide Varianten benötigen jedoch zusätzlichen axialen Bauraum.

Hier tritt erstmals eine Problematik auf, die, wie später bei einem Motorradgetriebe gezeigt, grundsätzlich erscheint, wenn eine sog. Doppelverwendung vorliegt. Zusätzlicher axialer Bauraum ist im Fall von Front-/Quergetrieben oftmals nur sehr schwierig umzusetzen, Mehrwellengetriebe haben nicht zuletzt aus diesem Grund bei der Einführung von 6-Gang-Getrieben zunehmend an Bedeutung gewonnen. Bei der Ausführung als Handschaltgetriebe müssen beim Schaltvorgang jeweils zwei Schaltstangen oder Schalthebel gleichzeitig in dieselbe Richtung bedient werden. Eine

Ausnahme stellt hier der 5. Gang dar. Bei der in Bild 3.5 b) vorgestellten Version A wird in die gleiche Richtung geschaltet, bei der in Bild 3.5 c) dargestellten Version B dagegen in verschiedene Richtungen. Somit empfiehlt sich Version A für die Ausführung als Handschaltgetriebe. Bei automatisierten Handschaltgetrieben spielen derartige Argumente ebenfalls eine Rolle, jedoch verlieren sie bei Einsatz von individueller Aktuatorik für jede Schiebemuffe ihre Bedeutung.

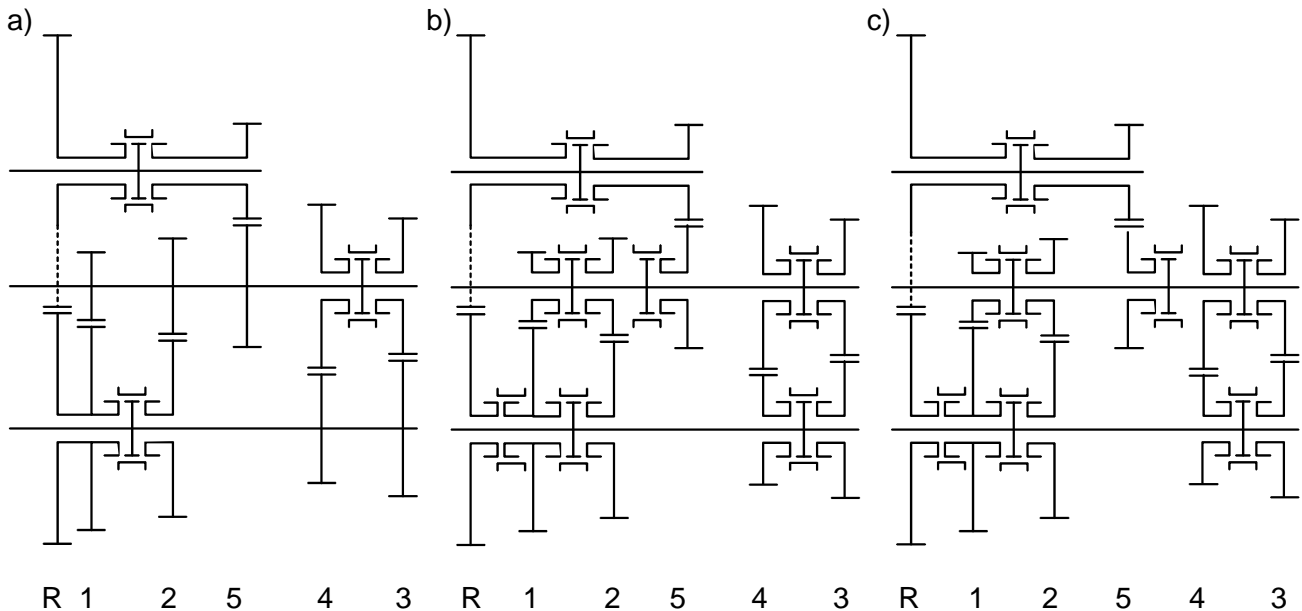


Bild 3.5: Getriebeschema eines Front-/Quertriebes in Mehrwellenbauweise a) im Originalzustand, b) als bearbeitete Version A und c) als bearbeitete Version B als mögliche Variationen zur Darstellung als KURF-Getriebe

3.1.3 Besondere Bauformen

Als besondere Bauformen werden an dieser Stelle in erster Linie Getriebebauformen bezeichnet, die entweder aufgrund ihres Marktanteils im Fahrzeugsegment Pkw/Nkw von eher untergeordneter Bedeutung sind, oder in Fahrzeugen verwendet werden, die nicht im genannten Segment anzusiedeln sind.

Eine solche besondere Bauform stellen stufenlos übersetzende Getriebe dar, sog. CVTs (*Continuously Variable Transmission*). In Bild 3.6 ist das Prinzipbild eines solchen CVT dargestellt, /43/. Um Zugklappern vollständig zu verhindern, muss vor dem Planetenradsatz eine Entkopplungsmöglichkeit geschaffen werden. Ansonsten entsteht über die Getriebeeingangswelle und die Planetenräder als Losteile stets Klappern im Leerlauf. Die Option einer Entkopplung des Sonnenrades im Planetensatz zwischen Zahnrad und Kupplung existiert zwar, obwohl die Kupplung in Verbindung mit dem Steg des Planetenradsatzes ein geschlossenes rotierendes System bildet.

Eine Betätigung der Koppereinrichtung kann in diesem Fall jedoch nicht mechanisch geschehen. Ferner besteht die Möglichkeit, durch gezieltes leichtes Anlegen der Kupplung C eine leichte Verspannung im Planetenradsatz zu bewirken, was ebenfalls Klappergeräusche wirksam verhindern kann. Hier ist jedoch in erster Linie der Wirkungsgradverlust und damit verbunden die mögliche Erhitzung des Getriebes als Hauptnachteil zu nennen. Da der Variator zu jedem Zeitpunkt eine Anpressung der Kegelscheiben zur Verhinderung des Durchrutschens des Ketten- oder Schubgliederbandes durchführt, entsteht Klappern oder Rasseln einzig im Planetenradsatz.

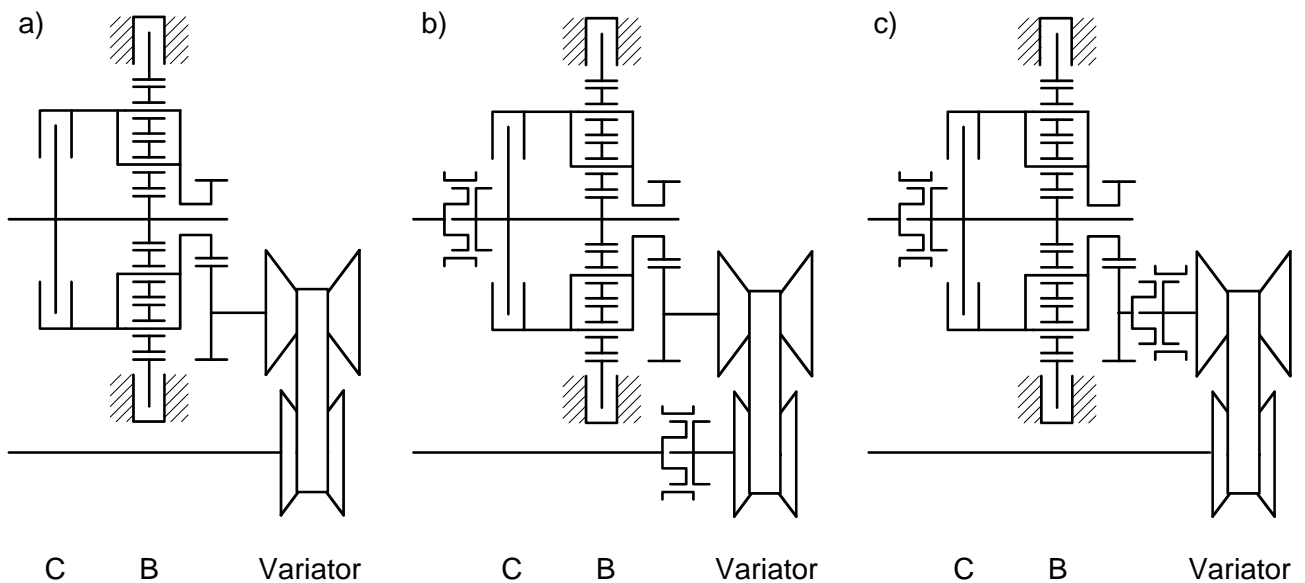


Bild 3.6: Getriebeschema eines stufenlos übersetzenden Getriebes (CVT) a) im Originalzustand und b), c) in modifizierter Ausführung als eingeschränktes KURF-Getriebe

Aus diesem Grund ist im Falle des Schubklapperns eine Entkopplung entweder aus Sicht des Abtriebes vor, Bild 3.6 b), oder hinter dem Variator, Bild 3.6 c), notwendig. Im Vorwärtsgang ist die Kupplung C geschlossen und der Planetenwendesatz läuft als Block mit um. Ein Rasseln des Hohlrades ist somit nur durch leichtes Anlegen der Bremse B zu verhindern, was erneut einer Verspannung des Getriebes mit den bekannten Nachteilen entspricht. Im Rückwärtsgang ist die Kupplung C geöffnet und die Bremse B geschlossen, d.h. der Kraftfluss läuft über die Antriebswelle, das Sonnenrad zu den Planetenrädern und über den Doppelsteg weiter zum Variator. In dieser Konstellation ist der Planetenwendesatz vollständig im Kraftfluss und ein Rasseln ist nicht vorhanden.

Als eine weitere besondere Bauform werden an dieser Stelle Motorradgetriebe bezeichnet. Aufgrund des im Vergleich zu Pkw niedrigen Komfortanspruchs, der geringen zu synchronisierenden Massen beim Gangwechsel und den stark beschränkten Platzverhältnissen findet man hier

häufig unsynchronisierte Schieberadkonstruktionen, /44-49/. Die Schiebemuffen stellen dabei selbst Zahnräder dar, die für weitere Gänge verwendet werden. Bild 3.7 a) zeigt das Schema eines 5-Gang-Motorradgetriebes in nichtkoaxialer Vorgelegebauweise. Um in diesem Getriebebeispiel das Zugklappern vollständig zu eliminieren, ist das Einfügen einer Entkopplung am Getriebeeingang direkt vor dem ersten Triebritzeln erforderlich, vgl. Bild 3.7 b).

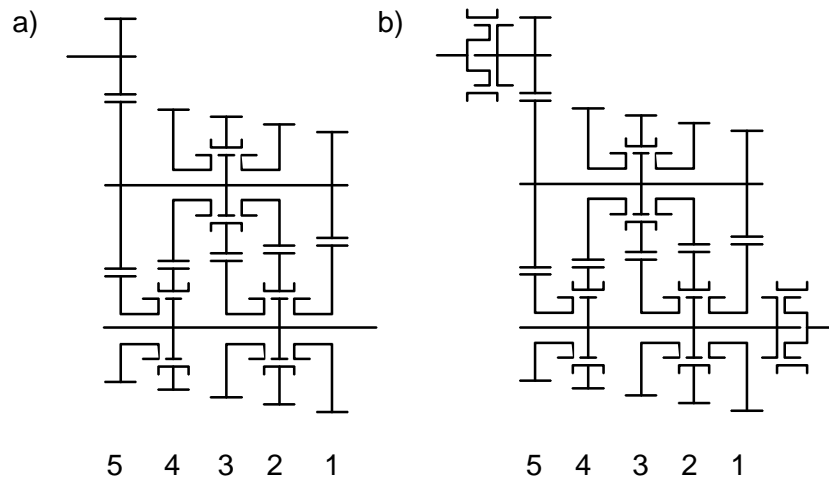


Bild 3.7: 5-Gang-Motorradgetriebe in nichtkoaxialer Vorgelegebauweise a) im Originalzustand und b) in modifizierter Ausführung als klappergeräuschfreies Getriebe

Spiegelbildlich erfordert eine Verhinderung des Schubklapperns ebenso eine Entkopplungseinrichtung direkt am Getriebeausgang hinter dem Losrad des 1. Gangs. Die Torsionsschwingungen werden auf die Schalträder des 2. und 4. Gangs übertragen und führen sowohl in der Schiebeverzahnung zwischen Wellennabe und Schaltrad, als auch zwischen Schaltrad und Losrad auf der Vorgelegewelle zu Klappergeräuschen. Die Verwendung von Schalträdern stellt sich insbesondere bei Betrachtung des Zug- und Schubbrasseln als ungünstig heraus. Es werden unabhängig vom eingelegten Gang grundsätzlich alle übrigen Losräder der nicht geschalteten Gänge zum Rasseln angeregt. Um diese Getriebe vollständig rasselgeräuschfrei zu gestalten, bedarf es der gleichen Überlegungen wie bei den Pkw-Getrieben, dargestellt in den Bildern 3.1 oder 3.5. Das bedeutet in erster Linie, dass sämtliche Schaltradkonstruktionen durch Koppelsysteme mit Schiebemuffen, unabhängig davon, ob sie synchronisiert oder unsynchronisiert ausgeführt werden, ersetzt werden müssen. Dies hätte allerdings eine wesentliche Bauraumzunahme in axialer Richtung zur Folge. Da Motorradgetriebe nahezu ausschließlich quer zur Fahrtrichtung eingebaut werden, stellt sich bei Ausführung als KURF-Getriebe zunächst die Frage, ob am Prinzip mit nur einer Vorgelegewelle überhaupt festgehalten werden kann.

3.2 Notwendigkeit neuer Koppelmechanismen

Die vorausgegangenen Beispiele zeigen deutlich, dass vollständig klapper- und rasselgeräuschfreie Fahrzeuggetriebe aufgrund der teilweise mehrfach benötigten Koppelmechanismen häufig mehr Bauraum benötigen als herkömmliche Fahrzeuggetriebe. Da jedoch der Bauraum in Fahrzeugen stringent begrenzt ist, ist die grundsätzliche Überlegung gerechtfertigt, ob die derzeit am Markt befindlichen Koppelmechanismen mit lokaler Synchronisierung, allen voran das System Borg-Warner, /50/, unter dem neuen Anspruch einer Klapper- und Rasselgeräuschfreiheit noch immer das am besten geeignete Koppelprinzip darstellen. Aus diesem Grund ist es, ausgeführt im Folgekapitel, Bestandteil dieser Arbeit, sich mit dieser Frage detailliert auseinanderzusetzen und einen an die VDI-Richtlinie 2221 angelehnten Konstruktionsprozess entlangzugehen, /51-55/.

Gemäß des in der VDI-Richtlinie 2221 beschriebenen Ablaufs eines Konstruktionsprozesses gliedert er sich in vier Hauptphasen: Planen, Konzipieren, Entwerfen und Ausarbeiten. Wichtigster Punkt der ersten Phase „Planen“ ist die Klärung der Aufgabenstellung. Letztere wurde durch die vorgegebene Offenlegungsschrift /27/ bereits weitestgehend dokumentiert und in den vorausgegangenen Kapiteln behandelt. Im folgenden Unterkapitel wird daher zunächst eine allgemeine Beschreibung der Problemstellung ausgearbeitet und schließlich die daraus resultierende Anforderungsliste als Abschluss der Planungsphase vorgestellt.

3.2.1 Identifikation der Gesamtfunktion und der Teilfunktionen der Kopplung

Nach erfolgter Klärung der Aufgabenstellung zu Beginn der ersten Hauptphase „Planen“ folgt die Suche nach der Gesamtfunktion und gegebenenfalls der Teilfunktionen des zu konstruierenden Maschinenelements, in diesem Fall der Kopplung. Die Gesamtfunktion ist dabei schnell identifiziert, es handelt sich dabei um die Kopplung bzw. Entkopplung von Welle und Zahnrad. Die Gesamtfunktion „Kopplung“ lässt sich in die beiden Teilfunktionen „Drehzahl angleichen“ und „Verbindung herstellen“ aufgliedern. Bild 3.8 zeigt dies graphisch.

Eine Drehzahlangleichung der beiden Bauteile Zahnrad und Welle vor dem Herstellen der eigentlichen Verbindung ist unerlässlich. Andernfalls würde beim Koppeln aufgrund der Trägheitskräfte ein Impuls entstehen, der je nach Größe die Bauteile schädigen oder sogar zerstören könnte (Anm.: Letzteres wird bei Renngetrieben in Kauf genommen, da deren Lebensdauer in Fahrzeugkilometern lediglich wenigen Vielfachen einer Renndistanz entspricht). Energetisch betrachtet befinden sich Zahnrad und Welle vor dem Kopplungsvorgang aufgrund ihrer unterschiedlichen Winkelgeschwindigkeiten und Trägheiten auf unterschiedlichen Niveaus. Um den

Drehzahlgleichlauf herzustellen, muss entweder das höher liegende Niveau durch Energieentnahme herabgesetzt werden, das niedrigere Niveau durch Energiezufuhr heraufgesetzt werden oder eine Kombination von beidem stattfinden.

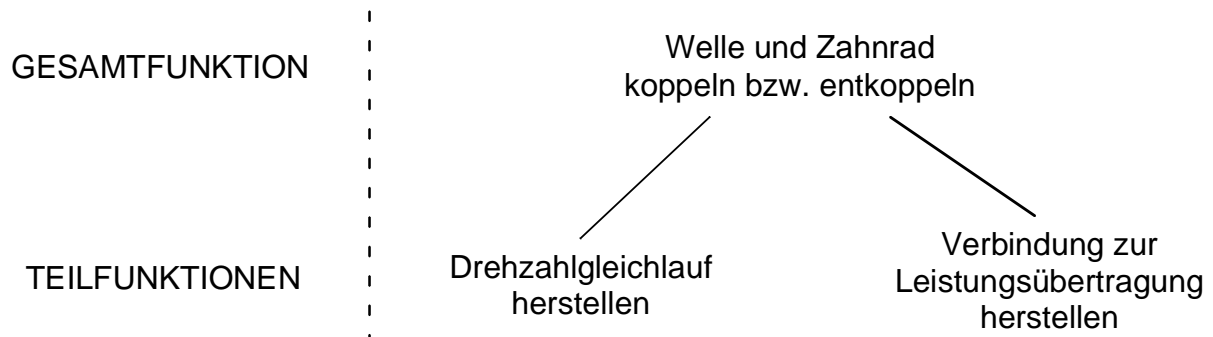


Bild 3.8: Gesamtfunktion und Teilfunktionen des gesuchten Maschinenelements

Betrachtet man eine herkömmliche Synchronisierung aus einem aktuellen Fahrzeuggetriebe, so findet beim Synchronisationsvorgang genau genommen Letzteres statt, da die beschleunigenden oder verzögernden Momente jeweils ein Reaktionsmoment am Reibpartner erzeugen. Allerdings stellt es sich aufgrund der um Zehnerpotenzen ungleichen Massenträgheitsmomentverhältnisse in der Praxis so dar, dass die Drehzahl des Losrades an die der entsprechenden Getriebewelle angeglichen wird. Dabei wird dem gesamten Antriebsstrang Energie entzogen, die in Wärme an den Reibflächen umgewandelt wird und verloren geht. Nach erfolgter Drehzahlangleichung kann die eigentliche Kopplung erfolgen. Diese muss dann gewährleisten, dass die maximale Leistung übertragen werden kann.

3.2.2 Formulierung der Anforderungsliste

Die Anforderungsliste bildet die Grundlage für die methodische Vorgehensweise bei einem Konstruktionsprozess gemäß VDI-Richtlinie 2221, /52/. In ihr werden sämtliche Anforderungen und Wünsche an das Endprodukt gestellt und möglichst präzise formuliert. Aus ihr werden im weiteren Verlauf der Prinzipienfindung die Kriterien zur Bewertung der verschiedenen Prinzipien gewonnen.

Die Anforderungsliste für das klapper- und rasselgeräuschfreie Fahrzeuggetriebe ist in Tabelle 3.1 zu sehen. Dabei ist zu beachten, dass sich die aufgeführten Forderungen und Wünsche in erster Linie auf die Neuentwicklung hinsichtlich der Klapper- und Rasselgeräuschfreiheit beziehen und hier von der generellen Auflistung von wesentlichen Merkmalen eines Getriebes, wie z.B. der Forderung nach der Möglichkeit der Drehzahl- und Drehmomentwandlung, abgesehen wird.

Tabelle 3.1: Anforderungsliste für das klapper- und rasselgeräuschfreie Fahrzeuggetriebe
(F = Forderung, W = Wunsch)

Lfd. Nr.	F W	Anforderung	Quantifi- zierung	Bemerkung
1	F	klapper- und rasselgeräuschfreies Getriebe		
2	F	Vorwärtsgänge	5 - 6	
3	F	Rückwärtsgänge	1	
4	F	Entkopplung der Zahnräder von den Getriebewellen (Festräder zu Losrädern)		
5	F	schaltbare Kopplung bzw. Entkopplung		
6	F	Schnittstellen am Getriebegehäuse für Energie/ Signal		
7	F	kurze Schaltzeiten der (Schalt-) Mechanik	$\leq 0,3 \text{ s}$	
8	F	Drehzahlangleichung zwischen Zahnrad und Welle		
9	F	übertragbares Moment $> \text{max. im Getriebe}$ auftretendes Moment	$> T_{\text{max}} \cdot i_{G, \text{max}}$	
10	F	Fehlbedienung ist auszuschließen		≥ 2 Gänge gleichzeitig
11	F	Leistungsübertragung im Zug- und Schubtrieb		
12	F	frei wählbare Schaltung		
13	F	für Handschaltgetriebe und (teil-) automatisierte Fahrzeuggetriebe geeignete Aktuatorik		
14	W	einfaches Prinzip der Losteilkopplung		
15	W	einfache äußere Schaltung		
16	W	geringes Gewicht der Bauteile	$< + 10\%$ im Vergleich zum Seriengertriebe	
17	W	geringe Schaltkräfte	$F_{\text{Hand}} < 10 \text{ N}$	
18	W	keine Haltekräfte		

Lfd. Nr.	F W	Anforderung	Quantifi- zierung	Bemerkung
19	W	vorhandene Energieformen verwenden		z.B. keine Hydraulik, sofern nicht verfügbar
20	W	geringe Teilezahl	< + 50 Stck. im Vergleich zum Seriengetriebe	
21	W	Standardabmessungen	< + 10% im Vergleich zum Seriengetriebe	
22	W	einfache Montage		
23	W	geräuschneutrales Schalten		
24	W	geringe Mehrkosten	< + 20% im Vergleich zum Seriengetriebe	
26	W	Auslegung auf max. Schalthäufigkeit		
27	W	für die Serienfertigung tauglich		
28	W	Lebensdauer der Verschleißteile > Lebensdauer des Getriebes	$B_{10} > 250.000$ km	
29	W	wartungsfrei		
30	W	integrierte Synchronisierung		
31	W	geringe Massenträgheitsmomente der zusätzlich rotierenden Bauteile		
32	W	Schalten ohne Zugkraftunterbrechung		

4 Konzeption, Entwurf und Konstruktion eines KURF-Getriebe-Koppelements

Nach Erstellung der Anforderungsliste und nach erfolgter Identifizierung der Gesamtfunktion und der Teilfunktionen der gesuchten Kupplung (vgl. Kap. 3) erfolgt im nächsten Entwicklungsschritt die Suche nach Wirkprinzipien und Wirkstrukturen, die die Teilfunktionen erfüllen, /51/. Für die Herstellung des Drehzahlgleichlaufs und die Kopplung zur Leistungsübertragung werden nunmehr Prinzipien in den folgenden beiden Unterkapiteln vorgestellt.

4.1 Möglichkeiten zur Herstellung des Drehzahlgleichlaufs

Vor der Aktivierung von Kraft- oder Formschlusselementen muss wie bereits erkannt eine Drehzahlangleichung zwischen der Welle und dem darauf laufenden, in der Regel nadelgelagerten Zahnrad stattfinden. Die Prinzipien zur Drehzahlangleichung können dabei einerseits nach ihrer Position in Relation zum Losrad und andererseits danach unterschieden werden, ob beim jeweiligen Wirkprinzip Fremdenergie zur Drehzahlangleichung notwendig ist. Bild 4.1 zeigt diese Klassifizierung schematisch.

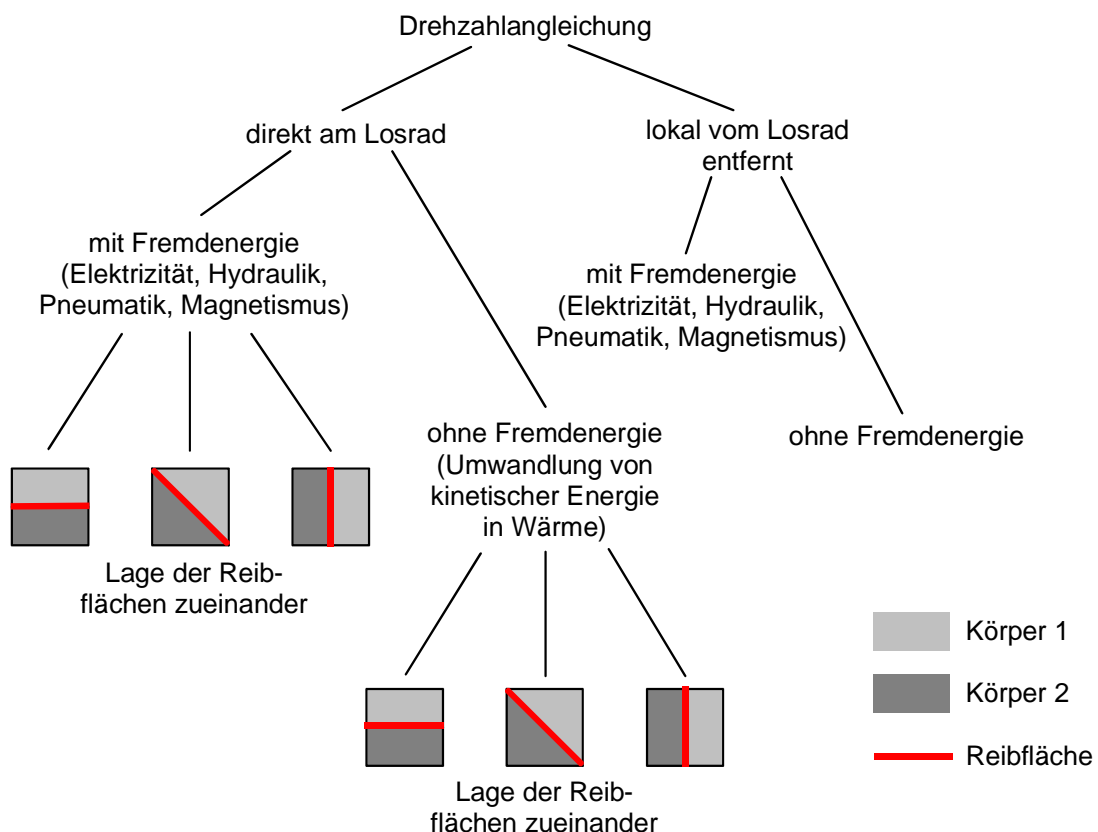

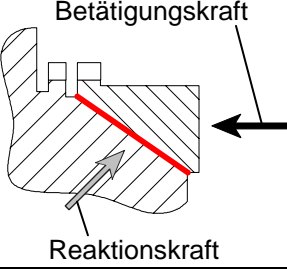

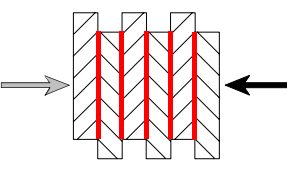

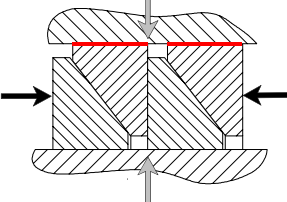



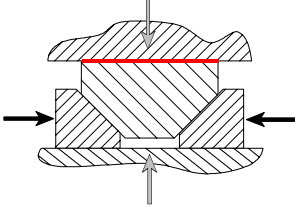

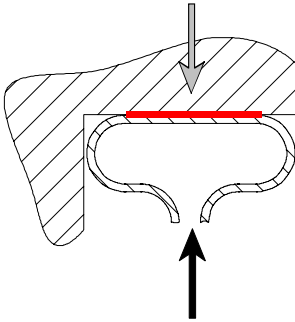

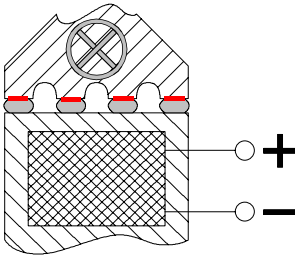

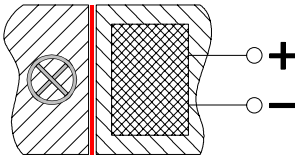
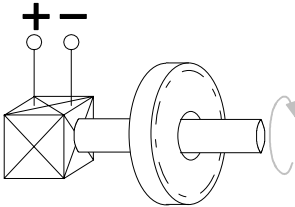
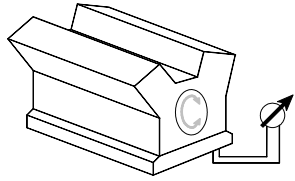
Bild 4.1: Klassifizierung der Wirkprinzipien zur Drehzahlangleichung

Als Fremdenergie wird dabei jede Energieform betrachtet, die nicht ohnehin bereits im Getriebe vorhanden ist und somit erzeugt oder zumindest zusätzlich für das Getriebe bereitgestellt werden muss. Bereits im Getriebe vorhanden ist zweifelsohne kinetische Energie. Ein Teil der kinetischen Energie wird beim Synchronisiervorgang in Wärme an den Reibflächen der Reibpartner und in kinetische Energie des ursprünglich langsamer drehenden Kopplungspartners umgewandelt.

Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal ist die Lage der Reibflächen zueinander, dies ist in Bild 4.1 ebenfalls schematisch dargestellt. Dabei stehen sich die beiden Reibflächen bezüglich der Wellenachse radial, axial oder in einer Kombination von beidem gegenüber. In Tabelle 4.1 sind die gefundenen Wirkprinzipien für die Synchronisierung aufgeführt, /29, 56-72/.

Tabelle 4.1: Wirkprinzipien zur Drehzahlangleichung

Lage der Synchronisierung	Fremdenergie	Lage der Reibflächen zueinander	Prinzipskizze	Erläuterungen
direkt am Losrad	keine Fremdenergie			Axiales Anpressen eines Synchronringes (Wellendrehzahl) an eine kegelige, mit dem Losrad fest verbundene Gegenfläche (Losraddrehzahl); folglich Reibung an der Kegeloberfläche
				Axiales Anpressen eines Lamellenpaketes; die Hälfte der Lamellen dreht mit Wellendrehzahl, die andere mit Losraddrehzahl; folglich Reibung an den Lamellenoberflächen
				Axiales Anpressen eines Spannfedersatzes; dadurch radiale Aufweitung der Spannfedern und infolgedessen Reibung zwischen den Spannfedern (Wellendrehzahl) und dem Losrad (Losraddrehzahl). Ohne axiale Anpressung befindet sich nur zwischen Spannfedern und Nabe ein Lüftspiel

Lage der Synchronisierung	Fremdenergie	Lage der Reibflächen zueinander	Prinzipskizze	Erläuterungen
direkt am Losrad	keine Fremdenergie			<p>Axiales Anpressen zweier konischer Ringe; dadurch radiale Weitung des Synchronrings; folglich Reibung zwischen Synchronring (Wellendrehzahl) und Losrad (Losraddrehzahl)</p>
	Pneumatik / Hydraulik			<p>Pneumatische oder hydraulische Druckbeaufschlagung des Luftbalges (Wellendrehzahl); dadurch Ausdehnung in radialer Richtung; folglich Reibung zwischen Balgaußenwand und Reibfläche (Losraddrehzahl, fest mit dem Losrad verbunden)</p>
	Elektrizität			<p>Spannungsbeaufschlagung des Elektromagneten (Wellendrehzahl); dadurch Aufbau eines magnetischen Feldes und Ausrichtung der Metallspäne in der Trägerflüssigkeit; folglich Reibung an der profilierten Losradfläche (Losraddrehzahl)</p>
				<p>Spannungsbeaufschlagung des Elektromagneten (Wellendrehzahl); dadurch Aufbau eines Wirbelstromfeldes im Losrad (Losraddrehzahl); folglich Beschleunigung bzw. Verzögerung des Losrades</p>
lokal vom Losrad entfernt	Elektrizität	-		<p>Spannungsbeaufschlagung eines Elektromotors, der die Wellendrehzahl auf die des Losrades heranregelt</p>
	chemische Energie	-		<p>Motormomenteneingriff zur Regelung der Wellendrehzahl (bei geschlossener Kupplung) an die Losraddrehzahl, Elektromotoren an weiteren Wellen nötig</p>

4.2 Kopplungsmöglichkeiten zur Übertragung von Leistung

Ist die Drehzahlangleichung erfolgt, kann die eigentliche Kopplung erfolgen. Dabei kann abermals eine Unterscheidung der Wirkprinzipien vorgenommen werden, wie sie in Bild 4.2 schematisch gezeigt wird. Zunächst lassen sich alle Prinzipien danach einteilen, welches Schlussprinzip – Kraftschluss oder Formschluss – ihnen zugrunde liegt. Des Weiteren kann nach der Kopplungsbewegung unterschieden werden, d.h. nach der Bewegungsrichtung, in der sich die Kopplungselemente beim Kopplungsvorgang aufeinander zu bewegen.

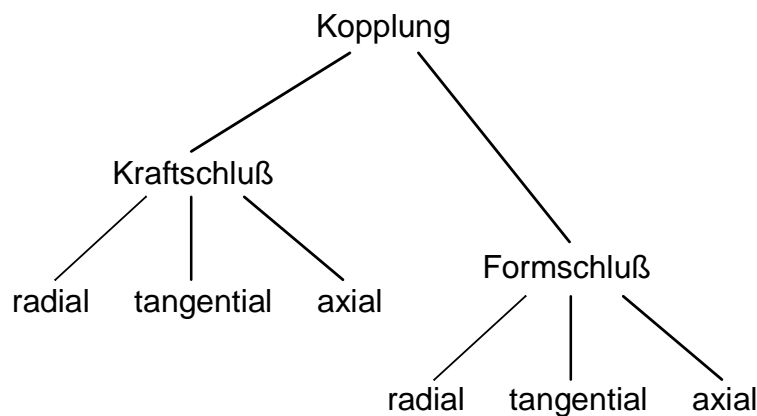
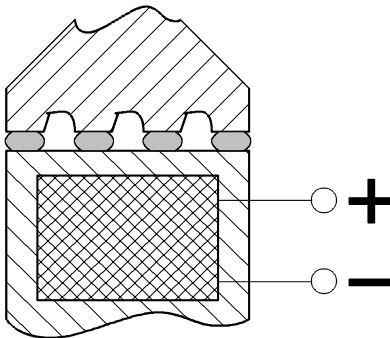
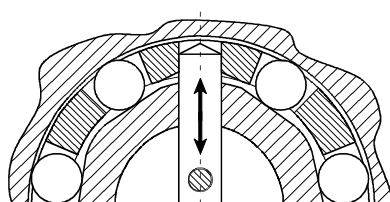
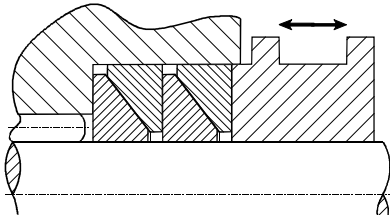
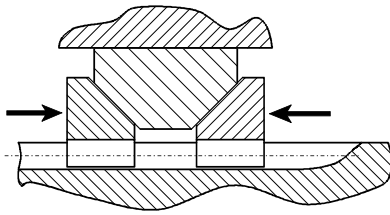
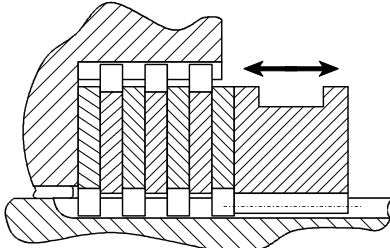


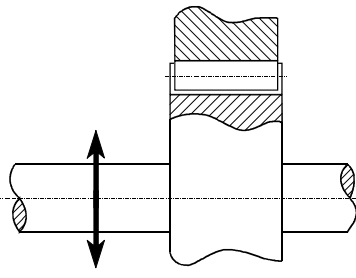
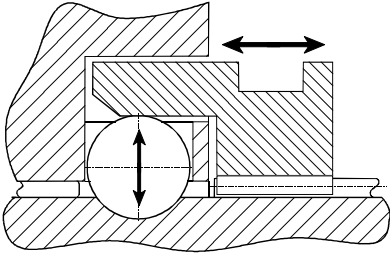
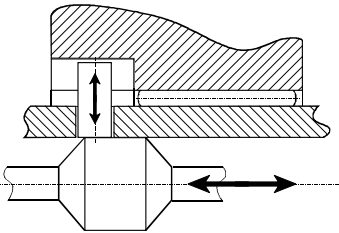
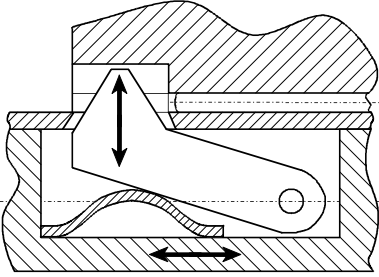
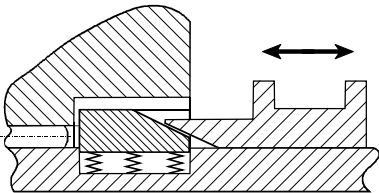
Bild 4.2: Klassifizierung der Wirkprinzipien zur Losradkopplung

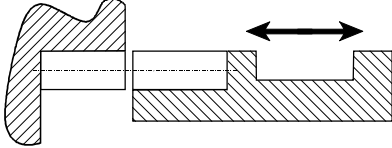
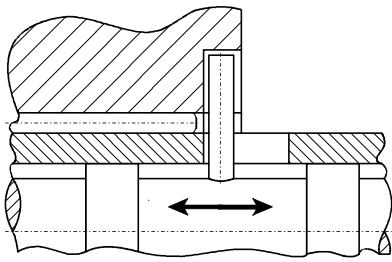
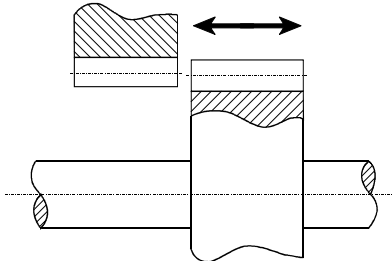
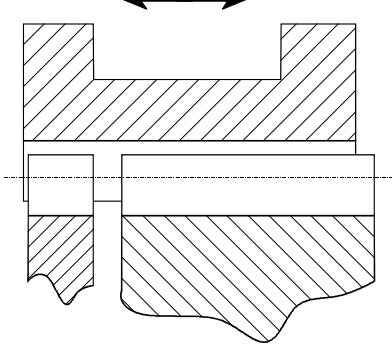
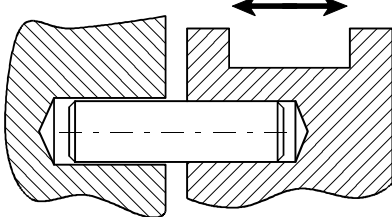
Die gefundenen Lösungsvarianten zur Kopplung sind in der folgenden Tabelle 4.2 aufgeführt und gemäß der in Bild 4.2 dargestellten Weise unterteilt. Erneut sind die einzelnen Prinzipien darin skizziert und wird deren Funktionsweise kurz erläutert, /73-79/. Der Pfeil kennzeichnet dabei jeweils die Art oder Richtung der Betätigung.

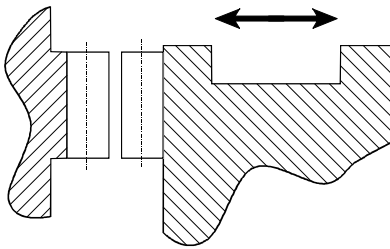
Tabelle 4.2: Lösungsvarianten zur Kopplung von Losrad und Welle

Schlussart	Kopplungsbewegung	Prinzipiskizze	Erläuterungen
Kraftschluss	radial		Durch hydraulische oder pneumatische Druckbeaufschlagung des Balges (fest mit der Welle verbunden) wird dieser geweitet. Die radiale Anpresskraft zwischen Reifen und Losrad als Folge des Balgdrucks lässt die Übertragung eines Momentes zu.

Schlussart	Kopplungsbewegung	Prinzipskizze	Erläuterungen
Kraftschluss	radial		<p>Durch Anlegen einer Spannung wird mittels des Elektromagneten (fest mit der Welle verbunden) ein magnetisches Feld aufgebaut, in dem sich ein Magnetpulver in radialen Stegen ausrichtet. Durch den Steg kann mittels Reibung ein Drehmoment übertragen werden.</p>
			<p>Durch radiales Verfahren des Arretierstiftes (Herausziehen aus dem Käfig) wird der zweiseitig wirksame Freilauf freigegeben. Kommt es aufgrund einer Relativedrehzahl zwischen Losrad und Welle zum Klemmen, kann ein Drehmoment übertragen werden.</p>
	axial / radial		<p>Durch axiales Verschieben der Muffe wird der Spannsatz angepresst und die radiale Anpressung zwischen Losrad und Welle über die Spannringe lässt eine Drehmomentübertragung zu.</p>
			<p>Durch axiales Anpressen der beiden (formschlüssig mit der Welle verbundenen) Kegelringe wird der Spannsatz radial geweitet. Dies führt zu einer Normalkraft zwischen Spannsatz und Losrad und folglich zu einer tangentialen Reibkraft, die dem übertragbaren Drehmoment entgegenwirkt.</p>
	axial		<p>Durch axiales Verschieben der Muffe wird das Lamellenpaket angepresst und die so erzeugte Normalkraft auf den Reibflächen erlaubt über die Reibkraft eine Drehmomentübertragung.</p>

Schlussart	Kopplungs- bewegung	Prinzipskizze	Erläuterungen
Formschluss	radial	 <p>Die Skizze zeigt einen Querschnitt durch eine Welle, die in einem Gehäuse mit einer exzentrisch gelagerten Nockenstange verstellbar ist. Ein vertikales Doppelpfeil zeigt die radiale Bewegung der Welle an.</p>	<p>Die Welle des einen Zahnrades ist exzentrisch gelagert, so dass durch definiertes Verdrehen dieser Welle das Zahnrad radial aus dem Eingriff genommen bzw. in den Eingriff gebracht werden kann.</p>
	axial / radial	 <p>Die Skizze zeigt einen Querschnitt durch eine Schiebemuffe, die axial verschoben werden kann. Dies drückt Kugeln radial nach innen, die in Vertiefungen auf der Welle fallen und so die Verbindung mit dem Losrad fixieren.</p>	<p>Durch axiales Bewegen der Schiebemuffe in Richtung Losrad werden Kugeln radial nach innen gedrückt, die dann in entsprechende Mulden auf der Welle fallen und in dieser Stellung fixiert werden. Der Käfig ist fest mit dem Losrad verbunden.</p>
		 <p>Die Skizze zeigt eine Hohlwelle mit einer Nockenstange, die axial verschoben werden kann. Dies schiebt mehrere Stifte radial nach außen, die in Axialnuten des Losrads eingreifen.</p>	<p>In der als Hohlwelle ausgeführten Getriebewelle werden durch axiales Verschieben einer Nockenstange mehrere Stifte radial nach außen geschoben. Diese greifen in entsprechende Axialnuten im Losrad ein und ermöglichen so eine Drehmomentübertragung.</p>
		 <p>Die Skizze zeigt eine hohlgebohrte Welle mit einer Schaltstange, die einen Ziehkeil trägt. Die Federkraft drückt den Keil radial nach außen, der in einer Nut des Losrads einrastet.</p>	<p>In der hohlgebohrten Getriebewelle ist eine Schaltstange geführt, die einen Ziehkeil in sich trägt, der durch Federkraft radial nach außen gedrückt wird. Auf Höhe des Losrades schnappt der Keil durch ein Langloch in der Welle nach außen und greift in eine Nut am Losrad ein.</p>
		 <p>Die Skizze zeigt eine Schiebemuffe, die axial verschoben werden kann. Dies bewegt eine Passfeder radial, die in entsprechenden Nuten des Losrads einrastet.</p>	<p>Durch axiales Verschieben der Schiebemuffe wird eine in der Welle federnd gelagerte Passfeder radial bewegt. Ist die Passfeder in der äußeren Stellung, greift sie in entsprechende Nuten im Losrad ein und koppelt so Losrad und Welle.</p>

Schlussart	Kopplungsbewegung	Prinzipskizze	Erläuterungen
Formschluss	axial		<p>Durch axiales Verschieben der Muffe (formschlüssig mit der Welle verbunden) greifen deren Klauen (Außenverzahnung) in die des Losrades (Innenverzahnung) ein.</p>
			<p>In der Hohlwelle ist eine Schaltstange geführt, deren radial eingesetzte Stifte durch Langlöcher aus der Welle ragen und durch axiales Verschieben der Schaltstange in entsprechende Radialnuten im Losrad eingreifen können.</p>
			<p>Zahnrad und Welle sind fest miteinander verbunden. Durch axiales Verschieben der Welle kommen die Zahnräder in Eingriff bzw. werden aus dem Eingriff genommen.</p>
			<p>Mit der Getriebewelle ist ein außenverzahnter Körper fest verbunden. Auf diesem Körper gleitet axial eine innenverzahnte Schiebemuffe, deren Verzahnung bei entsprechender Bewegung in einen fest mit dem Losrad verbundenen Zahnkranz eingreift.</p>
			<p>Auf der Getriebewelle gleitet eine in beide Drehrichtungen fixierte Schiebemuffe, in die mehrere Bolzen in Umfangsrichtung eingepresst oder eingeschraubt sind. Durch axiales Verschieben der Muffe schieben sich die Bolzen in entsprechende Bohrungen im Losrad.</p>

Schlussart	Kopplungsbewegung	Prinzipskizze	Erläuterungen
Formschluss	axial	 <p>Die Skizze zeigt zwei Bauteile in der Draufsicht. Links ist ein Losrad mit einem Zahnprofil dargestellt. Rechts ist eine Schiebemuffe mit einem komplementären Zahnprofil. Die Zahnelemente greifen ineinander. Ein Doppelpfeil über den Bauteilen deutet auf die axiale Verschiebung hin.</p>	<p>Durch axiales Verfahren der seitlich verzahnten Schiebemuffe (Formschluss mit der Welle) greifen deren Zähne in die des Losrades ein. Die Größe der Haltekraft für die Dauer der Drehmomentübertragung hängt von der Zahnform ab.</p>

4.3 Prinzipienfindung

Nachdem in den beiden vorangegangenen Unterkapiteln mögliche Lösungsprinzipien zur Erfüllung der beiden Teilfunktionen Drehzahlangleichung und Kopplung gefunden und beschrieben wurden, lassen sich im weiteren Verlauf durch paarweise Kombination jeweils eines Prinzips zur Drehzahlangleichung und eines Prinzips zur Kopplung die gesuchten Prinzipien zur Schaltung im klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetriebe finden. Üblicherweise geschieht dies bei einem methodischen Konstruktionsprozess nach dem Ordnungsschema des sog. „morphologischen Kastens“, /51/. Aufgrund der hohen Zahl von Lösungsvarianten für beide Teilfunktionen soll an dieser Stelle jedoch darauf verzichtet werden, da sich durch Kombination von 9 Prinzipien zur Drehzahlangleichung und 17 Prinzipien zur Kopplung nach Gleichung 4.1, insgesamt 153 mögliche Schaltprinzipvarianten ergeben.

$$\underbrace{9}_{\text{Prinzipien zur Drehzahlangleichung}} \cdot \underbrace{17}_{\text{Prinzipien zur Kopplung}} = \underbrace{153}_{\text{Prinzipien zur Schaltung}} \quad (4.1)$$

Viele davon sind technisch aus der subjektiven Sicht des Konstrukteurs unsinnig oder lassen den Realisierungsaufwand offensichtlich zu hoch erscheinen.

Aus diesem Grund wurden weitere Bedingungen formuliert, die an das „Sieger“-Prinzip gestellt werden. So wird verlangt, dass sich die Synchronisiereinrichtung für die Angleichung der Drehzahlen zwischen Zahnrad- und Wellendrehzahl lokal am Zahnrad befinden muss. Grund hierfür ist die Unabhängigkeit von Logiken aller Art, die nötig wären, um beispielsweise über Sensoren und Elektromotoren die Welle auf die Zahnradrehzahl zu beschleunigen oder zu verzögern. Das Prinzip soll rein mechanisch wirken. Dies ist im Weiteren wichtig für die Schaltstrategie, siehe Kapitel 8, da lokal vom Losrad entfernte Synchronisiereinrichtungen Einschränkungen bei der Wahl der optimalen Schaltstrategie bedeuten können.

Die zweite Bedingung, die an das zu findende Prinzip gestellt wird, ist, dass im Falle der Kopplung die Leistung formschlüssig übertragen wird. Kraftschlüssige Verbindungen können zwar bei entsprechender Auslegung selbstverständlich die geforderte Leistung übertragen, jedoch ist dazu je nach Wirkprinzip die Aufbringung einer Haltekraft notwendig, die sich negativ auf den Gesamtwirkungsgrad des Getriebes auswirkt, wie das Beispiel klassischer Stufenautomatgetriebe zeigt. Selbst wenn die Aufbringung einer Haltekraft nicht erforderlich sein sollte, beispielsweise bei Verwendung von selbsthemmenden Mechanismen, so birgt eine kraftschlüssige Verbindung die Gefahr, dass sie sich durch unvorhersehbare Belastungsspitzen oder Einbrüche der Versorgung mit Hilfsenergie zumindest kurzfristig löst und dadurch eine kontinuierliche Kraftübertragung stört. Des Weiteren kann die Sicherheit der Leistungsübertragung durch Schwankungen des Reibbeiwerts im Laufe der Betriebsdauer beeinträchtigt werden. Werden die Reibflächen der Kopplung auch zur Drehzahlangleichung verwendet, so kann es sogar vorkommen, dass bei übermäßigem Verschleiß eine Kopplung überhaupt nicht mehr erfolgen kann. Ein weiterer Punkt ist die höhere Leistungsdichte von formschlüssigen Verbindungen. Hier kann auf kleinerem Raum, evtl. sogar mit weniger Bauteilen, mehr Leistung übertragen werden. Um den oben genannten möglichen Gefahren vorzubeugen und um die Vorteile einer formschlüssigen Verbindung zu nutzen, soll im Weiteren auf die Betrachtung von kraftschlüssigen Kopplungsprinzipien verzichtet werden.

Die dritte und letzte Bedingung, die an das Schaltprinzip gestellt wird, ist der Verzicht auf jegliche Fremdenergie. Dies geschieht in erster Linie ebenfalls im Hinblick auf den Gesamtwirkungsgrad. Zusätzlich besteht die Befürchtung, dass durch die Bereitstellung und Verwendung von zusätzlichen Energien sowohl innerhalb, als auch außerhalb des Getriebes zuviel zusätzlicher Bauraum benötigt wird.

Nach Durchsicht der 153 theoretisch möglichen Koppelprinzipien (vgl. Gl. 4.1) ergaben sich zwölf Prinzipien, die eine genauere Betrachtung rechtfertigten. Im Sinne der Übersichtlichkeit der Darstellung in dieser Arbeit wurde unter diesen zwölf Prinzipien wiederum eine Vorauswahl nach subjektiver Einschätzung des Autors der Prinzipien auf Erfolg getroffen. Die vorausgewählten Prinzipien werden in den folgenden Unterkapiteln vorgestellt, skizziert und beschrieben.

4.3.1 Synchronmuffenschaltung

Bei diesem Prinzip handelt es sich um das in ausgeführter Form in Millionen von Fahrzeuggetrieben verbaute Schaltungsprinzip, dargestellt in Bild 4.3. Fest mit der Welle verbunden oder sogar Bestandteil der Welle ist der Synchronkörper, auf dessen Außenverzahnung die Schiebemuffe axial verschiebbar gelagert ist. Beim Koppeln bewegt sich die Muffe auf den Synchronring zu und drückt

ihn axial auf die Gegenreibfläche des Kupplungskörpers am Losrad. In der Folge kommt es zur Reibung zwischen dem Synchronring und dem Gegenkonus am Kupplungskörper des Losrads und in der Folge zum Drehzahlgleich. Ist letzterer erfolgt, so wird das Reibmoment zu Null und die Schiebemuffe wird entsperrt. Sie kann dann an den Zähnen der Synchronringverzahnung vorbeigleiten und in die Zähne am Kupplungskörper, der fest mit dem Losrad verbunden oder Bestandteil dessen ist, eingreifen. Zum Koppeln ist nur eine sehr geringe Drehzahldifferenz notwendig, eine größere wird sogar durch die Sperreinrichtung verhindert, um ein Ratschen der Schaltverzahnung zu vermeiden. Vorteilhaft bei diesem Prinzip wirken sich auch die Umstände aus, dass beim Entkoppeln nur sehr geringe Schaltkräfte vonnöten sind, dass im geschalteten Zustand aufgrund des Hinterschnittes der Verzahnungspartner keine Haltekräfte benötigt werden und dass aufgrund des großen Reibdurchmessers geringe Reibkräfte oder im Umkehrschluss geringe Schaltzeiten realisierbar sind.

Kurzanalyse:

Die voraussichtliche Teilezahl für eine Doppelkopplung beträgt insgesamt ca. 14 Teile. Es erscheint sinnvoll, eine durch axiale Spiegelung entstehende Doppelkopplung zu betrachten, da so die Synergieeffekte der Verwendung beispielsweise nur eines Synchronkörpers oder einer Schiebemuffe deutlich werden. Der Fertigungsaufwand ist als gering einzustufen, lediglich die Verzahnungen sind aufwändig, sie können jedoch bei entsprechender Stückzahl günstig hergestellt werden, z.B. durch Schmieden.

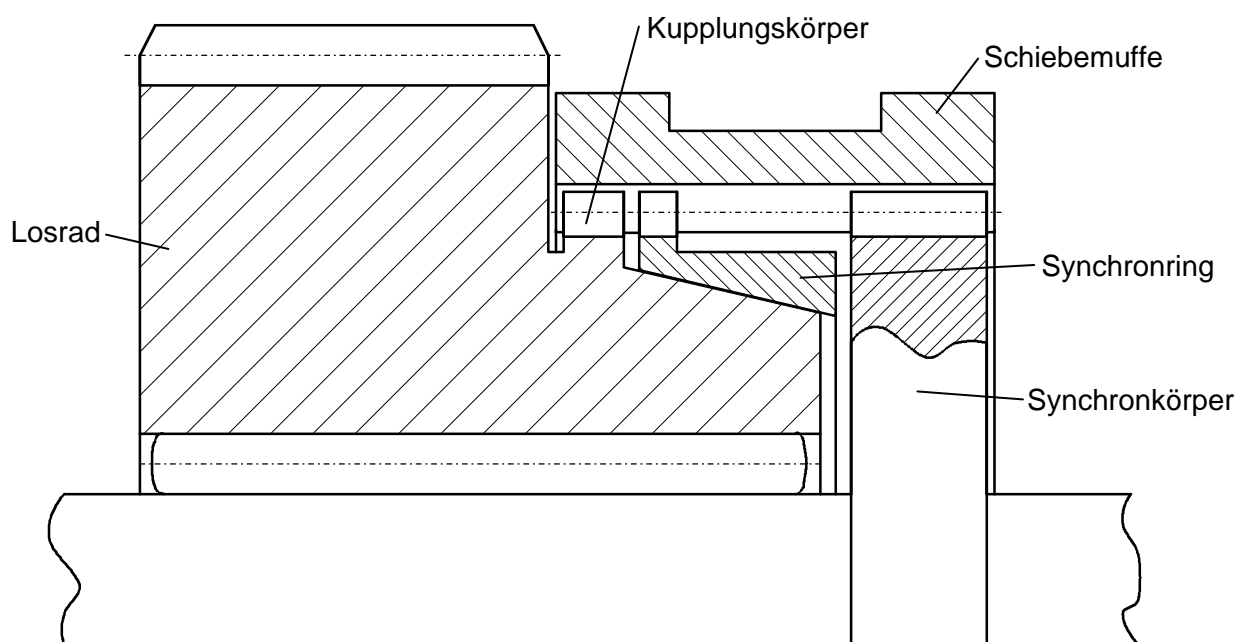


Bild 4.3: Prinzipskizze der äußeren Synchronmuffenschaltung

Der Montageaufwand ist ebenfalls gering: Alle Teile können mit Ausnahme der Druckstücke und Federn für die Arretierung der Schiebemuffe aufeinander gesteckt werden. Bezüglich des Bauraums kann in erster Näherung pro Zahnradstufe eine Zahnbreite als zusätzlich benötigte Breite veranschlagt werden. Je nach Schrägungswinkel der Dachschrägen der Synchronringverzahnung (bzw. Schiebemuffenverzahnung) sind die Schaltkräfte relativ gering. Sie sind zudem proportional zu den Umfangsreibkräften beim Synchronisiervorgang. Da das Prinzip in radialer Richtung verhältnismäßig groß baut, sind die Umfangskräfte gering. Durch Fehlbedienung kommt es zum Ratschen der Verzahnungen und dadurch zu Verschleiß an den Zähnen. Ein Durchreißen und damit verbunden eine erhebliche Schädigung ist nicht möglich, da die Synchronisierung prinzipbedingt sperrend ist. Übermäßiger Verschleiß des weicheren Reibpartners Synchronring kann durch zu kräftiges oder schnelles Schalten auftreten. Das Einlegen von zwei Gängen gleichzeitig ist grundsätzlich nicht möglich; dies kann durch die Gestaltung des Schaltgestänges garantiert werden. Die durch Reibarbeit entstehende Wärme tritt an großen Durchmessern auf und kann daher gut mittels des Schmieröls abgeführt werden. Teilweise planschen die Reibpartner sogar im Öl. Synchronkörper und Schiebemuffen stellen aufgrund der großen Durchmesser sehr große bewegte Massen dar und besitzen hohe Massenträgheitsmomente. Der Wartungsaufwand ist als gering zu bezeichnen, einziges echtes Verschleißteil ist der Synchronring, zu dessen Ausbau und Tausch jedoch mit einer Kompletzerlegung des Getriebes und der Welle verhältnismäßig großer Aufwand getrieben werden muss. Der Verschleiß ist jedoch kalkulierbar und lässt eine adäquate Lebensdauer erwarten. Aufgrund der Verteilung der Schalt- und Übertragungskräfte bei Leistungsdurchsatz auf viele Zähne an den Schaltungsteilen ist die Tragfähigkeit sichergestellt. Äußerst selten kommt es zum Klemmen oder zu „Zahn-auf-Zahn“-Situationen während eines Schaltvorgangs. Hinsichtlich der Schaltzeiten lässt sich feststellen, dass die Schaltwege lokal sehr gering sind. Die entstehende Wärme durch Reibung kann aufgrund der großen Reibfläche schnell abgeführt werden. Kurze Schaltzeiten sind folglich möglich.

4.3.2 Passfederschaltung

Das Wirkprinzip der äußeren Passfederschaltung zeigt skizzenhaft Bild 4.4. Im Gegensatz zu den meisten Schaltprinzipien bewegt sich hier die Schiebemuffe beim Kopplungsvorgang vom Losrad weg. Die Federkraft der unter der Passfeder liegenden Feder(n) drückt die Passfeder radial nach außen, wenn die Muffe axial wegbewegt wird. Da Muffe und Passfeder auf einer schiefen Ebene aneinander vorbeigleiten, unterstützt die Federkraft sogar die Schaltkraft beim Kopplungsvorgang. Der Drehzahlangleichung dient ein kegeliger Synchronring, der sich mit der Bewegung der Muffe an eine Reibfläche anpresst und bei Drehzahlgleichlauf die Schiebemuffe entsperrt. Anschließend

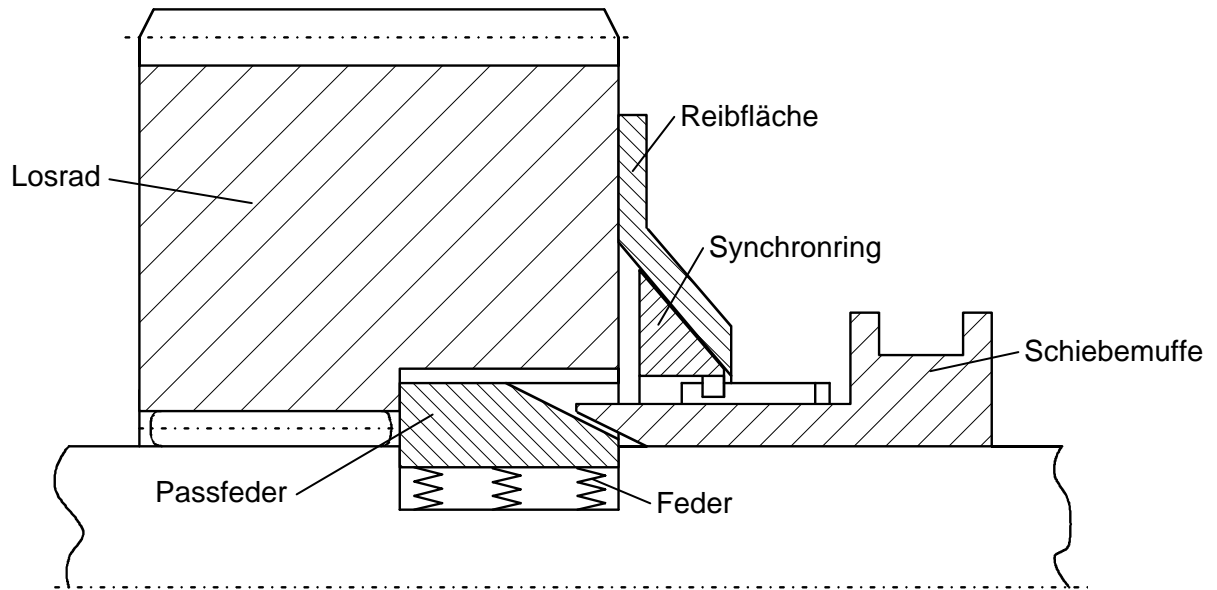


Bild 4.4: Prinzipskizze der äußeren Passfederschaltung

bewegt sich die Passfeder vollständig in ihre radial äußere Lage und schnappt in eine der entsprechenden Nuten im Losradkörper ein und stellt so den Formschluss der Verbindung her. Die Unterstützung der Schaltkraft beim Koppeln durch die Federkraft hat die Aufbringung einer Mindestkraft zum Entkoppeln der Schaltung zur logischen Folge.

Kurzanalyse:

Nimmt man eine Anzahl von zwei Passfedern und jeweils zwei Federn pro Losrad an, so ergibt sich pro Doppelkopplung eine Teilezahl von 25 Teilen. Aus Sicht des Fertigungsaufwandes stellen die meisten Teile Standardbauteile dar. Die Ausnahme bilden die Zahnräder mit der Innenverzahnung zur Aufnahme der Passfedern, sowie die Welle selbst. Für die Montage erweist sich die Vormontierbarkeit der Baugruppe bestehend aus Losrad, Reibfläche und Synchronring als vorteilhaft. Hinsichtlich des Bauraumes ist dieses Prinzip der in Kapitel 4.3.1 vorgestellten äußeren Synchronmuffenschaltung gleichzustellen. Es weist durch die Länge der Passfedern je nach späterer konstruktiver Ausführung Nachteile in axialer Richtung auf. Einen Vorteil bietet das Prinzip bei der Schaltkraft: Beim Koppeln sind insbesondere nach erfolgter Synchronisierung kaum Kräfte aufzuwenden, allerdings kehrt sich dieser Vorteil beim Entkoppeln um. Da es sich hier ebenfalls um eine sperrende Synchronisierung handelt, sind die Fehlbedienungsfolgen unkritisch. Die verhältnismäßig geringe Wandstärke des Reibkegels bietet optimale Möglichkeiten der Wärmeabfuhr durch das Getriebeöl. Eine Perforation oder geschickte Formgebung durch Nuten kann hier weitere Verbesserungen bieten. Der Nachteil der mangelnden Übertragungsfähigkeit durch die begrenzte Anzahl von Passfedern bietet umgekehrt Vorteile bei der Masse und

Massenverteilung. In Summe bieten die beiden letztgenannten Eigenschaften Potenzial für kurze Schaltzeiten. Wird auf diesen Aspekt besonderes Augenmerk gelegt, so kann in letzter Konsequenz auf die Sperrwirkung verzichtet werden, so wie dies im Rennsport üblich ist. Das Koppelprinzip weist in den Kategorien Wartungsaufwand, Zuverlässigkeit und Lebensdauer weder wesentliche Vor- noch Nachteile gegenüber den vorgestellten Prinzipien auf.

4.3.3 Synchronstiftschaltung

Die Synchronstiftschaltung baut, wie in Bild 4.5 zu erkennen, sehr kompakt. Voraussetzung hierfür ist allerdings ein hinreichend großer Teilkreisdurchmesser der Losradverzahnung, so dass die Schaltaktuatorik innerhalb des Losradkörpers untergebracht werden kann. Durch axiales Verfahren der in der Hohlwelle gelagerten Nockenstange werden mehrere gleichmäßig am Umfang verteilte Kopplungsstifte radial nach außen gedrückt, sobald deren unteres Ende entlang der Nockenfläche gleitet.

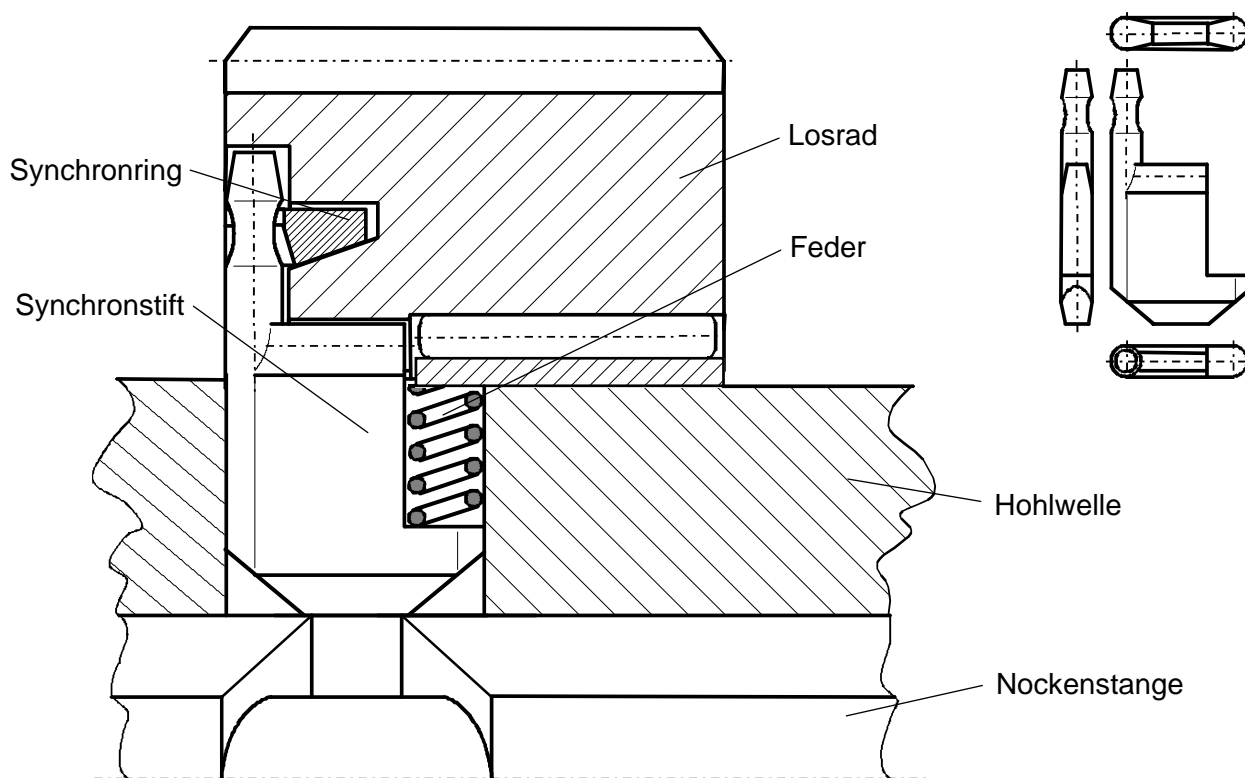


Bild 4.5: Prinzipskizze der Synchronstiftschaltung mit Ansichten des Synchronstifts

Zu Beginn ihrer translatorischen Bewegung drücken die Stifte mit dem Kopf einen Synchronring axial zur Seite, der die Drehzahlangleichung vornimmt und erst bei Drehzahlgleichlauf die Stifte wieder „freigibt“. Anschließend bewegen sich die Stifte weiter nach außen und Keile in der Mitte der Stifte, die wie Passfedern wirken, greifen in Nuten im Losrad ein und stellen so die

formschlüssige Verbindung her. Obwohl beim Entkoppeln der Kopf eines Stiftes den Synchronring erneut axial verschieben muss, wird hierfür keine zusätzliche Schaltkraft benötigt, da die hierfür benötigte Kraft bereits in der Feder gespeichert ist. Die einzelnen Gänge des Getriebes sind frei wählbar schaltbar. Zu diesem Zweck sind Nuten in die Nocken der Nockenstange eingebracht, so dass die Stifte durch definiertes Verdrehen der Nockenstange gegenüber der Welle bei deren axialer Verschiebung in diesen Nuten laufen können und somit nicht radial nach außen gedrückt werden können.

Kurzanalyse:

Für eine Doppelkopplung werden unter der Voraussetzung, dass pro Losrad drei Synchronstifte eingesetzt werden insgesamt 21 Teile benötigt. Als fertigungstechnisch aufwändig sind die Synchronstifte selbst zu bezeichnen. Aus Festigkeitsgründen bietet sich hier die Schmiedetechnik an. Bei der Montage ist einzig die Anbringung des Ringblechs durch das gleichzeitige Vorspannen der Federn anspruchsvoll. Der große Vorteil des Prinzips liegt darin, dass es zwar radial durch die Verwendung der Hohlwelle größer baut als bei Verwendung eines herkömmlichen Synchronpaketes, allerdings axial großes Potenzial zur Bauraumeinsparung birgt. Der Mechanismus kann komplett unter der Zahnbreite untergebracht werden, gleichzeitig kann in Hinblick auf die zulässige Flächenpressung in der Verzahnung durch die notwendige Achsabstandsvergrößerung über eine Reduktion der Zahnbreite bei gleicher Übertragungsfähigkeit nachgedacht werden. Bei Zahnrädern mit sehr kleinen Wälzkreisdurchmessern muss die Aktuatorik gegebenenfalls neben die eigentliche Verzahnung gesetzt werden. Hier ginge der axiale Bauraumgewinn zumindest teilweise wieder verloren. Zudem muss berücksichtigt werden, dass auch die Betätigungseinrichtung für die Nockenstangen axialen Bauraum benötigen wird. Die Schaltkräfte werden direkt durch den Schrägungswinkel der Nocken des inneren Schaltgestänges beeinflusst. Zusätzlich arbeiten die Synchronringe an größtmöglichen Durchmessern, wodurch sich abermals niedrige Schaltkräfte erzeugen lassen. Fehlbedienung und daraus resultierende Folgen können konstruktiv ebenso gut verhindert werden, wie bei den meisten anderen vorgestellten Prinzipien. Die Wärmeabfuhr gestaltet sich auf den ersten Blick aufgrund der abgeschirmten Lage des Synchronrings als schwierig. Dennoch kann auch hier eine Verbesserung erzielt werden, wenn beispielsweise entsprechende Zu- und Ablaufkanäle in das Zahnrad eingebracht werden und auf diese Weise definierte Kühlölvolumenströme garantiert werden. Bei den Aspekten Wartungsaufwand, Zuverlässigkeit und Lebensdauer ist dieses Prinzip einem herkömmlichen Synchronpaket ebenbürtig. Die zu erwartenden Schaltzeiten sind ebenfalls denen einer Einkonus-Synchronisierung nach dem System Borg-Warner gleichzusetzen.

4.3.4 Klemmkörperschaltung

Die in Bild 4.6 dargestellte Klemmkörperschaltung wird durch die zu Ende des Kapitels 3 gestellten Forderungen an das Schaltprinzip eigentlich ausgeschlossen, da die Leistungsübertragung im gekoppelten Zustand kraftschlüssig erfolgt. Dennoch soll dieses Prinzip aufgrund seines technisch interessanten Wirkprinzips kurz beleuchtet werden. Es basiert auf der in der Offenlegungsschrift DE 198 58 607 A 1 vorgestellten Erfindung, /74/.

Zwischen dem Losradkörper und der Welle ist ein mit zylinderförmigen Klemmkörpern bestückter Käfig angebracht, der sich rotatorisch in beide Richtungen um einen bestimmten Winkelbetrag verdrehen kann. Aufgrund der unrunder Oberfläche der Welle kommt es dabei bei der Verdrehung der beiden Kopplungspartner Welle und Losrad zum Klemmen der Klemmkörper, so dass eine Leistungsübertragung möglich wird. Dies gilt für beide Drehrichtungen und gewährleistet so eine Leistungsübertragung des Getriebes im Zug- und im Schubbetrieb. Diese Fähigkeit unterscheidet das Prinzip von einem klassischen Freilauf. Das Verdrehen des Klemmkörperkäfigs und damit das Koppeln von Losrad und Welle kann durch die Arretierung des Käfigs in seiner Mittellage verhindert werden.

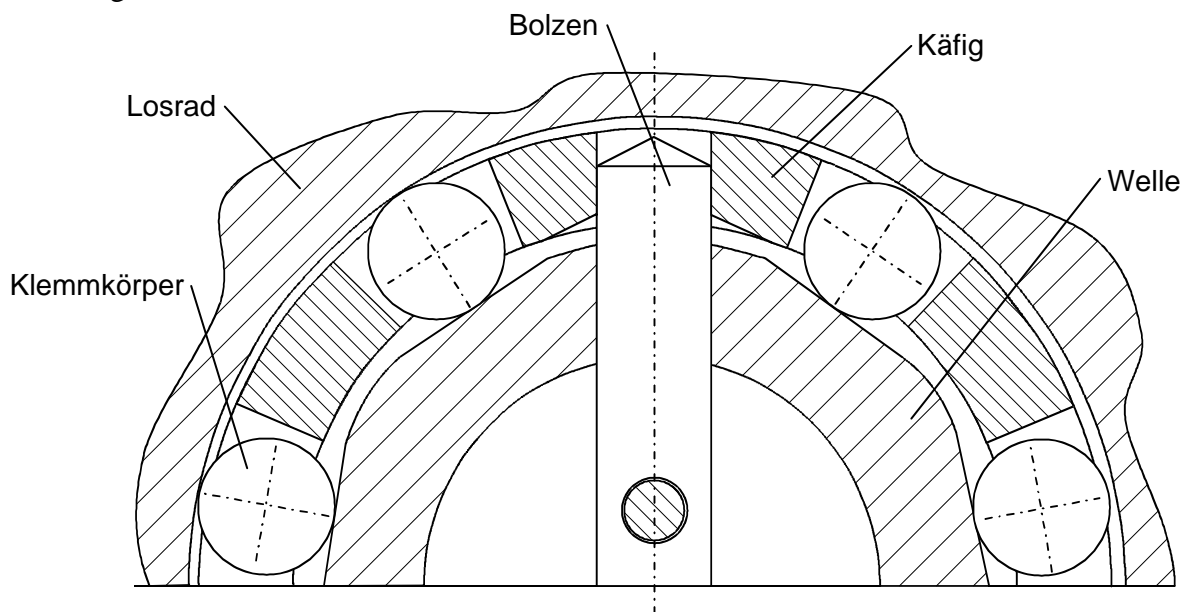


Bild 4.6: Prinzipskizze der Klemmkörperschaltung

Hierzu wird ein in einer Querbohrung in der Welle geführter Bolzen radial bewegt, so dass er sich in eine Bohrung im Käfig schiebt und ihn so arretiert. Die Verschiebung des Arretierbolzens erfolgt über eine entsprechend gestaltete Stange im Inneren der Hohlwelle. Die Vorteile dieses Prinzips liegen in erster Linie in seiner Kompaktheit, seinem geringen benötigten Bauraum, seiner geringen Teilezahl, dem geringen Montageaufwand und der im Vergleich zur Synchronstiftschaltung

verhältnismäßig geringen Schwächung der Getriebewelle durch die Querbohrung für den Arretierbolzen. Großer Nachteil ist jedoch die fehlende Synchronisierung; die Kopplung erfolgt schlagartig und kann je nach Intensität des Kraftimpulses die Klemmkörper und die Kopplungspartner auf Dauer schädigen. Eine separate Wälzlagerung des Losrades auf der Welle wird für den entkoppelten Zustand empfohlen. Zudem ist abhängig von der Anzahl der am Umfang angeordneten Klemmkörper ein Spiel vorhanden, welches sich bei Zug-Schub-Wechseln negativ auswirken kann.

4.4 Auswahl des Koppelprinzips

Aus den im vorausgegangenen Unterkapitel vorgestellten Prinzipien muss nun im weiteren Verlauf des Konstruktionsprozesses dasjenige Prinzip ausgewählt werden, welches den besten Kompromiss hinsichtlich einer Reihe von Bewertungskriterien darstellt. Grundlage für die Auswahl der Bewertungskriterien bildet die in Kapitel 3 vorgestellte Anforderungsliste mit den darin aufgeführten Forderungen und Wünschen. Als Bewertungskriterien wurden dabei folgende Gesichtspunkte ausgewählt, /80/:

- | | |
|--|--------|
| <input type="radio"/> geringe Teilezahl | TZ, |
| <input type="radio"/> geringer Fertigungsaufwand | FA, |
| <input type="radio"/> geringer Montageaufwand | MA, |
| <input type="radio"/> wenig Bauraum | BR, |
| <input type="radio"/> geringe Schaltkräfte | SK, |
| <input type="radio"/> unkritische Fehlbedienungsfolgen | FF, |
| <input type="radio"/> gute Wärmeabfuhr | WA, |
| <input type="radio"/> geringes Gewicht | GW, |
| <input type="radio"/> niedriger Wartungsaufwand | WT, |
| <input type="radio"/> hohe Zuverlässigkeit | ZV, |
| <input type="radio"/> hohe Lebensdauer | LD und |
| <input type="radio"/> geringe Schaltzeit | SZ. |

In obiger Auflistung wurde jedem der Kriterien ein Buchstabensymbol zugeordnet, um die Gewichtungstabelle übersichtlicher gestalten zu können. Es ist festzustellen, dass diese Bewertungskriterien nicht alle gleichwertig sind, sondern von unterschiedlicher Bedeutung für die spätere Konstruktion sind. Aus diesem Grund werden die Bewertungskriterien über einen paarweisen Vergleich gewichtet, ehe die vier Lösungsvarianten ihnen unterzogen werden. Die Gewichtung geschieht über ein Punktesystem in Anlehnung an die Wertskala aus /54/. Dabei erhält

ein Bewertungskriterium, das eine Zeile nach sich führt – Zeilen-Kriterium – um so mehr Punkte, je wichtiger es gegenüber dem Kriterium ist, dessen Spalte die Zeile gerade kreuzt, dem Spalten-Kriterium. Tabelle 4.3 erläutert das Punktesystem genauer und gibt Aufschluss darüber, wie die Punkte absolut verteilt werden. Anhand der vorgenommenen Definition des Punkteschlüssels kann im Folgenden die Gewichtung der Kriterien untereinander vorgenommen werden. Dies geschieht in Tabelle 4.4 mittels der Methode des paarweisen Vergleichs.

Tabelle 4.3: Punkteschlüssel für die Gewichtungstabelle

Wert	Bedeutung
0	Zeilen-Kriterium ist <i>sehr viel unwichtiger</i> als Spalten-Kriterium
1	Zeilen-Kriterium ist <i>unwichtiger</i> als Spalten-Kriterium
2	Zeilen-Kriterium ist <i>gleichwichtig</i> wie Spalten-Kriterium
3	Zeilen-Kriterium ist <i>wichtiger</i> als Spalten-Kriterium
4	Zeilen-Kriterium ist <i>sehr viel wichtiger</i> als Spalten-Kriterium

Die Punktzahl, die ein Zeilen-Kriterium durch Vergleich mit einem Spalten-Kriterium erhält, wird aufsummiert. Die Summe ist in der Spalte „absoluter Gewichtungsfaktor“ wieder zu finden. Die Gesamtpunktzahl aller paarweisen Vergleiche bildet die Berechnungsgrundlage für die Ermittlung des „relativen Gewichtungsfaktors“. Letzterer soll lediglich einen Überblick über die Verteilung der Gewichtungsfaktoren geben; für die Bewertung der Prinzipien im weiteren Verlauf werden die absoluten Gewichtungsfaktoren herangezogen. Auffällig bei der Gewichtung der Auswahlkriterien ist die Dominanz des geforderten möglichst geringen Bauraumes. Daneben spielen die Zuverlässigkeit und Lebensdauer der Konstruktion und die möglichst gute Wärmeabfuhr im Bereich der Reibflächen der Synchronisierung eine wichtige Rolle. Dabei ist zu bedenken, dass die Reibarbeit während eines Synchronisiervorgangs proportional zum reduzierten Massenträgheitsmoment ist, Gleichung 4.2, /1/.

$$W_{\text{Reib}} \sim J_{\text{red}} \quad (4.2)$$

Letzteres ist im Kriterium „Gewicht“ beinhaltet, wohlwissentlich, dass das Massenträgheitsmoment eines Bauteils neben dem Gewicht stark von seiner Geometrie abhängig ist und das reduzierte Massenträgheitsmoment aus Gleichung 4.2 zusätzlich von Bauteilen abhängt, die nicht Bestandteil der analysierten Koppelprinzipien sind, z.B. der Getriebewellen oder der -übersetzungen.

Tabelle 4.4: Gewichtung der detaillierten Auswahlkriterien

		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	absoluter Gewichtungsfaktor	relativer Gewichtungsfaktor [%]
		TZ	FA	MA	BR	SK	FF	WA	GW	WT	ZV	LD	SZ		
1	TZ	2	3	3	0	2	3	1	1	3	1	1	2	22	7,6
2	FA	1	2	2	0	2	2	1	1	3	1	1	2	18	6,2
3	MA	1	2	2	0	2	2	1	1	3	1	1	2	18	6,2
4	BR	4	4	4	2	3	3	2	2	4	2	2	3	35	12,1
5	SK	2	2	2	1	2	3	2	1	4	2	2	2	25	8,7
6	FF	1	2	2	2	1	2	1	0	2	1	1	2	17	5,9
7	WA	3	3	3	2	2	3	2	2	3	1	2	2	28	9,7
8	GW	3	3	3	2	3	4	2	2	3	2	2	2	31	10,7
9	WT	1	1	1	0	0	2	1	1	2	1	1	1	12	4,2
10	ZV	3	3	3	2	2	3	3	2	3	2	2	3	31	10,7
11	LD	3	3	3	2	2	3	2	2	3	2	2	2	29	10,0
12	SZ	2	2	2	1	2	2	2	2	3	1	2	2	23	8,0
Summe													289	100,0	

Nach erfolgter Gewichtung der Bewertungskriterien werden die vorgestellten Lösungsvarianten bewertet. Jede Variante wird jedem Kriterium unterzogen und erhält eine Punktzahl. Die Bedeutung der Punktzahlen ist in Tabelle 4.5 dargestellt. In Tabelle 4.6 erfolgt dann die Bewertung der Varianten. Die Klemmkörperschaltung wird an dieser Stelle nicht mehr berücksichtigt, da sie wie oben erwähnt außer Konkurrenz beschrieben wurde. Die gewünschte geringe Schaltzeit lässt sich zum jetzigen Zeitpunkt nur schwer für eine einzelne Lösungsvariante abschätzen.

In der Spalte „Summe“ der Tabelle 4.6 finden sich die Summen der Punktzahlen jeder Lösungsvariante, die „Gesamtpunktzahlen“ beinhalten zusätzlich die in Tabelle 4.4 ermittelten Gewichtungsfaktoren für die einzelnen Kriterien.

Tabelle 4.5: Bedeutung der Punktzahlen zur Bewertung der Lösungsvarianten

Punktzahl	0	1	2	3	4	5
Bedeutung	Sehr schlecht	Schlecht	Ausreichend	Befriedigend	Gut	Sehr gut

Wie aus Tabelle 4.6 zu erkennen ist, ist die Lösungsvariante „Synchronmuffenschaltung“ offenbar das aus konstruktiver Sicht günstigste Prinzip hinsichtlich einer Verwendung in einem Fahrzeuggetriebe.

Tabelle 4.6: Abschlussbewertung der aussichtsreichsten Kopplungsprinzipien

Kopplungsprinzip	TZ	FA	MA	BR	SK	FF	WA	GW	WT	ZV	LD	SZ	Summe	Gesamtwert
Synchronmuffenschaltung	5	4	4	2	3	4	4	2	3	4	3	3	41	957
Passfederschaltung	3	4	4	1	4	4	5	2	3	3	3	4	40	923
Synchronstiftschaltung	4	3	3	4	3	4	3	3	3	3	3	3	39	941

Dies verwundert auch nicht, schließlich wird dieses Prinzip seit Jahrzehnten erfolgreich in Fahrzeuggetrieben zur Anwendung gebracht. Dennoch ist auffällig, dass die Gesamtpunktzahlen der drei Kopplungsprinzipien verhältnismäßig nahe beieinander liegen. Gleichzeitig weisen bei genauer Betrachtung der Bewertung in den einzelnen Kategorien alle Lösungsvarianten ihre individuellen Stärken und Schwächen auf. Nach der so zustande gekommenen Auswahl des Koppelprinzips wurde entschieden, nicht auf das Siegerprinzip der Synchronmuffenschaltung aufzubauen. Der Grund hierfür liegt in der Tatsache, dass dieses Prinzip bereits ausgereift erscheint und an ihm in der Vergangenheit bereits Maßnahmen entwickelt wurden, die eine Verringerung des emittierten Klappergeräuschpegels bewirken. Die beiden anderen Koppelprinzipien hingegen sind neuartig, weshalb ihnen an dieser Stelle auch ein bis dato nicht genauer spezifizierbares Potenzial zur Klappergeräuschminimierung unterstellt wird. Der weitere Verlauf des Konstruktionsprozesses wird zumindest Teile dieses Potenzials offenlegen und deren Umsetzung beschreiben, wie Kapitel 5 zeigen wird. Aus diesem Grund wurden beide Prinzipien – die Synchronstiftschaltung und die Passfederschaltung – vollständig bis zum Ende des Konstruktionsprozesses in Form von Fertigungszeichnungen aller Bauteile weiterentwickelt. Nach Abschluss dieser Arbeiten wurde

letztlich entschieden, die fertigungstechnische Umsetzung und Erprobung aus Gründen des Umfangs auf die Synchronstiftschaltung zu beschränken. Aus diesem Grund wird in der folgenden Vorstellung der Entwurfsphase nur auf den Entwurf eines KURF-Getriebes unter Verwendung der Synchronstiftschaltung eingegangen. Auf die Konstruktion der Passfederschaltung wird jedoch der Vollständigkeit halber in Kapitel 5 nochmals eingegangen.

4.5 Entwurf eines KURF-Prototyp-Getriebes

Die in Kapitel 4.4 gefundene Lösung wird im Folgenden am Beispiel eines Front-/Quertriebes zu einem Entwurf für ein klapper- und rasselgeräuschfreies Fahrzeuggetriebe weiterentwickelt. Definitionsgemäß muss ein Entwurf die direkte Vorlage für die Ausarbeitung der Fertigungsunterlagen darstellen, bei dem in erster Linie die Ausgestaltung des Lösungsprinzips nach technischen Gesichtspunkten im Vordergrund steht.

Die weiterentwickelte Synchronstiftschaltung sieht eine Nockenstange zur Betätigung der Synchronstifte vor, die zentrisch in der jeweils als Hohlwelle gestalteten Getriebewelle gelagert ist und sich axial und rotatorisch bewegen kann. Vor allem die axiale Bewegungsrichtung bereitet in ihrer konstruktiven Ausführung Probleme bei coaxialen Getrieben, da für die Getriebeeingangs- und die Vorgelegewelle keine Zugangsmöglichkeit zur Unterbringung der inneren Schaltaktuatorik besteht. Aus diesem Grund wurde für den Entwurf der Aufbau eines Front-/Quertriebes zu Grunde gelegt.

Bild 4.7 zeigt den Entwurf des 2-Wellen-Getriebes, wobei der Achsabstand dem eines vergleichbaren herkömmlichen Getriebes angenähert wurde. Bedingt durch die Tatsache, dass der axiale Bauraum für die herkömmlichen Synchronpakete nicht mehr benötigt wird, rücken die Zahnräder axial wesentlich enger zusammen. Dadurch kann insgesamt axialer Bauraum gespart werden, der jedoch teilweise für die Steuerung der Nockenstange wieder benötigt wird. Aus den Zahnbreiten lässt sich die Länge des Getriebes abschätzen; für den in Bild 4.7 gezeigten Entwurf beträgt sie ca. 200 mm. Bezüglich des Gewichts des entworfenen Getriebes lässt sich sagen, dass eine Gewichtersparnis gegenüber einem vergleichbaren herkömmlichen Handschaltgetriebe wenn überhaupt nur geringfügig vorhanden ist. Zwar wird viel Gewicht durch den Wegfall der bisherigen Synchronpakete eingespart, dennoch werden die Getriebewellen trotz Hohlbohrung schwerer sein als herkömmliche Getriebewellen. Hinzu kommen das Gewicht der Nockenstangen und deren Aktuatorik, das je nach Ausführungsart stark variieren kann. Die zu erwartenden Kosten für das entworfene Getriebe werden über denen eines herkömmlichen Getriebes liegen. Dies kann durch die

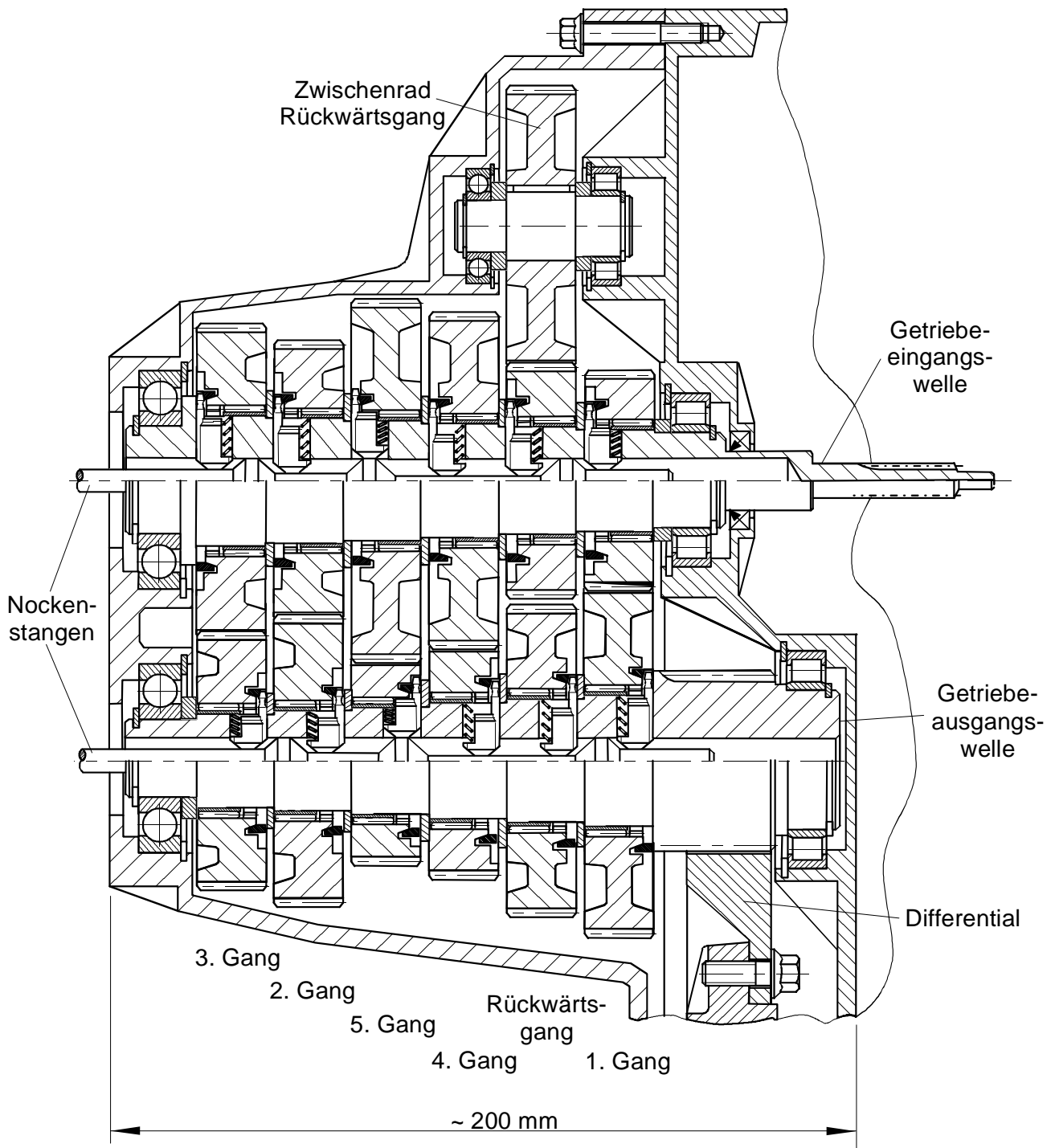


Bild 4.7: Entwurf eines klapper- und rasselgeräuschfreien Front-/Quergetriebes

höhere Teilezahl und die aufwändigere Bearbeitung beispielsweise der Getriebewellen begründet werden. Auch im Bereich der Montage sind Mehrkosten zu erwarten. Insgesamt hängen die Kosten stark von der konstruktiven Detailausführung ab. Letztere hat direkten Einfluss auf die Fertigung und Montage der Baugruppen und letztlich des Gesamtgetriebes. Beide Getriebewellen sind hinsichtlich der Außendurchmesser für jedes Losrad treppenartig gestaltet, so dass bei der Montage die einzelnen Radpakete aufgeschoben werden können und gleichzeitig Anlaufbunde zur Aufnahme

der Axialkräfte für jedes Zahnrad vorhanden sind. Zum Zweck der Ersparnis einer dritten Nockenstange samt Aktuatorik wurden für den Rückwärtsgang neben dem Zwischenrad jeweils ein separates Zahnrad auf der Getriebeeingangs- und Ausgangswelle angeordnet. Eine Doppelfunktion einzelner Zahnräder zur Darstellung des Rückwärtsganges wird somit vermieden.

Alle Getriebewellen sind jeweils mit einem Fest- und einem Loslager versehen und somit statisch bestimmt gelagert. Das Zwischenrad des Rückwärtsgangs ist über eine Passfeder mit seiner Welle verbunden, die ihrerseits im Gehäuse über Wälzlager gelagert ist. Alternativ wäre eine Lagerung des Zwischenrades auf einem Nadellagerkranz denkbar, der auf einer in die Gehäusehälften eingepressten Achse läuft.

Einen weiteren zu beleuchtenden Aspekt stellt der Wirkungsgrad des Getriebes dar. Zahnradpaare, die nicht im Leistungsfluss liegen, werden durch das Ölschleppmoment abgebremst, so dass sie schließlich zum Stillstand kommen könnten. Letzteres hängt davon ab, welches Kräftegleichgewicht sich zwischen der Nadellager- und Synchronringreibung und dem Ölschleppmoment einstellt. Insgesamt verringert sich das Ölschleppmoment jedoch, die Kapitel 6.4 und 7.3 zeigen zu diesem Aspekt detaillierte Ausführungen mit Messergebnissen. Über die Verhältnisse bezüglich des Wärmehaushaltes des Getriebes lassen sich ebenfalls nur Vermutungen anstellen, die durch weitere Untersuchungen belegt werden müssen. Durch das enge Aneinanderrücken der Zahnräder verschlechtert sich die Wärmeabfuhr von Nadellagern und vor allem der Synchronisierungen. Leistungsmessungen können letztlich Aufschluss darüber geben, inwiefern sich der Gesamtwirkungsgrad des Getriebes zu höheren Werten hin verbessert oder unter Umständen sogar verschlechtert und welchen Anteil die soeben beleuchteten Aspekte daran haben.

4.5.1 Möglichkeiten der Nockenstangenbetätigung

Für die Betätigung der Nockenstangen ist die Durchführung eines weiteren systematischer Konstruktionsprozess möglich, der sich ausschließlich mit der Suche und Umsetzung von Prinzipien zur Nockenstangenbetätigung auseinandersetzt. Darauf soll an dieser Stelle verzichtet werden. Dennoch werden im Folgenden Möglichkeiten aufgezeigt, wie eine solche Betätigungseinrichtung aussehen könnte. Bild 4.8 zeigt eine dieser Möglichkeiten.

Beim in Bild 4.8 dargestellten Gesamtentwurf greifen mit Elektromotoren verbundene Schaltzahnräder, jeweils gekennzeichnet durch rote Drehpfeile, in die Verzahnung der Nockenstangen ein und können letztere durch Drehen der Elektromotorwelle axial verschieben.

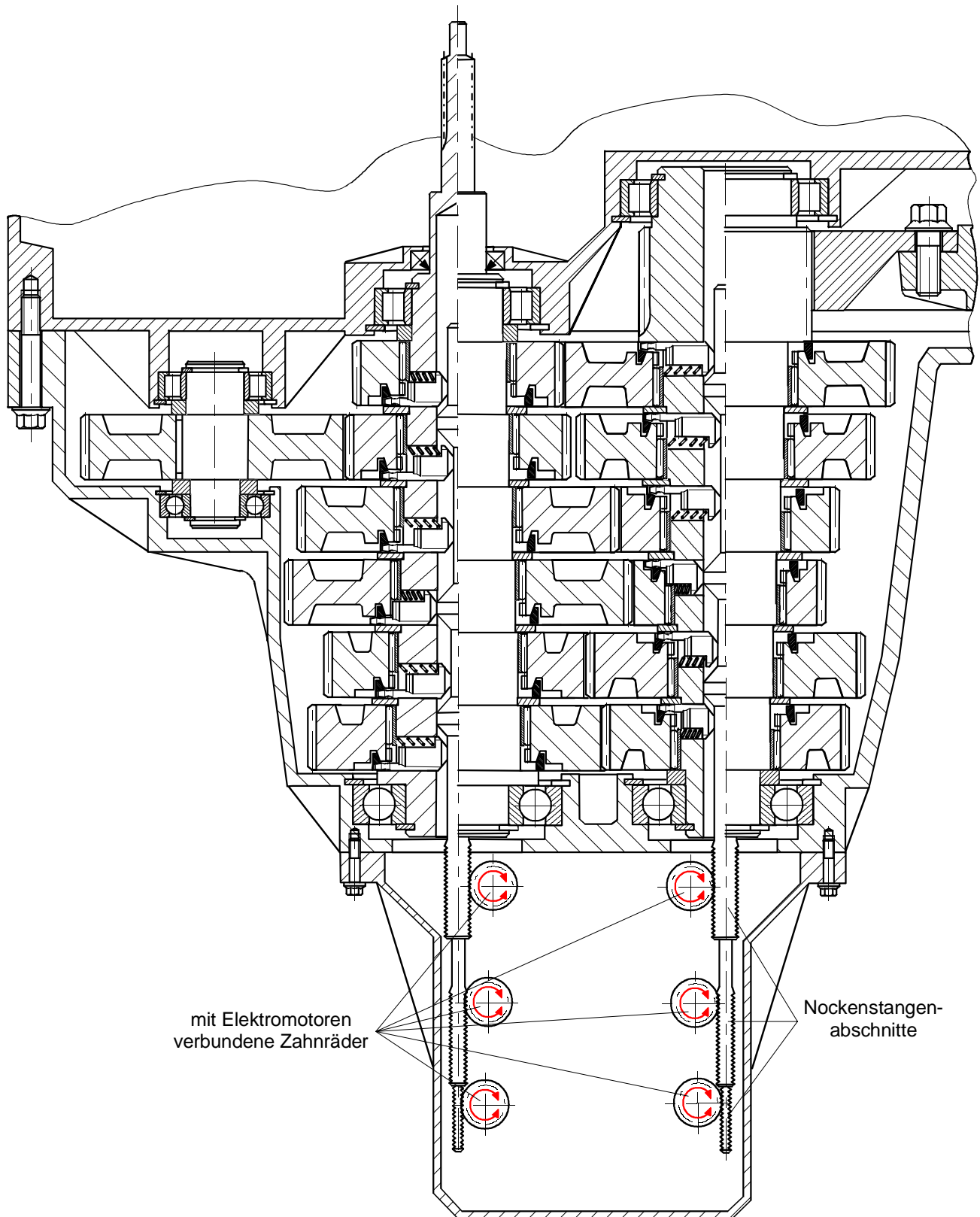


Bild 4.8: Entwurf eines automatisierten klapper- und rasselgeräuschfreien Front-/Quertriebes mit dreigeteilter Nockenstange

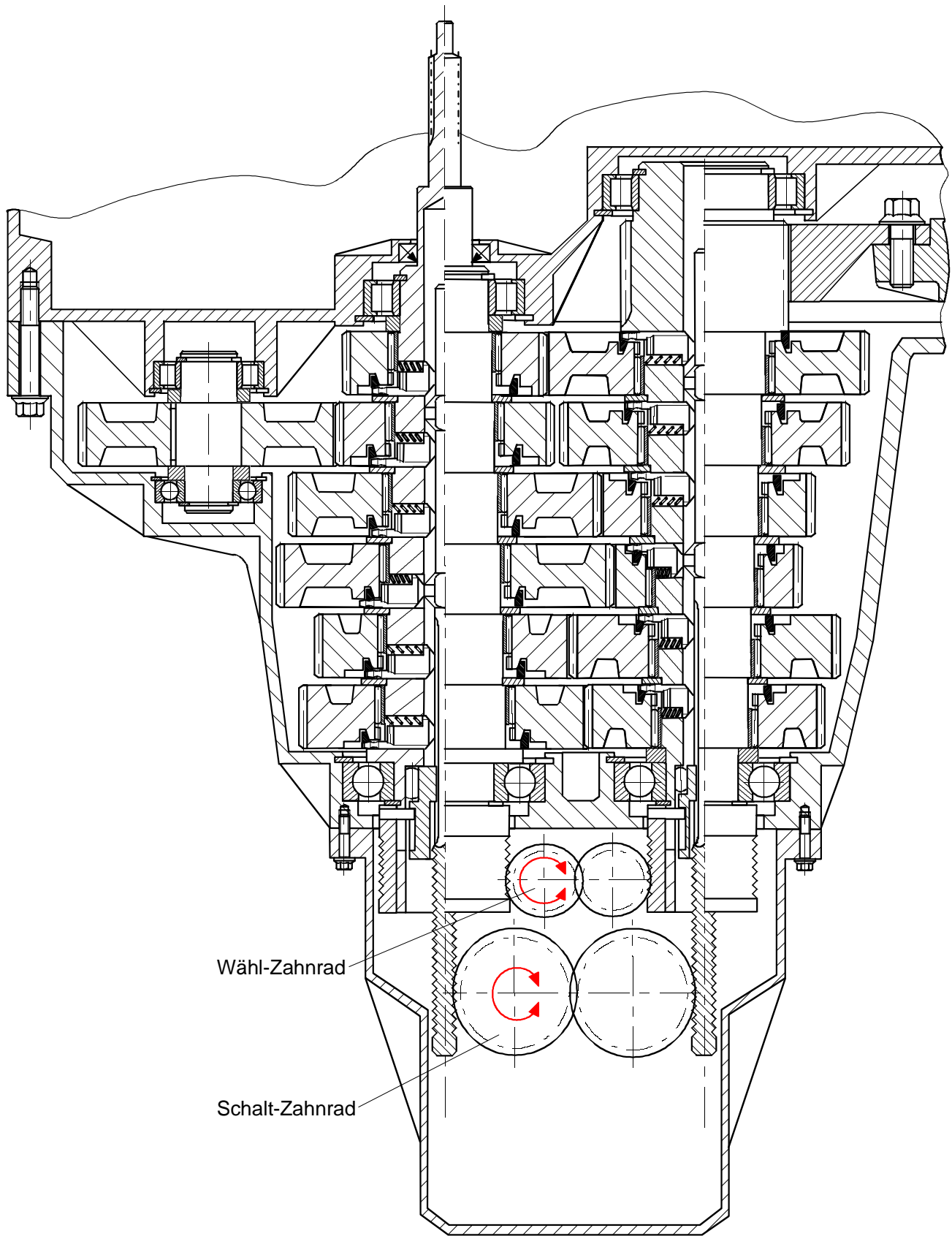


Bild 4.9: Entwurf eines automatisierten klapper- und rasselgeräuschfreien Front-/Quertriebes mit zweigeteilter Nockenstange

Jeweils ein Nockenstangenabschnitt ist mit seinem Nocken für die Kopplung von zwei benachbarten Losrädern einer Getriebewelle vorgesehen, so dass insgesamt maximal sechs solcher Elektromotoren benötigt werden. Die Nockenstangenabschnitte sind ineinander gelagert, vgl. Bild 5.3, und können so unabhängig voneinander betätigt werden. Je nach Schaltstrategie, vgl. Kapitel 8, kann die Zahl der Elektromotoren sogar halbiert werden, wenn die beiden Nockenstangen in der Getriebeeingangs- und -ausgangswelle synchron bewegt werden.

In Bild 4.9 ist ein weiterer Gesamtentwurf gezeigt, bei dem lediglich zwei Elektromotoren unter der Voraussetzung benötigt werden, dass beide Nockenstangen synchron betätigt werden. Die beiden Zahnräder, die direkt mit einem Elektromotor verbunden sind, sind durch Drehpfeile markiert. Die Bewegung einer Nockenstange und der damit vorgenommene Gangwechsel erfolgt in mehreren Schritten, /57/:

1. Zunächst wird der bisher eingelegte Gang entkoppelt, d.h. die Nockenstange verfährt axial soweit, dass die Synchronstifte an der Nockenkontur unterstützt von der Federkraft radial nach innen gleiten und das Losrad von der Welle entkoppeln.
2. Anschließend dreht sich das Wähl-Zahnrad um einen definierten Winkel von 60° (bei drei Synchronstiften pro Losrad), so dass die Nockenstange unabhängig von ihrer gegenwärtigen Drehzahl um 60° zur Getriebewelle verdreht wird.
3. Erneut bewegt sich die Nockenstange durch Drehen des Schalt-Zahnrades axial bis der entsprechende Nocken an die gewählte Position vor den Synchronstiften des zu koppelnden Losrades verfahren wurde. Die Nocken besitzen axiale Nuten, die ein Vorbeifahren an nicht gewählten Synchronstiften erlauben.
4. Nun wird die 60° -Drehung der Nockenstange durch Drehen des Wähl-Zahnrades in entgegengesetzter Richtung wieder rückgängig gemacht.
5. Im letzten Schritt wird die Nockenstange erneut axial bewegt und der Kopplungsvorgang zum Abschluss gebracht indem die Synchronstifte vom Nocken entlang der Nockenkontur radial nach außen geschoben werden.

Die Dauer eines so realisierten Schaltvorganges liegt aufgrund der komplizierteren Kinematik vermutlich über der eines Gangwechsels beim in Bild 4.8 gezeigten Getriebe.

Gemäß der Anforderungsliste aus Kapitel 3 soll das Getriebe auch als Handschaltgetriebe ausführbar sein. Zu diesem Zweck dient der in Bild 4.10 dargestellte Entwurf einer rein mechanischen Nockenstangenbetätigung.

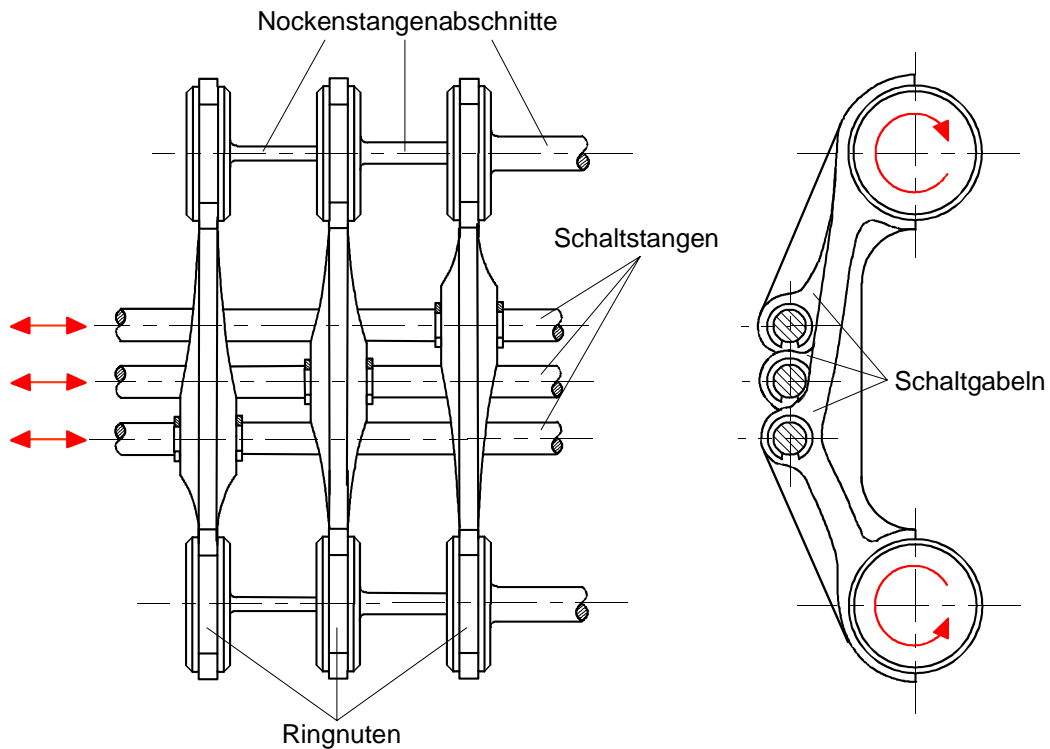


Bild 4.10: Entwurf einer Schaltmechanik für ein klapper- und rasselgeräuschfreies Handschaltgetriebe in Front-/Querbauweise

Die gezeigte Mechanik ersetzt dabei die sechs Aktuatoren aus Bild 4.8. Die Nockenstangenabschnitte wurden dabei insofern verändert, als dass die Verzahnungen entfernt und durch Scheiben mit Ringnuten ersetzt wurden. In diese Ringnuten greifen Schaltgabeln ein, die ihrerseits mit Schaltstangen verbunden sind.

Die Schaltgabeln können durch axiale Bewegung die einzelnen Nockenstangenabschnitte so axial hin- und herbewegen, dass deren Nocken die Kopplung oder Entkopplung eines bestimmten Zahnrades bewirken. Die Schaltgabeln selbst sind fest mit den Schaltstangen verbunden wie sie aus herkömmlichen Handschaltgetrieben bereits bekannt sind, /1, 81-89/. Dieser Entwurf setzt voraus, dass beide Nockenwellen synchron bewegt werden sollen. Die Baulänge eines so handgeschalteten Getriebes unterscheidet sich dabei nur unwesentlich von der des in Bild 4.8 gezeigten Getriebes.

5 Konstruktive Ausführung der Schaltungen

Inhalt des letzten Schrittes eines systematischen Konstruktionsprozesses ist die Ausarbeitung des Entwurfes zu Fertigungsunterlagen, oftmals begleitet von einem Zwischenschritt, der Erstellung eines 3D-CAD-Modells. Begleitet wurde dieser Konstruktionschritt von überschlägigen Berechnungen im Sinne der Grobdimensionierung und Auslegung.

5.1 Konstruktive Ausführung der Synchronstiftschaltung

Die überschlägigen Berechnungen zeigten unter anderem, dass eine Rückführung des Synchronstiftes radial nach innen beim Entkoppeln eines Zahnrades mittels der ursprünglich vorgesehenen Feder den Einbau von zu steifen Federn zum Ausgleich der Fliehkräfte bei hohen Wellendrehzahlen zur Folge hätte. Dadurch wären die Schaltkräfte sehr hoch und zu den auftretenden Synchronisierkräften unverhältnismäßig geworden. Aus diesem Grund wurde auf eine Kulissenführung übergegangen. Um einen Eindruck von der Anordnung der inneren Schaltelemente in Verbindung mit den Komponenten der Synchronstiftschaltung zu gewinnen, ist in Bild 5.1 die Explosionsdarstellung einer Getriebewelle mit zwei darauf angeordneten Losrädern, Synchronringen und den inneren Schaltelementen der Schalteinrichtung abgebildet, /90/.

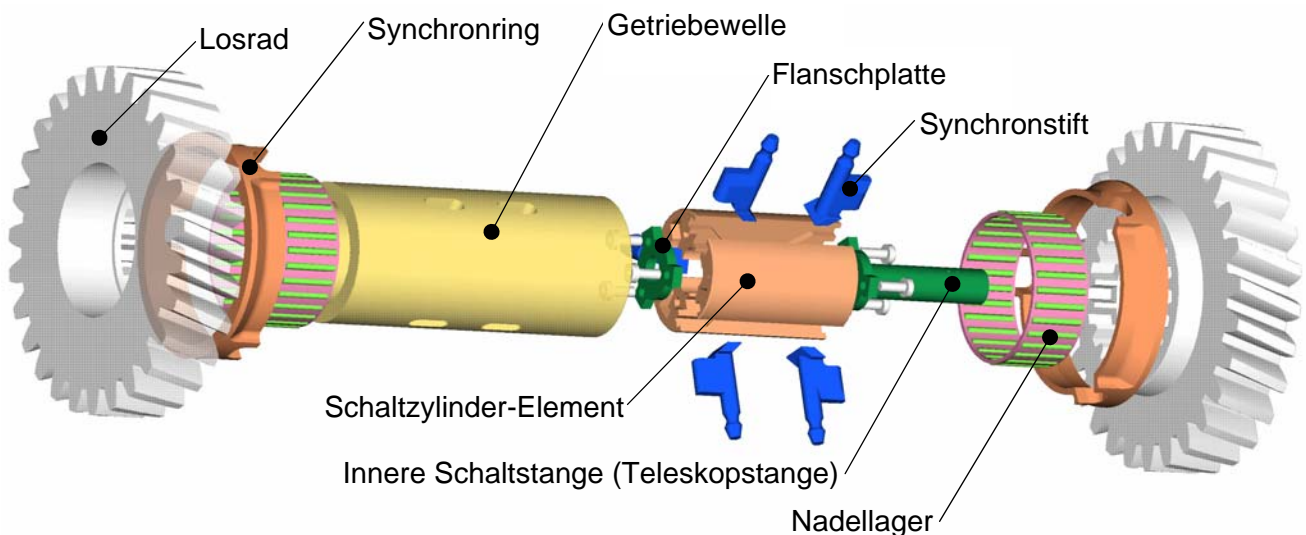


Bild 5.1: Modellhafte Ausführung zweier benachbarter Losrädern mit Koppeleinrichtung und inneren Schaltelementen (Explosionsdarstellung)

Anhand der oben dargestellten Abbildung lässt sich die Funktion des Synchronstift-Verschiebemechanismus anschaulich erläutern. In den jeweils als Hohlwelle gestalteten Getriebewellen sind

zentrisch die aus drei Elementen bestehenden, mittels Flanschplatten zusammengefügt Schaltzylinder axial verschiebbar gelagert. Diese Schaltzylinder enthalten Schalnuten mit einem wannenförmigen Verlauf, siehe Bild 5.2. Die Synchronstifte, von denen jeweils drei gleichmäßig über den Umfang verteilt sind, tragen an ihren Unterseiten rautenförmige Gleitelemente, die in diese Schalnuten eingreifen. Die Hohlwellen sind mit Langlöchern versehen, in denen die Synchronstifte derart fixiert werden, so dass sie nur noch den Freiheitsgrad in radialer Richtung besitzen.

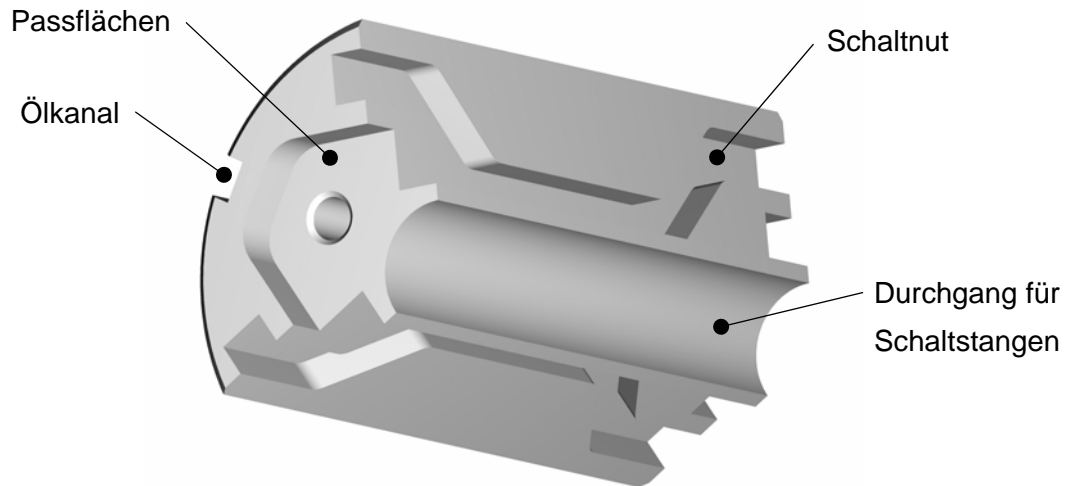


Bild 5.2: Schaltzylinder-Element mit wannenförmiger Schaltnut

Wird nun ein Schaltzylinder in axialer Richtung bewegt, so folgen die Gleitelemente dem Verlauf der Schalnuten, was bedeutet, dass die Synchronstifte an der Stelle, an der die Nut radial nach außen verläuft, ebenfalls radial nach außen gedrückt werden. Die trapezförmigen Gleitelemente sind der Schaltnut des Schaltzylinders optimal angepasst, so dass, egal ob ihre aktuelle Position im horizontalen oder im schrägen Abschnitt der Schaltnut liegt, immer eine Flächenberührung zwischen Gleitstein und Schaltnut vorliegt und somit die durch die Schaltkraft erzeugte Pressung zwischen den beiden Wirkpartnern auf einem niedrigen Niveau gehalten werden kann. Die drei Komponenten des Schaltzylinders werden an der Stirnseite mit Hilfe von Flanschplatten verschraubt, die bündig in entsprechende Vertiefungen eingepasst sind. Die Seitenflächen dieser Vertiefungen dienen als Lagesicherung für die Flanschplatten, so dass die drei Schaltzylinderkomponenten in einer exakt zueinander definierten Position zusammengebaut werden können. Die Aufteilung der Schaltzylinder in drei Elemente hat fertigungstechnische Gründe. Zum einen erscheint es unverhältnismäßig aufwändig, die Schalnuten in ausreichender Genauigkeit in einen aus einem Stück bestehenden Schaltzylinder zu fräsen und zum anderen muss eine Härtung

Die Welle nimmt die Zahnräder sowie die zugehörigen Synchronseinheiten auf. Sie verfügt, wie in Bild 5.4 zu erkennen, über insgesamt 18 T-förmige Ausfräsungen für die Synchronstifte sowie vier abgesetzte Abschnitte, die als Lagersitz fungieren. Zusätzliche radiale Bohrungen dienen der Ölversorgung und dem Ölaustausch zwischen innen- und außenliegenden Bauteilen.

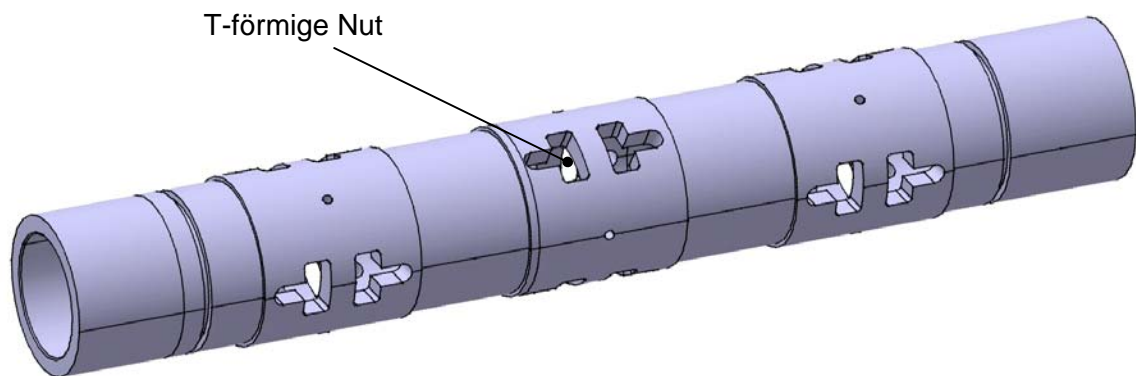


Bild 5.4 Getriebewelle mit T-förmigen Nuten zur Aufnahme der Synchronstifte

Insbesondere bei der Getriebewelle, die in ihrer auskonstruierten Form durch die zahlreichen differenziert gestalteten Nuten offensichtlich eine erhebliche Kerbwirkung aufweist, war eine weitergehende Untersuchung hinsichtlich der Festigkeit von Interesse und wird hier exemplarisch vorgestellt. Hierzu wurde eine Analyse mittels der Finite-Elemente-Methode FEM durchgeführt.

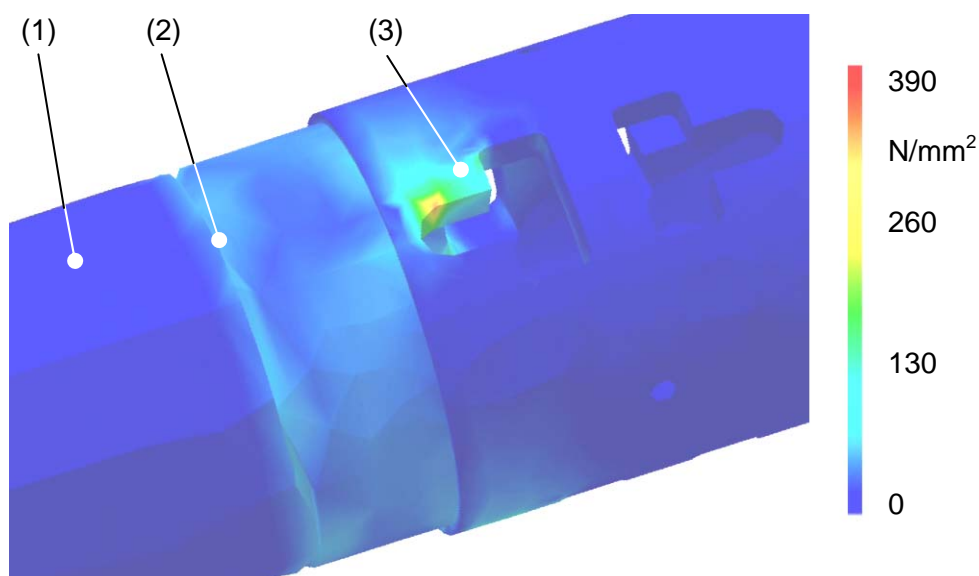


Bild 5.5 Getriebewelle mit T-förmigen Nuten zur Aufnahme der Synchronstifte und markierten Stellen für die überschlägige Festigkeitsberechnung

Als Belastung wurde eine Kraft an den Zähnen eines Zahnrades gewählt, die sich über die Synchronstifte an der Welle abstützen und in einer Drehmomentbeaufschlagung von 300 Nm der Getriebewelle resultieren. Die daraus resultierenden Spannungen sind in Bild 5.5 dargestellt. Mit einem Hauptaußendurchmesser von 40 mm und einem Innendurchmesser von 30 mm kann die Welle bei Verwendung des Werkstoffes 16MnCr5 als typischen Wellenwerkstoff für Fahrzeuggetriebe mit einer Streckgrenze von $R_{p0,2} = 630 \text{ N/mm}^2$ stationär ca. 1200 Nm mit ausreichender Sicherheit übertragen, vgl. Bild 5.5, Stelle (1), /91/. Im Bereich der Sicherungsringnuten, vgl. Bild 5.5, Stelle (2), sinkt diese Übertragungsfähigkeit auf ca. 750 Nm, da sich der Außendurchmesser auf 36,5 mm im Nutgrund für einen Sicherungsring verringert. Die höchsten Bauteilspannungen bei stationärer Belastung treten an der Stelle (3) auf, vgl. Bild 5.5. Die abgebildete Nut weist im Vergleich zu den anderen beiden Nuten am Umfang die höchsten Belastungen auf. Grund hierfür ist die Querkraftkomponente, die resultierend aus der Gestaltung der Krafteinleitung an der Verzahnung des Losrades an dieser Nut die höchsten Spannungen hervorruft. Der Spitzenwert liegt bei 362 N/mm^2 . Unter Berücksichtigung des verwendeten Wellenwerkstoffes liegt dieser Wert zwar unter der Torsionsschwellfestigkeit von 436 N/mm^2 , allerdings wird hier bereits deutlich, dass eine aufwändigere dynamische Betrachtung der Lastfälle vonnöten ist, um letztlich abgesicherte Aussagen zur Festigkeit machen zu können. Für die geplante Anwendung auf dem IMA Klapper- und Rasselprüfstand, vgl. Kap. 6, ist die vorliegende Dimensionierung jedoch vollkommen ausreichend.

Das Herzstück der Synchronstiftschaltung bildet der Synchronstift, der auf seinem Passfeder-Abschnitt den Formschluss mit dem Losrad herstellt und zusätzlich eine Einrichtung zur Betätigung der Synchronisierereinrichtung besitzt. Im Laufe der Entwicklung dieses Koppelprinzips wurde den Bedenken hinsichtlich der Entstehung von Synchronringklappern soviel Bedeutung beigemessen, dass das Ergreifen von zusätzlichen Maßnahmen zur Vermeidung dieses Phänomens notwendig wurde. Aus diesem Grund wurde der Kopfbereich des ursprünglich entworfenen Synchronstiftes so umkonstruiert, dass ein zusätzlich eingefügter Gleitstein mittels Federkraft eine stetige Axialkraft auf den Synchronring ausübt und auf diese Weise ein geringes Reibmoment erzeugt, dessen bewirkte Verspannung des Synchronrings gegenüber dem Gleitstein ausreichen soll, um Synchronringklappern zu unterbinden. Ein derartiges Wirkprinzip und ähnliche für herkömmliche Synchronisierungen ist bereits bekannt und wurde in der Vergangenheit auf seine Wirksamkeit hin untersucht, /92-103/. In Bild 5.6 sind die Einzelteile des „neuen“ Synchronstiftes, im Folgenden Synchronbolzen genannt, dargestellt, /104/. Der Zusammenbau eines Synchronbolzens besteht aus (von links nach rechts auf Bild 5.6) einem Gleitstein, einer Feder, einem Zylinderstift, sowie dem Grundkörper. Der Gleitstein ist drehbar im Stift gelagert und wird mittels der Feder wie oben

beschrieben leicht an die Gleitfläche des Synchronrings angepresst. Die Form des Gleitsteines und der zugehörigen Gegenlauffläche am Synchronring ist auf die Überlegungen zur Wirkungsweise der Sperrwirkung der Synchronisierung zurückzuführen. Beim radialen Verfahren des Gleitsteines wird der Synchronring aufgrund seiner Formschräge axial gegen das Losrad gepresst.

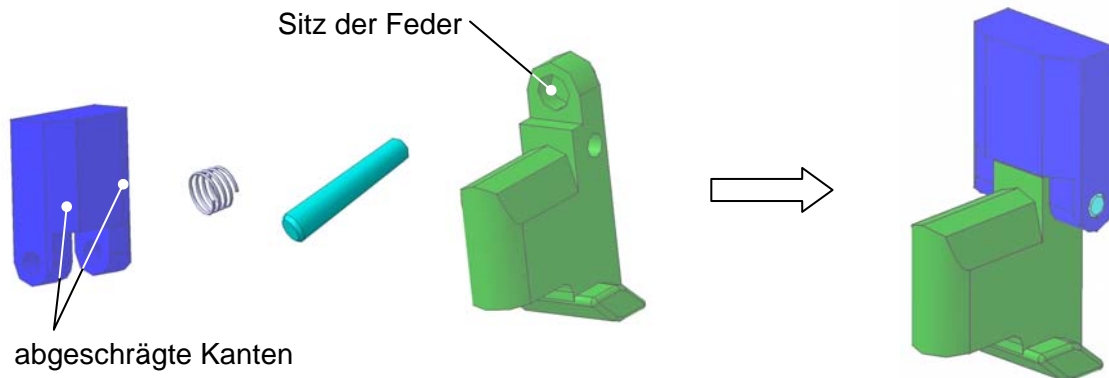


Bild 5.6: Gleitstein, Feder, Zylinderstift und Grundkörper (v.l.n.r.) bilden den Synchronbolzen

Das so erzeugte Reibmoment zwischen Losrad und Synchronring sorgt für eine Anpressung einer der abgeschrägten Kanten der Gleitsteine gegen den Synchronring in tangentialer Richtung und wirkt so einem weiteren radialen Ausschleiben des Synchronbolzens entgegen. Damit wird die Sperrwirkung erreicht. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass der Sperrmechanismus einer herkömmlichen Synchronisierung nach dem System Borg-Warner grundsätzlich übertragen wurde. Die einzelnen Kraftvektorrichtungen wurden lediglich in Abstimmung mit der Konstruktion geändert. Die Reibfläche an einem Losrad und ein zugehöriger Synchronring sind in Bild 5.7 modellhaft dargestellt.

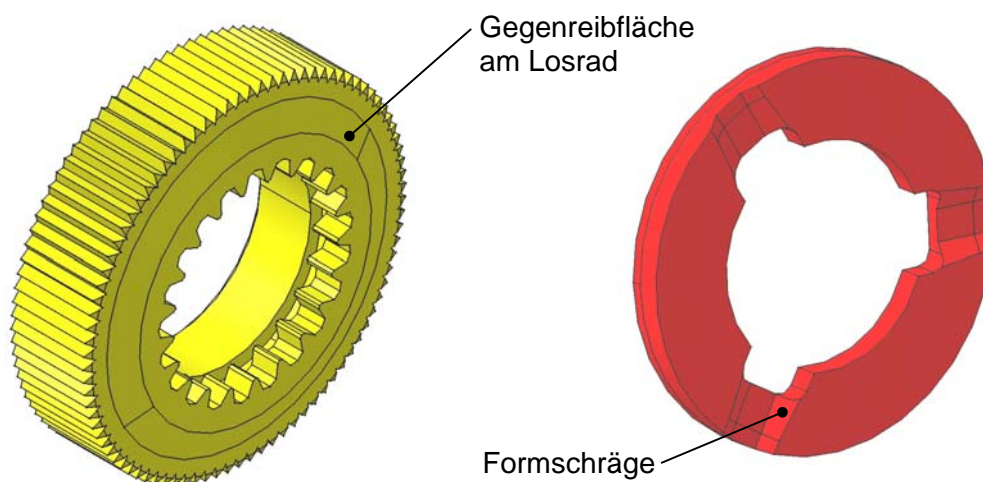


Bild 5.7: Modellhafte Darstellung eines Losrades (links) und eines Synchronrings (rechts)

Die drei jeweils um 120° versetzten Aussparungen am Synchronring sind notwendig um Kollisionen mit den Synchronbolzen zu vermeiden. Zur besseren Visualisierung des oben beschriebenen radialen Verfahrweges der Synchronbolzen sind in Bild 5.8 zwei Aufnahmen eines aufgebauten Losrades mit Synchronisierung gemäß der Synchronstiftschaltung eingefügt. Sie zeigen links den entkoppelten und rechts den gekoppelten Zustand. Die Aufnahmen entstanden beim Aufbau des Versuchsträgers, der in Kapitel 6 vorgestellt wird. Deutlich zu erkennen sind im entkoppelten Zustand die Formnuten im Synchronring für die Gleitsteine sowie den geringen axial beanspruchten Bauraum. Hinsichtlich des Massenträgheitsmomentes der Synchronringe existiert noch Verbesserungspotential durch Materialwegnahme in den Bereichen zwischen den Gleitsteinen auf der dem Losrad abgewandten Seite.

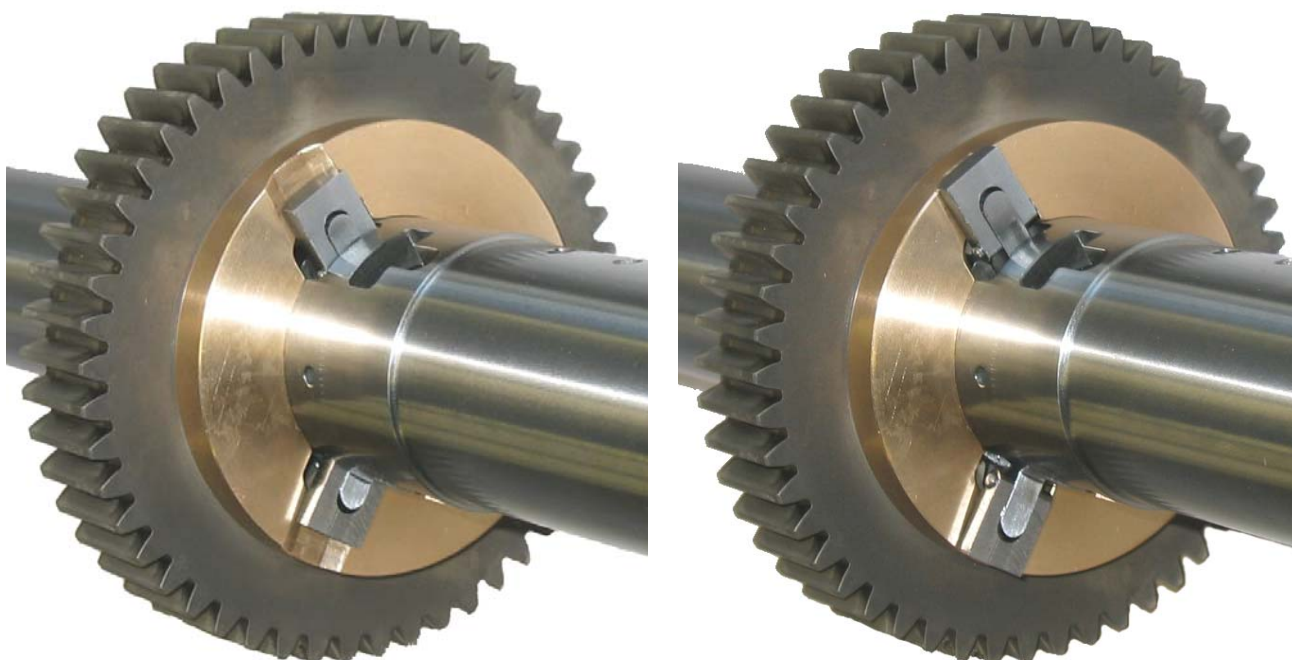


Bild 5.8: Losrad und Synchronstiftschaltung im entkoppelten (links) und gekoppelten Zustand (rechts)

5.2 Konstruktive Ausführung der Passfederschaltung

Auch das in Kapitel 4 beschriebene und in der Auswertung in Tabelle 4.6 unterlegene Koppelprinzip der Passfederschaltung wurde im Rahmen dieser Arbeit auskonstruiert und begutachtet. Ein 3D-CAD-Modell der Schaltung für zwei benachbarte Losräder zeigt Bild 5.9, /105/. Die Federn zur Unterstützung des radialen Ausfahrens der Passfedern sind aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht dargestellt. In dieser Ansicht ist gerade im Vergleich zu Bild 5.8 der Nachteil des axial wesentlich größeren benötigten Bauraumes zu identifizieren. Gleichzeitig ist der

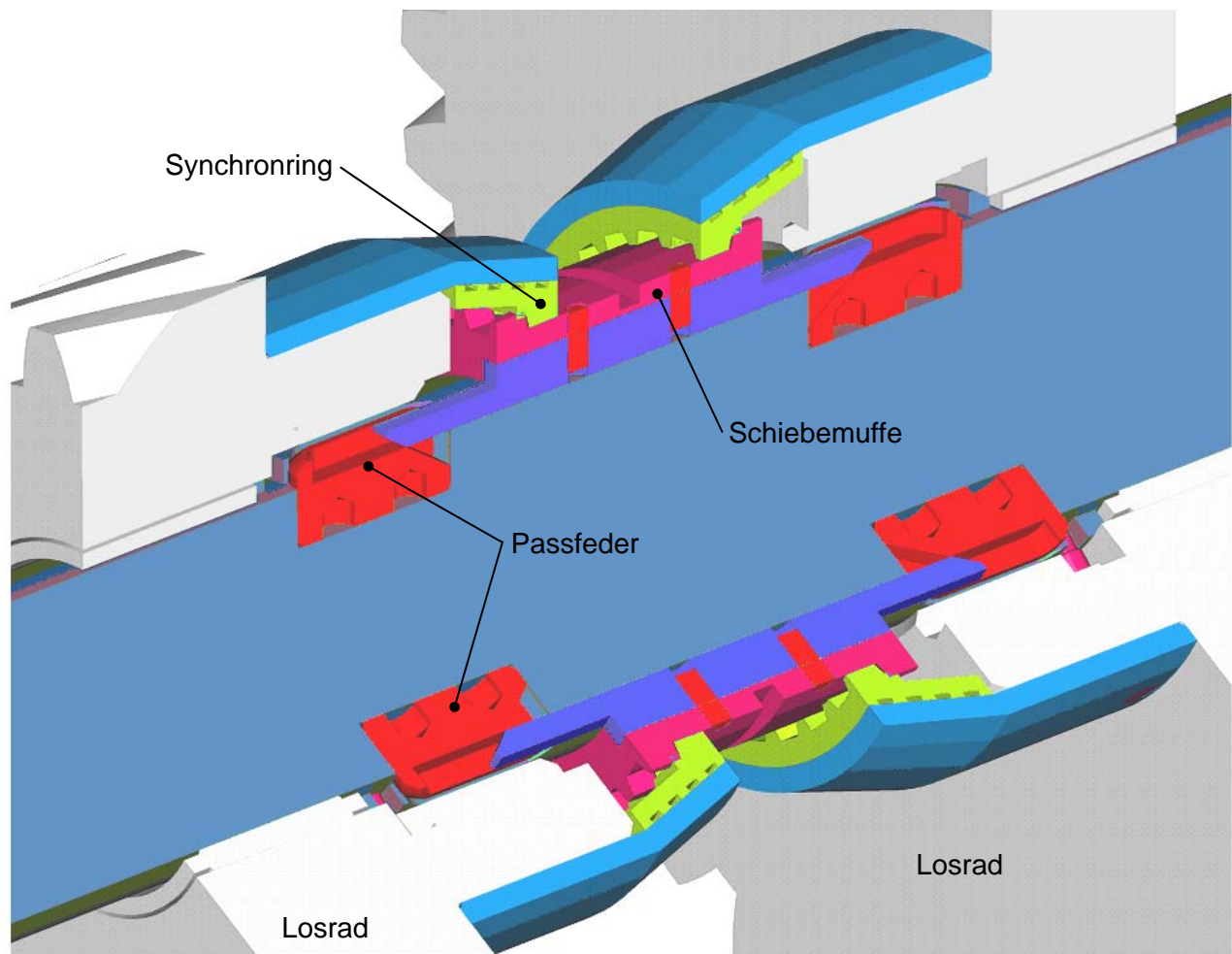


Bild 5.9. 3D-CAD-Darstellung der Passfederschaltung

Vorteil der geringen an großen Umfängen befindlichen Massen und damit des günstigen Massenträgheitsmoments zu erkennen. Bei Betrachtung des Bereichs der Dachschrägen an den Synchronringen wird offensichtlich, dass hier das System der Borg-Warner-Synchronisierung invertiert wurde. Aus diesem Grund kann auch gesagt werden, dass die Passfederschaltung im direkten Vergleich keine prinzipbedingten Vorteile hinsichtlich des Synchronringklapperns besitzt. Allerdings ließen sich auch hier, ähnlich wie in /50/ für das System Borg-Warner beschrieben, dünne Wellfedern zwischen Losrad und Synchronring einbringen, die durch die leichte axiale Anpressung des Synchronrings an die Gegenreibfläche ein Synchronringklappern gleichermaßen wirksam reduzieren können.

Das zur Betätigung der Schiebemuffe notwendige Schaltzeug bestehend aus Schaltgabeln und zugehörigen Schaltstangen, Lagerungen, Arretierungen und Durchführungen zur äußeren Schaltung kann bei diesem Prinzip weitgehend von heutigen Ausführungsformen für herkömmliche Handschaltgetriebe oder automatisierte Getriebe übernommen werden. Lediglich die Schaltgabeln selbst müssen in ihrer Form den Schiebemuffen angepasst werden.

6 Messungen am KURF-Prototyp-Getriebe

Um die theoretischen Überlegungen der vorausgegangenen Kapitel auf ihre Richtigkeit hin und die Wirkungsweise der im Vorgängerkapitel erläuterten Synchronstiftschaltung überprüfen zu können, bedarf es der experimentellen Untersuchung. In diesem Kapitel werden die experimentellen Ergebnisse vorgestellt, die mit einer singulären Zahnradpaarung mit Synchronstiftschaltung gewonnen wurden.

6.1 Versuchseinrichtungen und Versuchsablauf

Die Akustik- und Schleppmomentmessungen an den aufgebauten KURF-Getriebeprototypen wurden im Schwingungslabor des Institutes für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart auf dem für diesen Zweck eingerichteten Klapper- und Rasselgeräuschprüfstand durchgeführt.

6.1.1 Akustikmessungen

Im Vorfeld dieser Arbeit wurden umfangreiche Modernisierungsmaßnahmen insbesondere hinsichtlich der Messtechnik durchgeführt; die Prüfumgebung ist im Folgenden beschrieben. Der prinzipielle Aufbau ist in Bild 6.1 dargestellt. Das Grundgerüst besteht aus einer Stahlträger-Schweißkonstruktion, das auf Luftfedern auf dem Maschinenbett montiert ist, welches wiederum über Federelemente vom Fundament schwingungsentkoppelt ist. Dadurch wird eine sehr niedrige Eigenfrequenz des gesamten Prüfaufbaus erzielt. Dies ist für die Elimination von unerwünschten Schwingungsanregungen von großer Wichtigkeit. An dieses Grundgerüst wird unter Zuhilfenahme einer Adapterplatte das Prüfgetriebe montiert.

Antriebs- und Abtriebseinheit bestehen aus baugleichen hochdynamischen bürstenlosen permanentmagneterregten Synchronmotoren mit einer Leistung von jeweils 12 kW und einem Nennmoment von ca. 30 Nm, wobei das kurzzeitig erreichbare Spitzendrehmoment gemäß der Charakteristik von elektrischen Synchronmaschinen mehr als doppelt so hoch ist. Die hohe Dynamik wird dabei von einem geringen Massenträgheitsmoment des Rotors von lediglich $5 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$ unterstützt. Ohne Prüfgetriebe sind somit Winkelbeschleunigungsamplituden von mehr als 6000 rad/s^2 einstellbar. Die Antriebsmaschine ist zur Abbildung sowohl von typischen verbrennungsmotorischen, als auch von synthetisch generierten sinusförmigen Drehzahlverläufen drehzahl geregelt.

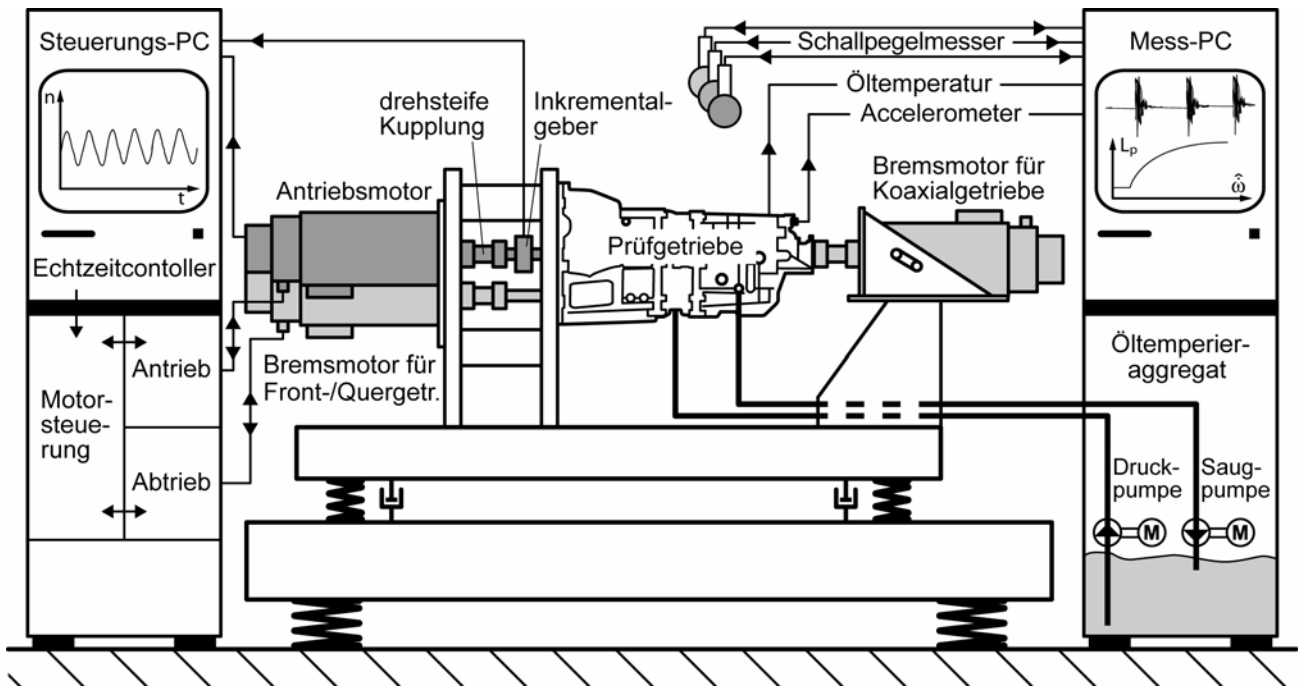


Bild 6.1: Prinzipieller Aufbau des Klapper- und Rasselgeräuschprüfstandes am Institut für Maschinenelemente IMA der Universität Stuttgart

Die Abtriebsmaschine ist zur Einstellung eines definierten Bremsmoments drehmomentgeregelt. Sie wird ausschließlich bei Rasselgeräuschuntersuchungen eingesetzt. Für Messungen im Leerlauf wird der Abtrieb blockiert, für Rasselgeräuschmessungen wird gleichmäßig ein Bremsmoment von 20 Nm angelegt. Dieses Moment, dessen Höhe auf Erfahrungswerten beruht, spannt das Getriebe vor, so dass die Zahnflanken der geschalteten Räder anliegen und keine Rasselgeräusche produzieren können. Diese Anordnung erlaubt einen Betrieb des Prüfstandes in beiden Leistungsflussrichtungen, d.h. auch im Schubbetrieb, wobei die Änderung der Regelungsart der Maschinen lediglich einen geringen Aufwand darstellt. Beide Motoren werden über Metallbalgkupplungen mit dem Prüfling verbunden. Sie sind torsionssteif, spielfrei und gleichen geringe Achs- und Winkelversätze aus.

Zur Bedienung der E-Maschinen wird ein PC-gestütztes Steuerungssystem verwendet, welches sowohl die Drehzahl-Sollwertvorgabe als auch die Darstellung des Drehzahl-Istsignals in Echtzeit gewährleistet. Letzteres wird durch einen separat auf der Getriebeeingangswelle montierten Inkrementalgeber zur Verfügung gestellt, um den exakten Drehzahlverlauf am Getriebeeingang ohne die Störeinflüsse der übrigen rotierenden Teile vor dem Getriebe überwachen zu können. Zur qualitativen Identifikation der Klappergrenze wird am Prüfling ein Beschleunigungssensor montiert, dessen analoges Signal ebenfalls vom Steuerungssystem erfasst und in Echtzeit dargestellt wird. Der emittierte Luftschalldruckpegel wird üblicherweise mit drei Luftschalldruckpegelmessgeräten mit

einer Abtastrate von 10 Hz aufgezeichnet. Dabei sind die Mikrofonköpfe jeweils 1000 mm von der Getriebegehäuseoberfläche, mittig zum gesamten Radsatz, entfernt und im rechten Winkel entlang den Achsrichtungen +Y, -Y und +Z positioniert, /13, 14/, vgl. Bild 6.2. Durch die Wahl des Mikrofonabstandes werden per Definition Fernfeldmessungen durchgeführt, was den Einfluss von störenden Reflektionen beispielsweise durch den Bediener des Messgerätes reduziert. Zudem sind das Prüfstandsbett sowie nahe reflektierende Flächen mit schallabsorbierenden Matten bedeckt.

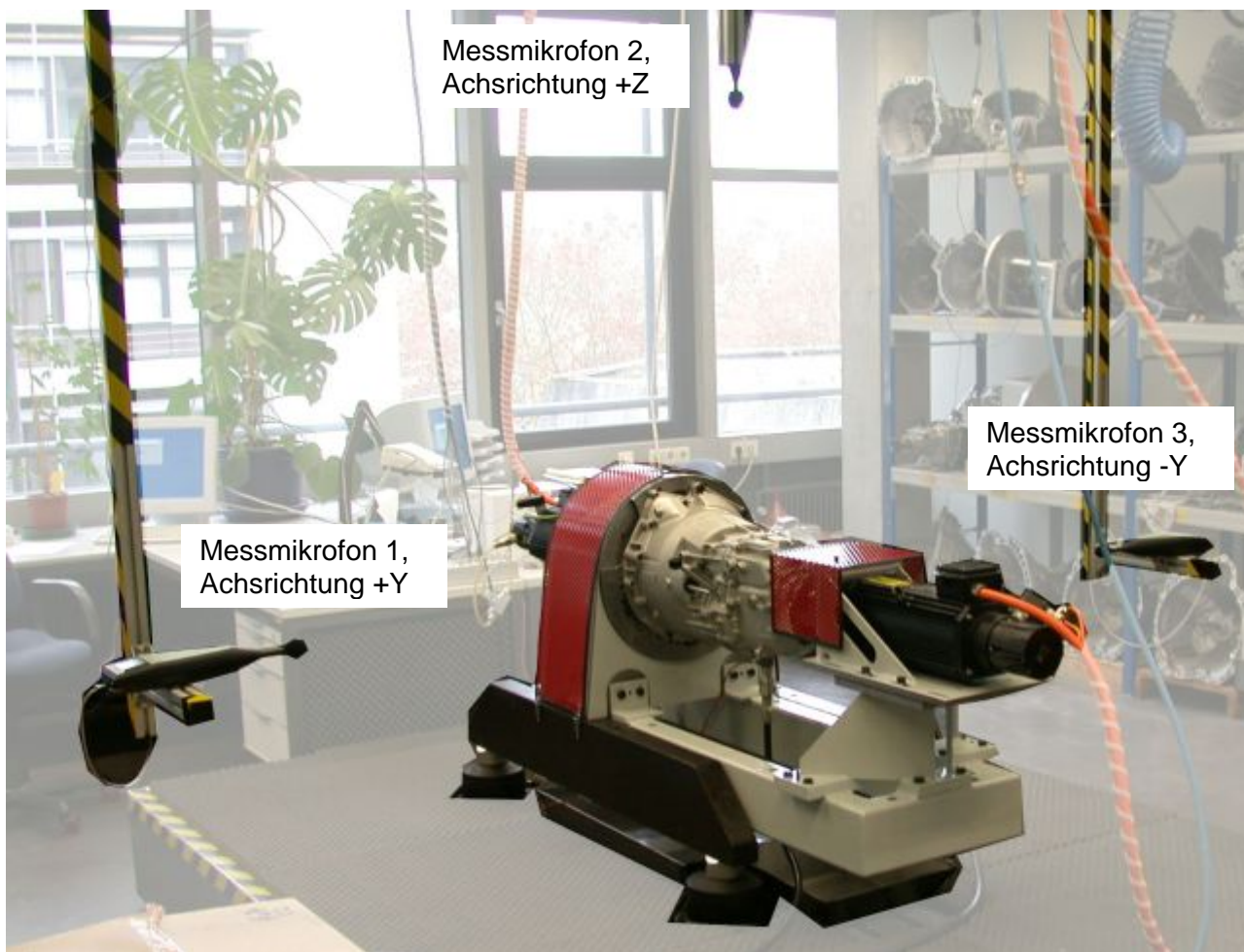


Bild 6.2: Prüfaufbau mit drei Messmikrofonen in den Achsrichtungen +Y, -Y und +Z

Diese Anordnung bringt einen vermeintlichen Nachteil mit sich: Aufgezeichnet wird nicht nur der vom Prüfling emittierte Luftschalldruck, sondern auch der sämtlicher anderer in der Umgebung befindlicher Schallquellen, insbesondere der Antriebsmotoren. Hierzu ist zunächst anzumerken, dass vor jeder Messung der Grundschalldruckpegel über den Zeitraum von 10 Sekunden gemessen wird, um eine Relation zu den gemessenen Schalldruckpegelwerten im weiteren Verlauf der Messung zu ermöglichen. Ein höherer Grundschalldruckpegel wird dabei in erster Linie von einer höheren

Grunddrehzahl der Antriebsmaschine verursacht. Des Weiteren wird die Position aller maßgeblichen Reflektionsflächen nach Möglichkeit und für die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit gar nicht verändert. Um den Einfluss sämtlicher Fremdschallquellen zu eliminieren, eignet sich in besonderem Maße die Methode der Messung der Schalleistung P_{Schall} , /106/.

Hierzu wird um die zu messende Schallquelle ein virtueller Messraum, z.B. eine Halbkugel oder ein Quader, gelegt und an mehreren definierten Stellen dieser Hüllfläche $A_{\text{Hüll}}$ Messungen vorgenommen. Die Messergebnisse werden über den formelmäßigen Zusammenhang

$$P_{\text{Schall}} = \int \vec{I}_{\text{Schall}} \cdot \vec{dA}_{\text{Hüll}} \quad (6.1)$$

zu einer Schalleistung verrechnet. In der in Gleichung 6.1 enthaltenen Schallintensität I_{Schall} ist der gemessene Luftschalldruck p und die Schallschnelle v enthalten, Gleichung 6.2:

$$\vec{I}_{\text{Schall}} = p \cdot \vec{v} \quad (6.2)$$

Mit dieser Methode lassen sich unterschiedlichste Getriebe in ihren Absolutwerten miteinander vergleichen. Allerdings hat sich im Rahmen einer begleitenden Untersuchung gezeigt, dass das Verfahren sehr aufwändig und zeitintensiv ist, weshalb die Methode der reinen Luftschalldruckmessung ihre Berechtigung hat, /106/. Hier muss lediglich darauf geachtet werden, dass die Messergebnisse unterschiedlicher Getriebe nur relativ miteinander verglichen werden können, sofern sie unter gleichen Bedingungen gewonnen wurden. Während der Messungen hat sich zudem gezeigt, dass die Signale der drei Messmikrofone bedingt durch das geringfügig unterschiedliche Abstrahlverhalten des Getriebegehäuses nur marginal voneinander abweichen. Da die Auswirkungen der getroffenen Maßnahmen in dieser Arbeit von grundsätzlicher Natur sind, vgl. Kap. 5, wurde daher jeweils nur eines der drei Messmikrofone ausgewertet. Ferner bietet mindestens eines der Messmikrofone die Möglichkeit, den emittierten Schall für spätere Frequenzanalysen und -spektren als Soundfile im Format „wav“ aufzuzeichnen. Der emittierte Luftschalldruck wird stets A-bewertet aufgezeichnet, da die Klapper- und Rasselgeräusche direkt vom menschlichen Ohr wahrgenommen und beurteilt werden und es sich wie eingangs erwähnt in erster Linie um ein Komfortproblem handelt.

Zur Einstellung von realitätsnahen Betriebsbedingungen bietet die Prüfeinrichtung ferner die Möglichkeit, das Getriebeöl in einem externen Aggregat zu temperieren. Da die Viskosität des Öls stark temperaturabhängig ist und erheblichen Einfluss auf das Klappergeräuschniveau hat, ist die Möglichkeit zur Variation dieses Getriebeparameters von entscheidender Bedeutung. Im Zuge dessen kann auch die Lage des Ölspiegels durch Variation der Ölmenge im Getriebe und durch Verkippen des Prüfgerüsts gezielt eingestellt werden.

Die Akustikmessungen wurden mit einer Anregungsrampe mit 300 Sekunden Dauer durchgeführt. Nach zehn Sekunden gleichmäßigem, drehzahlstabilem und anregungsfreiem Lauf steigt die Rampe von 0 bis auf eine Winkelbeschleunigungsamplitude von 2000 rad/s^2 linear an. Diese Anregungsrampe ist ausreichend flach, um nicht die gewünschte Anregung des Getriebes durch zusätzliche dynamische Effekte zu beeinflussen. Gemessen wurde jeder Prüfling bei 25°C und 75°C , jeweils $\pm 1^\circ\text{C}$, Öltemperatur und bei Grunddrehzahl von 800 1/min , was einer typischen Leerlaufdrehzahl eines Verbrennungsmotors entspricht. Nach jeder Messung wird das Öl sowohl im kalten wie auch im warmen Zustand zum Zweck der Nachtemperierung kontinuierlich umgewälzt, damit eine gleich bleibende Temperatur die Vergleichbarkeit der Ergebnisse sicherstellt. Während der Messungen müssen das Heizaggregat und die Pumpe ausgeschaltet bleiben, da sie Geräuschemissionen verursachen und damit ein konstanter Ölspiegel gewährleistet wird. Ölströmungen, die möglicherweise das Ergebnis verfälschen könnten, sollen mit dem Abschalten ebenfalls ausgeschlossen werden.

6.1.2 Schleppmomentmessungen

Für die Schleppmomentmessungen wurde der Prüfstand jederzeit reversibel umgebaut. Zwischen Antriebsmotor und Getriebe wurde eine Zweibereichs-Drehmomentmesswelle vom Typ Lorenz DR-2208 eingebaut. Die Messungen wurden unbelastet, also ohne angeflanschten Bremsmotor und mit frei mitdrehendem Getriebeabtriebsflansch (im Leerlauf fixiert) durchgeführt. Auf diese Weise wird die Summe aller Getriebeschleppmomente direkt gemessen. Auch für die Messungen der Schleppmomente wurde eine Rampe für das Steuergerät zur Sollwertvorgabe programmiert. In diesem Fall wurde jeweils die Drehzahl der Getriebeeingangswelle anregungsfrei von 0 auf 2.500 1/min über einen Zeitraum von 300 Sekunden gesteigert. Durch diesen langsamen Anstieg wird versucht, einen quasistationären Zustand zu erreichen. Damit reduziert sich der systematische Fehler, entstanden durch das Beschleunigungsmoment gemäß dem Drallsatz, in weiten Bereichen jeder Messung auf unter 1 % des Messwertes.

Die verwendete Messnabe verfügt über zwei Messbereiche, wobei jedoch nur der erste von 0 bis 10 Nm für die Schleppmomentmessungen verwendet wurde. Die Messwertübertragung vom Rotor zu Stator ist berührungslos, digital und somit praktisch wartungsfrei und ohne systematische Signalverfälschung. Der Messaufnehmer hat die Genauigkeitsklasse „0,1“, was eine hinreichend gute Auflösung bietet, und hat eine Reproduzierbarkeit von $\pm 0,02 \%$, $/107/$.

6.2 Experimentalprüfgehäuse

Zum Zweck der experimentellen Beobachtung des Verhaltens des neu entwickelten Koppelmechanismus war die Konstruktion eines neuen Experimentalgetriebegehäuses notwendig geworden. Es stellt grundsätzlich eine Schweißkonstruktion aus einer Aluminium-Knetlegierung dar. Letztere wurde gewählt, um das Übertragungsverhalten von Fahrzeuggetrieben nicht seitens des Werkstoffes zu beeinflussen. Es wurde ein Achsabstand von 100 mm gewählt. Dieser ist zwar größer als übliche Achsabstände von ca. 75 bis 95 mm bei Pkw-Fahrzeuggetrieben, jedoch blieb auf diese Weise ein erweiterter Freiraum bei der Konstruktion des neuen Schaltmechanismus. Bild 6.3 zeigt eine 3D-CAD-Darstellung des Experimentalprüfgehäuses, /108-110/.

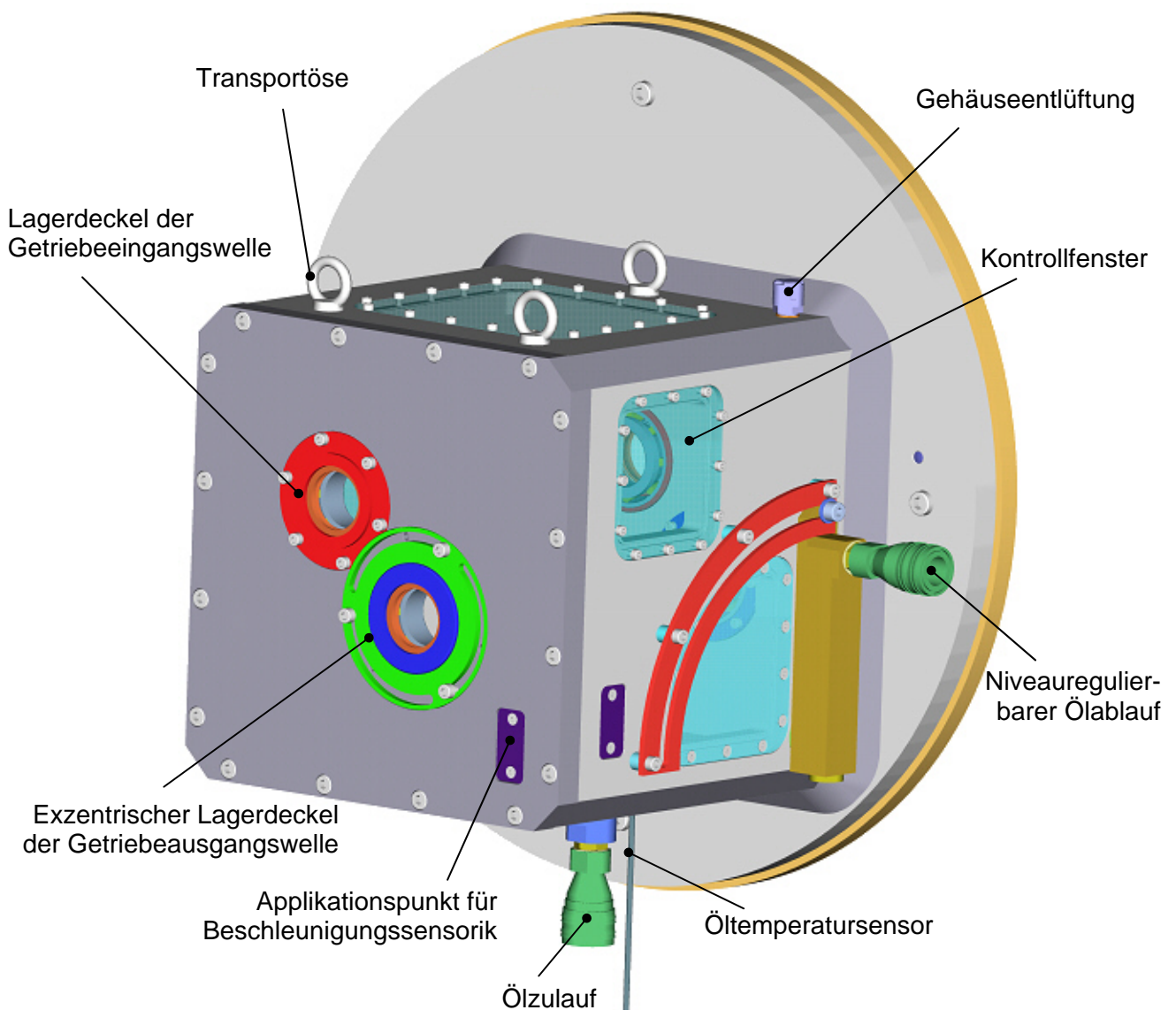


Bild 6.3: 3D-CAD-Darstellung des Experimentalprüfgehäuses EPG3

Mittels einer Adapterplatte werden das Gehäuse und somit zugleich die Bohrung für die Getriebeeingangswellenlagerung am Prüfstandsgerüst zentriert und montiert. Zahlreiche Plexiglasfenster ermöglichen die Beobachtung der Zahnräder, Wellen und der Schaltungsteile während dem Betrieb. Zudem bieten Sie die Möglichkeit, zusätzliche Messtechnik zum Einsatz im Inneren des Gehäuses aufzunehmen und stellen so eine Schnittstelle dar. Das Gehäuse ist so konzipiert und ausgeführt, dass es eine Getriebeeingangs- und eine Getriebeausgangswelle aufnehmen kann. Die Position der Getriebeeingangswelle bleibt dabei konstant, wohingegen die Lage der Getriebeausgangswelle achsparallel variiert werden kann. Dies wird durch eine exzentrische Aufnahme der Lageraußenringe ermöglicht, über die der Achsabstand und in der Folge das Verdrehflankenspiel der Zahnräder variiert werden kann. Der Ölspiegel im Getriebe wird durch die Wahl der Position des Ölablaufs eingestellt. Da das Öl nicht abgesaugt wird sondern aufgrund des Höhenunterschiedes zwischen Ölspiegel und Ölheizaggregat abläuft, stellt sich der Ölspiegel auf Höhe des tiefsten Punktes der Ölbohrung im Ausleger ein. Das Gehäuse wird mittels eines Entlüftungsbauteils wie es bei Serienfahrzeuggetrieben zum Einsatz kommt auf Atmosphärendruck gehalten. Schließlich werden an einem Gehäuseeck an drei aufeinander senkrecht stehenden Flächen Beschleunigungsaufnehmer geklebt. Sie dienen der Messung des Körperschalls, um Losteilstöße qualitativ zu identifizieren.

Für die Untersuchungen des neuen Koppelmechanismus auf sein Geräuschverhalten hin wurde exemplarisch eine einzelne Gangstufe bestehend aus zwei miteinander kämmenden Losrädern im EPG3 aufgebaut und nach erfolgreicher Funktionsüberprüfung zur Inbetriebnahme an das Prüfgerüst montiert. Zur Aufnahme des äußeren Schaltgestänges wurde eine leichte Trägerkonstruktion am rückwärtigen Gehäusedeckel, dargestellt in Bild 6.4 montiert.

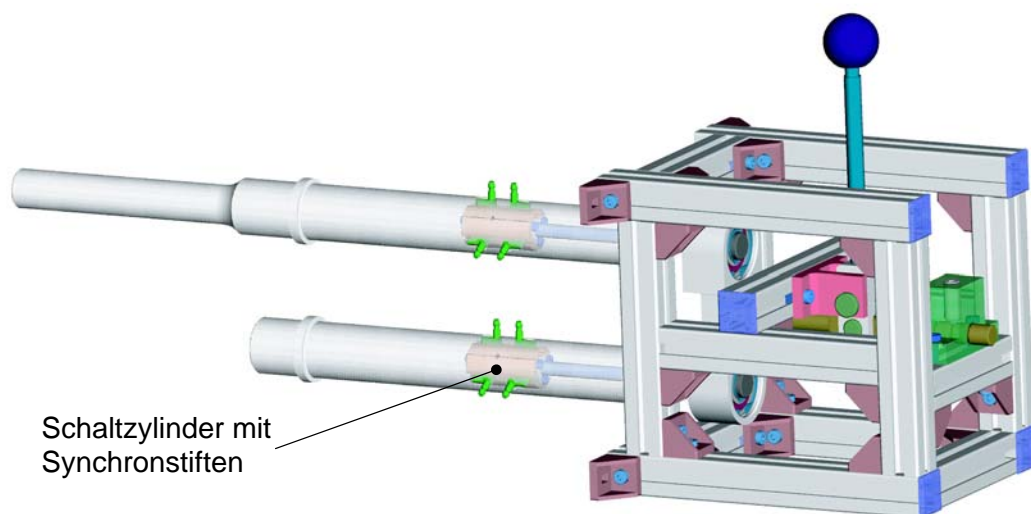


Bild 6.4 Trägerkonstruktion zur Aufnahme des äußeren Schaltgestänges am EPG3, Seitenansicht

Die Bilder 6.4 und 6.5 zeigen eine 3D-CAD-Ansicht der Baugruppe samt Getriebewellen und innerer Schaltung für zwei Zahnradpaare aus unterschiedlichen Ansichten. Für die im Folgekapitel vorgestellten Messergebnisse wurde genau eine Zahnradstufe eingebaut, um den störenden Einfluss einer zweiten Zahnradstufe zu eliminieren.

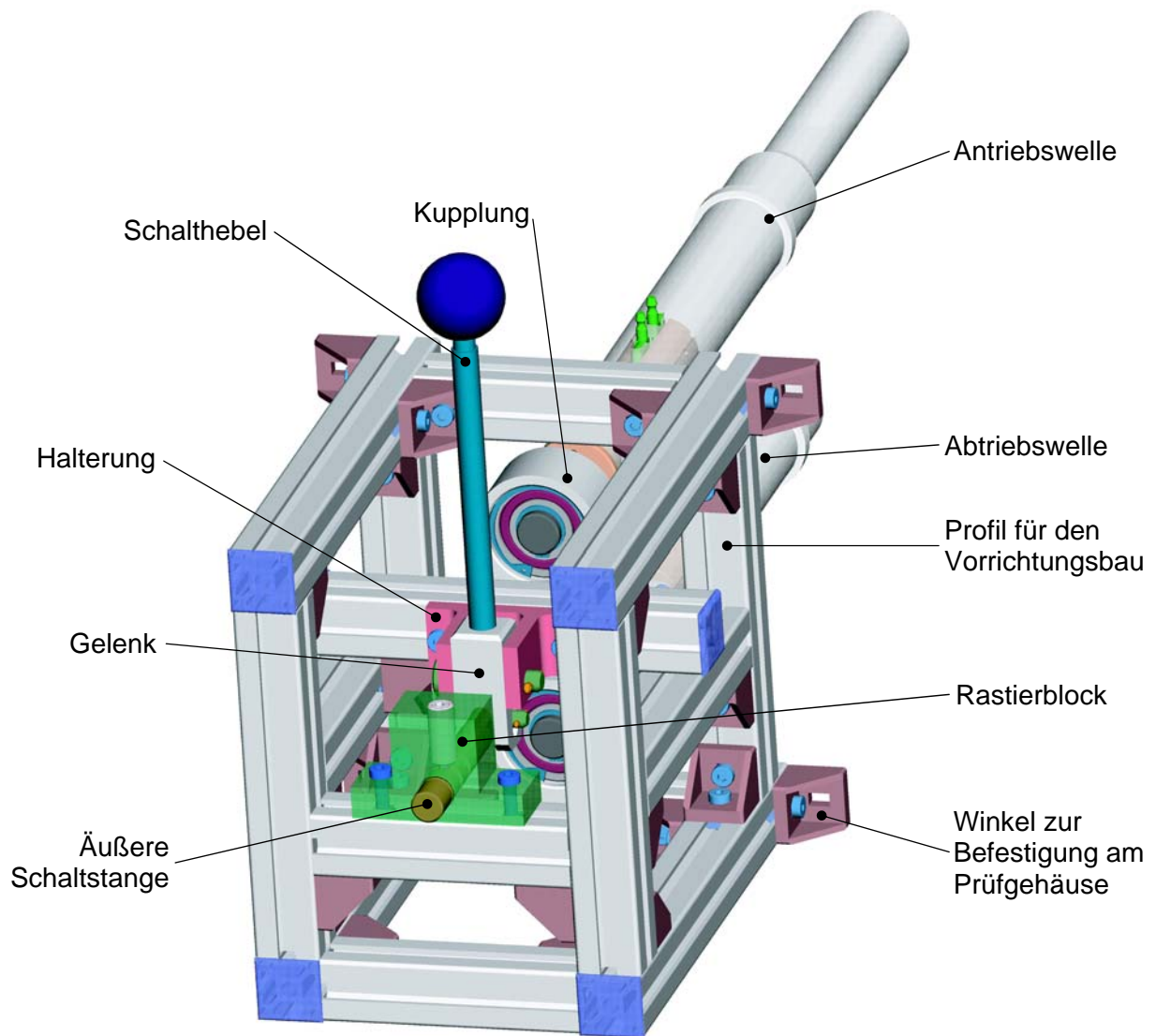


Bild 6.5 Trägerkonstruktion zur Aufnahme des äußeren Schaltgestänges am EPG3, Rückansicht

6.3 Geräuschmessungen

Zur Gewinnung der hier vorgestellten Messergebnisse wurde stets die gleiche Anregungsrampe wie in Kapitel 6.1.1 vorgestellt verwendet. Hauptziel der Untersuchungen war zunächst die Wirkung der Entkopplung auf das Klappergeräusch. Dabei stand die Frage im Vordergrund, wie sich die

Kräfteverhältnisse im Nadellager und am Synchronring des Losrades über der Anregung verändern würden, so dass es möglicherweise doch zur Übertragung von ungleichförmigen Drehbewegungen von der Welle auf das Zahnrad kommt. Dies hätte unmittelbar die Entfaltung von Klappergeräuschen zur Folge, /111/.

6.3.1 Einfluss der Entkopplung auf das Klappergeräuschverhalten

In einem ersten Schritt wurde eine Zahnradstufe der Übersetzung $i = 1,0$ sowohl in gerad-, wie auch in schrägverzahnter Ausführung verbaut und untersucht. Es wurden verschiedene Öltemperaturen, 25°C und 75°C , eingestellt, da die veränderliche Viskosität erfahrungsgemäß den größten Einflussparameter darstellt. Bild 6.6 zeigt die Geräuschpegelverläufe über der anregenden Winkelbeschleunigungsamplitude bei beiden Öltemperaturen und in beiden Koppelzuständen am Beispiel der schrägverzahnten Paarung.

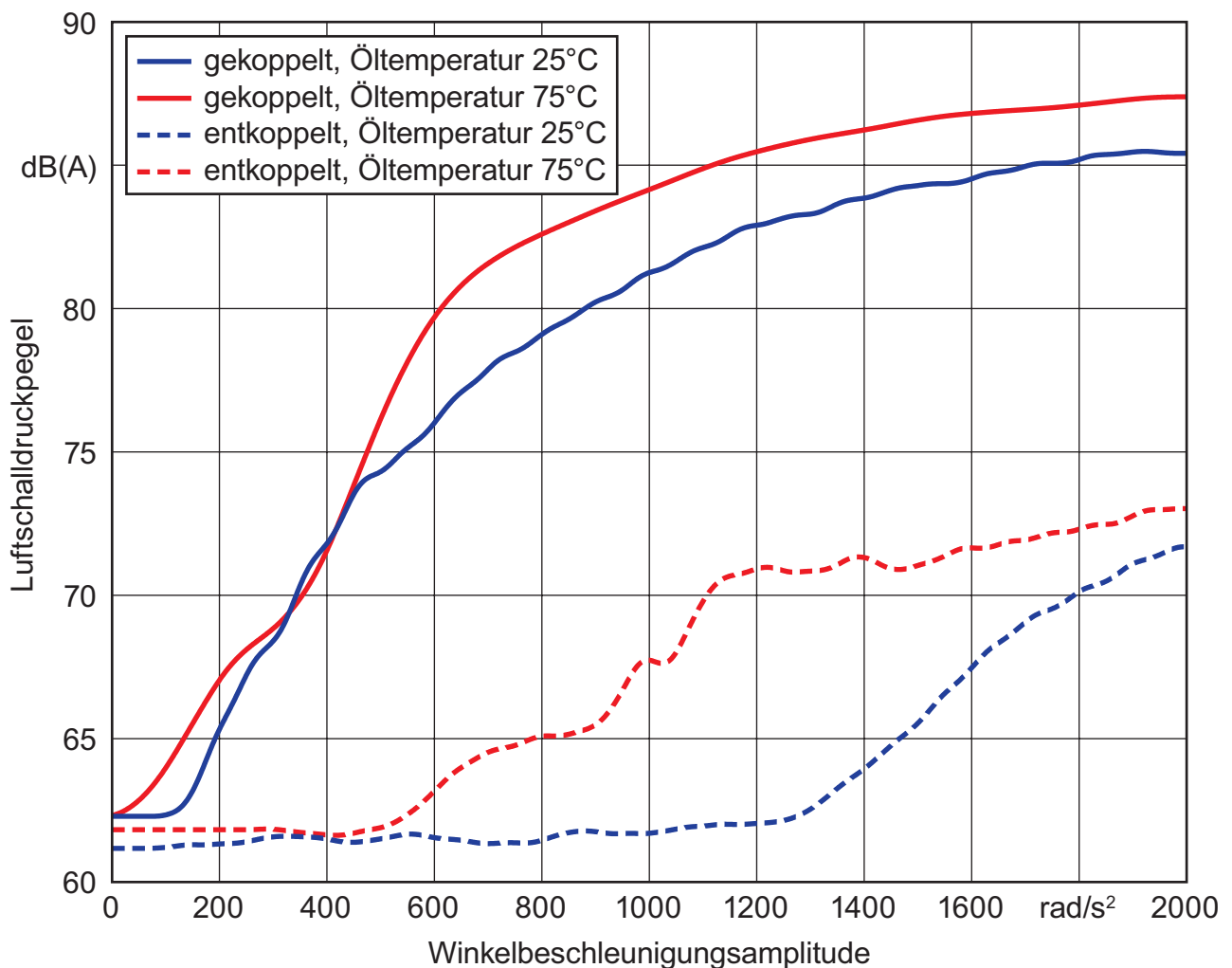


Bild 6.6: Einfluss der Entkopplung auf den Klappergeräuschpegel am Beispiel einer schrägverzahnten Zahnradstufe bei unterschiedlichen Getriebeöltemperaturen

„Gekoppelt“ bedeutet dabei, dass beide Zahnräder mit ihren Wellen formschlüssig verbunden sind, „entkoppelt“ bezeichnet den Zustand der formschlüssig unverbundenen Zahnräder. Die oberen beiden Kurven zeigen typische Klapperkurven. Die bei kaltem Öl gemessene Kurve weist eine deutlich sichtbare Klappergrenze bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von ca. 120 rad/s^2 auf. Ferner liegt der Luftschalldruckpegel bei Verwendung von heißem Öl ab einer Anregung von mehr als 600 rad/s^2 nahezu konstant $2,5 \text{ dB(A)}$ über dem der Messung bei kaltem Getriebeöl. Dies war so erwartet worden und deckt sich mit zahlreichen Untersuchungen aus der Vergangenheit, /2-6/. Grund hierfür ist die ca. um den Faktor 7 geringere Ölviskosität von heißem gegenüber kaltem Öl, was zu einer Verringerung des Bremsmomentes am getriebenen Losrad führt. Das Bremsmoment ergibt sich dabei aus der Addition der Teilkomponenten Quetschmoment, Synchronisierungsschleppmoment, Lagerreibungsmoment, Planschmoment und den Ventilationsverlusten, vgl. Kap. 2.3, /5/. Dem Abheben der Losradflanken von den treibenden Festradflanken wird so weniger Widerstand entgegengesetzt, wodurch sich die Intensität der Stöße beim erneuten Aufeinandertreffen der Zahnflanken vergrößert. Die unmittelbare Folge ist das Auftreten von energetisch größeren Stoßimpulsen und in der Folge eines höheren Luftschalldruckpegels am Messmikrofon.

Wesentlich interessanter stellt sich der Verlauf der Klapperkurven im entkoppelten Zustand dar. Tatsächlich ist jenseits eines Schwellwertes Klappern messbar. Bei kaltem Öl ist eine Klappergrenze bei einer Anregung von ca. 1300 rad/s^2 feststellbar, anschließend steigt der Klappergeräuschpegel zwar stetig, jedoch nicht so steil wie im gekoppelten Zustand an. Bei heißem Öl ist eine Klappergrenze bei einer Anregung von ca. 500 rad/s^2 feststellbar, allerdings verhält sich der anschließende Verlauf untypisch. Ab einer Anregung von ca. 1200 rad/s^2 verflacht sich der Anstieg merklich, der Klappergeräuschpegel steigt bei weiter zunehmender Anregung nur noch geringfügig an.

In Summe lässt sich sagen, dass die höhere Ölviskosität bei kaltem Öl die Klappergrenze zu deutlich höheren Anregungen hin verschiebt. Obwohl das höherviskose kalte Öl scherstabiler und somit in der Lage ist, höhere (Beschleunigungs-) Kräfte im tribologischen System Welle – Nadellager – Zahnrad – Synchronring – Getriebeöl zu übertragen, /34, 39/, überwiegt hier die Vergrößerung des Bremsmomentes am Losrad und die Dämpfung im Bereich des Zahnflankenkontaktes. Alle Klapperkurven wurden bei minimalem Axialspiel aufgenommen. Zwar erfährt das jeweilige Zahnrad durch die besondere Konstruktion der Synchronringe eine leichte axiale Vorspannung gegen ihren Anlaufbund, dennoch bietet das äußerst geringe Axialspiel der hier vorgestellten schrägverzahnten Radpaarung die Rahmenbedingungen zur Entfaltung von Klappergeräuschen durch Axialstöße. Dieses grundsätzliche Verhalten wurde bereits in

Vorgängerstudien nachgewiesen, /3-6/. In Summe muss jedoch festgestellt werden, dass es grundsätzlich zu Klappergeräuschen kommt. Die ursprünglich getroffene Annahme einer vollständigen Klappergeräuschfreiheit wurde somit durch die experimentellen Untersuchungen widerlegt.

6.3.2 Einfluss des Axialspiels auf das Klappergeräuschverhalten

Ein weiterer Parameter, der Einfluss auf die Höhe des emittierten Klappergeräuschpegels hat, ist die Größe des Axialspiels, welches sich definitionsgemäß aus der Summe der beiden Abstände zwischen dem Losrad und den beiden Anlaufbunden bildet. Am Beispiel der Schrägverzahnung ist in Bild 6.7 der Verlauf des Klappergeräuschpegels über der Anregung unter zusätzlicher Variation des Axialspiels aufgezeigt.

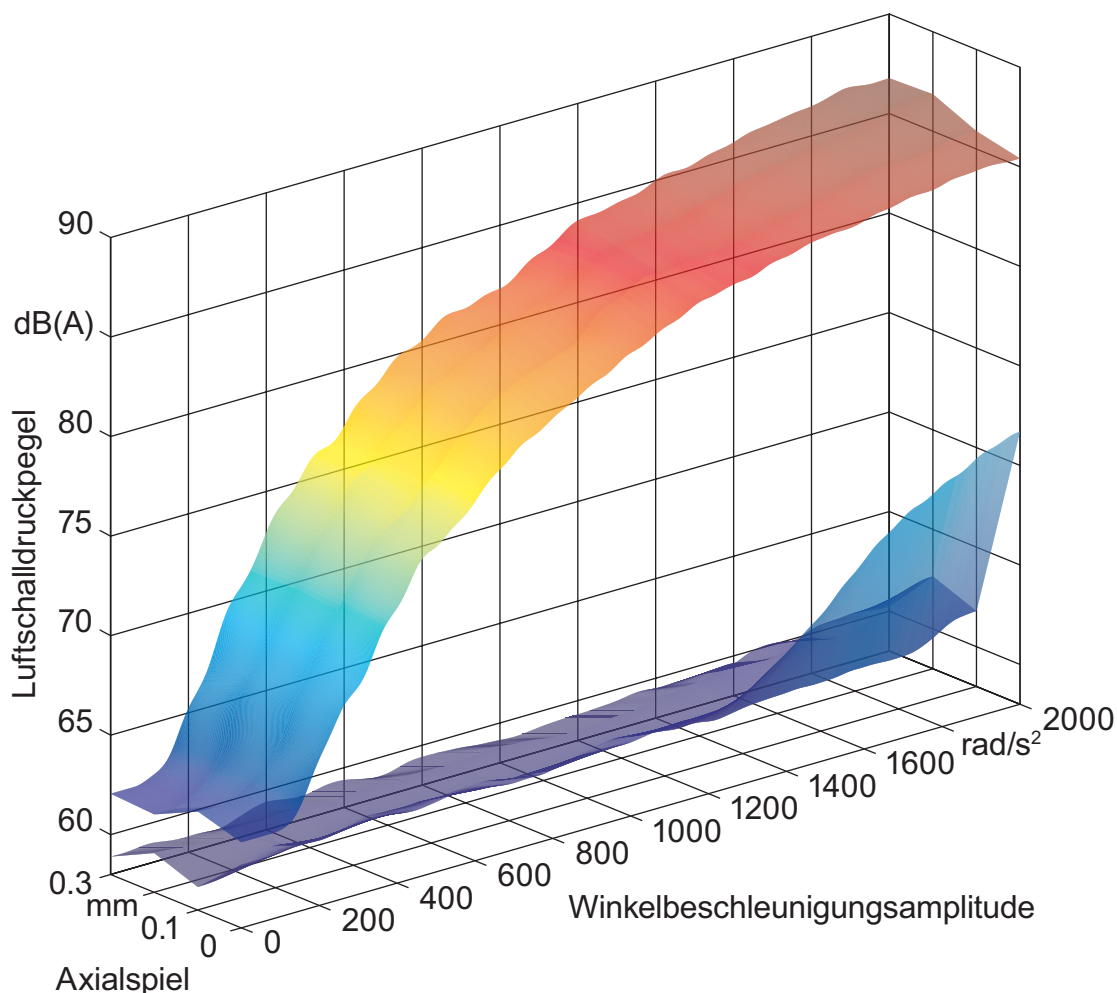


Bild 6.7: Verlauf des Klappergeräuschpegels der schrägverzahnnten Zahnradstufe bei kaltem Öl im gekoppelten (obere Fläche) und entkoppelten (untere Fläche) Zustand bei Variation des Axialspiels zwischen 0 und 0,3 mm

Die obere Fläche repräsentiert den gekoppelten Zustand, die untere den entkoppelten Zustand. In der Vergangenheit wurde nachgewiesen, dass Axialspiele geringer als 0,05 mm und größer als 0,4 mm zu geringeren Klappergeräuschpegeln führen, als Anordnungen mit Axialspielen innerhalb des angegebenen Bereiches, /4, 6/. Bedingt durch die neuartige Konstruktion der untersuchten Zahnräder wurde vor den Messungen am Prüfstand eine Homogenisierung des bis dato ungleichmäßigen Verlaufs des Klappergeräuschpegels über dem Axialspiel erwartet. Grund hierfür ist die axiale Vorspannung der Zahnräder durch die Synchronringe, die ihrerseits mit Federkraft in Richtung der konischen Gegenreibfläche gedrückt werden.

Hier ist erneut ein typischer Verlauf mit einer deutlich erkennbaren Klappergrenze bei einer Anregung von ca. 100 rad/s² zu erkennen. Auffällig ist, dass sich mit variablem Axialspiel die Höhe des gemessenen Klappergeräuschpegels nur geringfügig ändert. Erst bei Anregungen oberhalb von 1000 rad/s² liegen die Klappergeräuschpegel der Messungen mit großem Axialspiel über denen mit kleinem, jedoch beträgt dieser Unterschied stets weniger als 1,5 dB(A). Dieses Verhalten bestätigt den erwarteten Erfolg der Maßnahme der axialen Vorspannung. Sie kompensiert im Falle eines Serieneinsatzes die Auswirkungen unterschiedlicher Axialspiele auf den emittierten Luftschalldruckpegel zuverlässig.

Im entkoppelten Zustand ist zu sehen, dass einzig die Kurve bei praktisch nicht vorhandenem Axialspiel (0 mm) überhaupt das Klappergeräuschphänomen, beginnend bei einer Anregung von 1400 rad/s² aufweist. Die zugehörige Einzelkurve ist bereits aus Bild 6.6 bekannt. Die übrigen Kurven bei größer eingestelltem Axialspiel weisen bis zu einer Anregung von 2000 rad/s² keinerlei Klappergeräusche mehr auf. Somit können als Ursache für die aufgetretenen Klappergeräusche im entkoppelten Zustand leichte Axialstöße oder Verdrehflankenstöße infolge der geänderten Ölverhältnisse im Lagerbereich identifiziert werden.

Zur Demonstration des Verhaltens bei niedrigviskosem heißem Getriebeöl dient das Bild 6.8. Ähnlich wie in Bild 6.6 bei Schrägverzahnung sind auch hier bei Verwendung von geradverzahnten Zahnrädern Stellen eines Klappergeräuschbeginns identifizierbar. Zwar variiert die Grenzanregung, ab der Klappergeräusche im entkoppelten Zustand messbar sind, jedoch kann hier verallgemeinernd gesagt werden, dass unabhängig vom vorhandenen Axialspiel Klappern grundsätzlich auftritt. Im gekoppelten Zustand variiert der gemessene Luftschalldruckpegel über dem eingestellten Axialspiel erwartungsgemäß nicht. Durch den Schrägungswinkel von 0° entstehen praktisch keine axialen Impulsbestandteile beim Aufeinanderstoßen der Zahnflanken, folglich auch keine Axialstöße an den Anlaufbunden. Insgesamt liegt das Niveau des gemessenen Klappergeräusches bei jeder gewählten Anregung stets ca. 20 dB niedriger als das im gekoppelten Zustand. Das menschliche

Gehör nimmt demnach den gekoppelten Zustand viermal so laut wahr als den ungekoppelten.

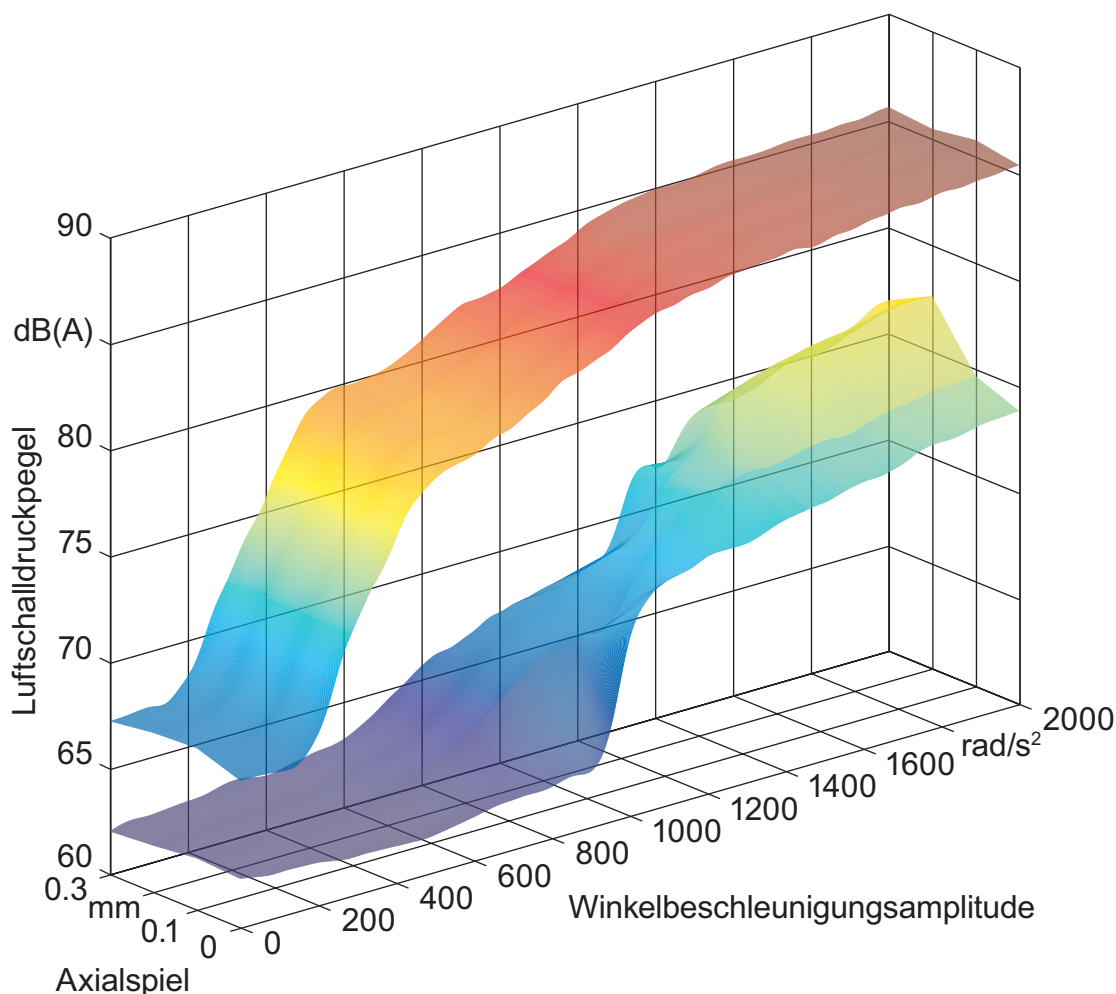


Bild 6.8: Verlauf des Klappergeräuschpegels der geradverzahnten Zahnradstufe bei heißem Öl im gekoppelten (obere Fläche) und entkoppelten (untere Fläche) Zustand bei Variation des Axialspiels zwischen 0 und 0,3 mm

6.3.3 Einfluss des Verdrehflankenspiels auf das Klappergeräuschverhalten

Als Verdrehflankenspiel wird dasjenige Spiel bezeichnet, das im Zugbetrieb den minimalen Abstand zwischen den beiden Schubflanken des treibenden und getriebenen Zahnrades oder im Schubbetrieb der beiden Zugflanken kennzeichnet. Das Spiel ist funktionsbedingt, d.h. zum Abwälzen der Zahnräder ist ein Mindestspiel notwendig, da es im anderen Fall zum Klemmen der Verzahnungen käme. Aufgrund der fertigungsbedingten Verzahnungsfehler wird dabei stets vom Mittelwert aller möglichen Flankenpaarungskombinationen gesprochen. Auch der Einfluss des Verdrehflankenspiels auf das Klappergeräusch ist bereits aus der Literatur bekannt, /2-6/. Zusammenfassend kann gesagt werden, dass sich eine Vergrößerung des Verdrehflankenspiels unmittelbar in einer Erhöhung des gemessenen Luftschalldruckpegels äußert. Grund hierfür sind die ansteigenden Stoßimpulse beim

Aufeinandertreffen der Zahnflanken, da sich aufgrund der Massenträgheiten größere Relativdrehgeschwindigkeiten zwischen den Stoßpartnern aufbauen können.

Um den Einfluss eines veränderlichen Verdrehflankenspiels besser darstellen zu können und Axialstöße weitestgehend zu vermeiden, werden die Messergebnisse am Beispiel der Geradverzahnung vorgestellt. Bild 6.9 zeigt die entsprechend gemessenen Klapperkurven.

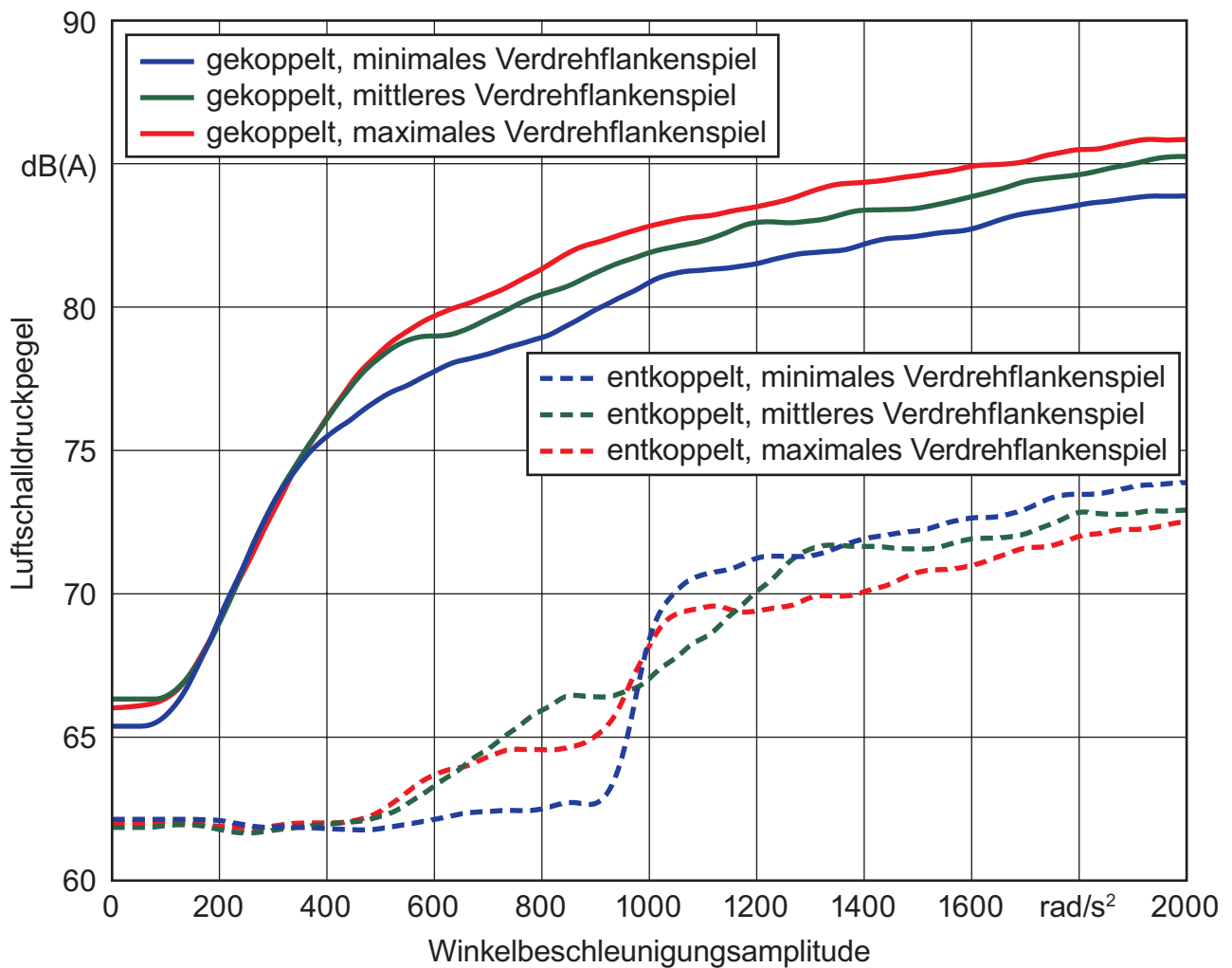


Bild 6.9: Klapperkurven bei Geradverzahnung im gekoppelten und entkoppelten Zustand, Öltemperatur 75°C

Es wurden stets die drei gleichen Werte von minimal 20 μm über einen mittleren Wert von 90 μm bis hin zu maximal 160 μm Verdrehflankenspiel eingestellt. Die Verläufe im gekoppelten Zustand stellen sich erneut als typisch dar. Mit Vergrößerung des Verdrehflankenspiels steigt auch der emittierte Luftschalldruckpegel; bei der Maximalanregung von 2000 rad/s^2 unterscheiden sich die Extremwerte um rund 2,5 dB(A). Interessanter ist jedoch das Systemverhalten im entkoppelten

Zustand. In allen drei Fällen findet Klappern ab einer definierten Grenzanregung statt. Dennoch unterscheiden sich die Charakteristiken der Klappergrenzen deutlich. Während bei minimalem Verdrehflankenspiel bei ca. 900 rad/s^2 eine sehr markante Klappergrenze zu erkennen ist, ist im Falle des mittleren Verdrehflankenspiels ein eher weicher Übergang in den Bereich der Klapperanregungen zu sehen. Ab einer Anregung von 1400 rad/s^2 hat sich das Klappergeräuschphänomen in allen drei Versuchsaufbauten eingestellt, einzig die quantitative Verteilung ist genau invers zum gekoppelten Zustand. Dies trifft ebenso auch auf den Zustand bei Verwendung von kaltem Öl zu. Die mögliche Erklärung liegt erneut im Zusammenspiel von klapperförderlichen Mechanismen wie der Übertragung von Drehungleichförmigkeiten in der mechanisch entkoppelten Wirkkette Welle – Nadellagerkranz bzw. Synchronring – treibendes Losrad – getriebenes Losrad – Getriebeöl und den klappergeräuschreduzierenden, allen voran dem Planschen im Ölsumpf.

Je größer das Verdrehflankenspiel ist, desto gravierender sind die Auswirkungen des Planschens und damit der Erhöhung des Widerstandes der Losradpaarung entgegen der Anregungsübertragung am Losrad. Sicherlich spielt hier der Umstand eine wesentliche Rolle, dass hier nicht wie sonst üblich ein mechanisch gekoppeltes oder permanent mit seiner Welle verbundenes Festrad ein mit ihm kämmendes Losrad zum Klappern anregt, sondern dass hier die Rückwirkungen des getriebenen Losrades auf das treibende von nahezu gleicher Bedeutung sind wie umgekehrt. Zu einer detaillierten Klärung dieser Verhältnisse muss in weiteren Untersuchungen zunächst nur das reine Übertragungsverhalten einer angetriebenen Welle auf ein mechanisch entkoppeltes Losrad ohne mit ihm kämmendes weiteres Losrad analysiert werden. Unabhängig von diesen gegenseitigen Wechselwirkungen kann der Erklärungsansatz dienen, dass das getriebene Losrad mit größer werdendem Verdrehflankenspiel aufgrund der Bremswirkung des Öls nicht in jedem Fall genügend Energie besitzt, um die gegenüberliegende Flanke des treibenden Losrades zu erreichen und dort anzustoßen.

6.3.4 Einfluss der Übersetzung auf das Klappergeräuschverhalten

Neben den Parametern Verdrehflanken- und Axialspiel haben die Massenträgheitsverhältnisse der am Klappergeräusch beteiligten Bauteile erheblichen Einfluss auf dessen Höhe. Bild 6.10 zeigt das erwartete Verhalten bei Variation der Übersetzung und damit bei konstant gehaltenem Achsabstand von 100 mm der Massenträgheiten der beiden beteiligten Zahnräder.

Betrachtet man das Gesamtmassträgheitsmoment der beiden im Versuchsaufbau verwendeten Wellen mit ihren inneren Schaltungsteilen und der beiden Zahnräder mit den jeweiligen

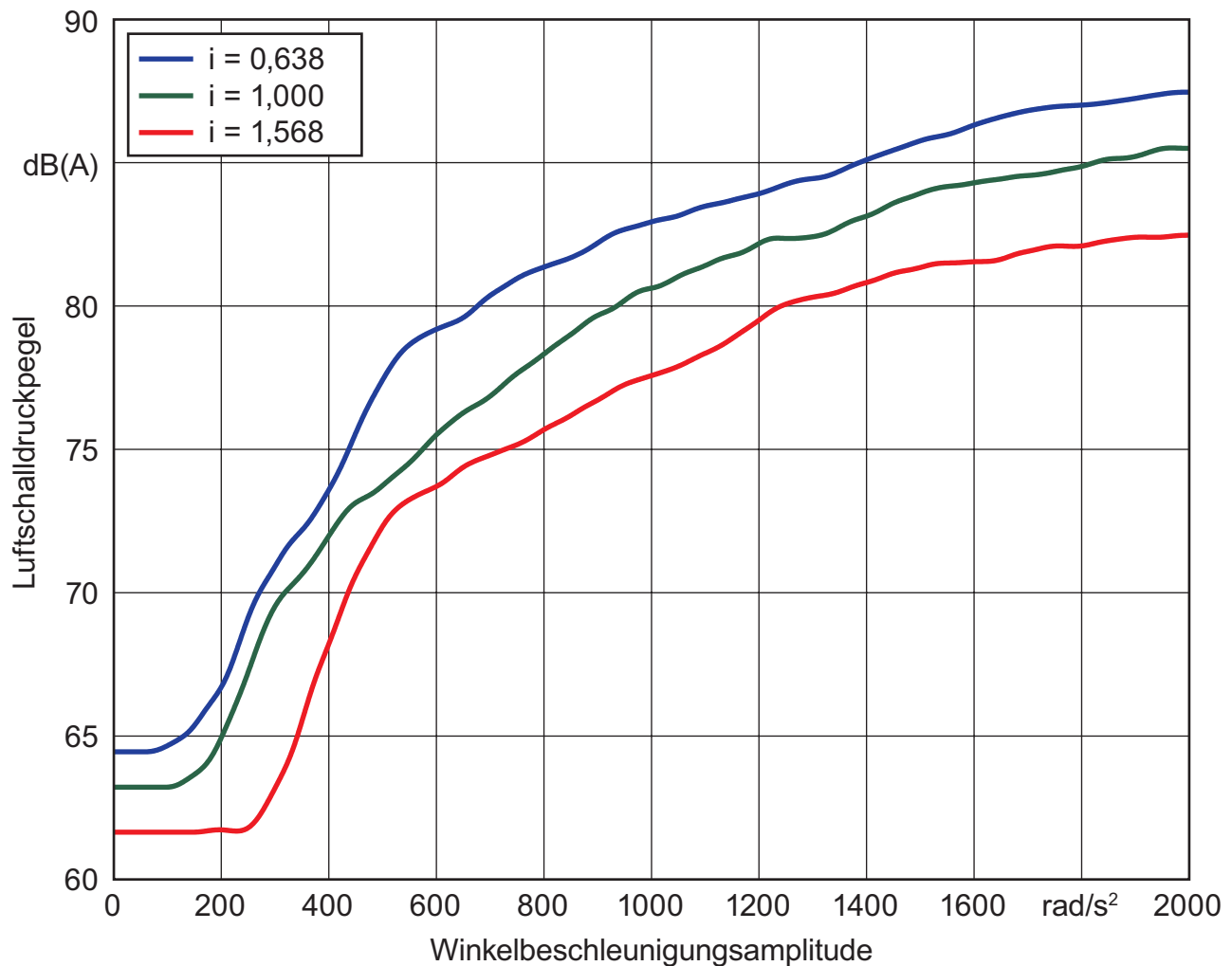


Bild 6.10: Entwicklung des gemessenen Luftschalldruckpegels im gekoppelten Zustand der Anordnung bei veränderlicher Getriebeübersetzung mit Schrägverzahnung und kaltem Getriebeöl (25°C)

Synchronringen bezogen auf die Motorwelle, so ist gemäß Gleichung 6.1 zu beachten, dass die Massenträgheiten der übersetzungsbehafteten Bauteile mit dem Quadrat der Übersetzung in das reduzierte Gesamtmassenträgheitsmoment eingehen:

$$J_{\text{ges}} = \sum_{k=1}^m \frac{J_k}{i^2}. \quad (6.1)$$

Die erste Anordnung weist mit $i = 0,638$ eine Übersetzung ins Schnelle auf, folglich besitzt sie das größte reduzierte Gesamtmassenträgheitsmoment. Dieses Verhältnis kehrt sich bei der Übersetzung $i = 1,568$ ins Langsame um. Generell lässt sich beobachten, dass sich mit zunehmendem Betrag der Übersetzung die Klappergrenze zu höheren Anregungen hin verschiebt und sich die Klapperkurve insgesamt auf einem niedrigeren Niveau entfaltet. Im entkoppelten Zustand, Bild 6.11, ist zu beobachten, dass die Übersetzung in erster Linie Einfluss auf die Lage der Klappergrenze hat.

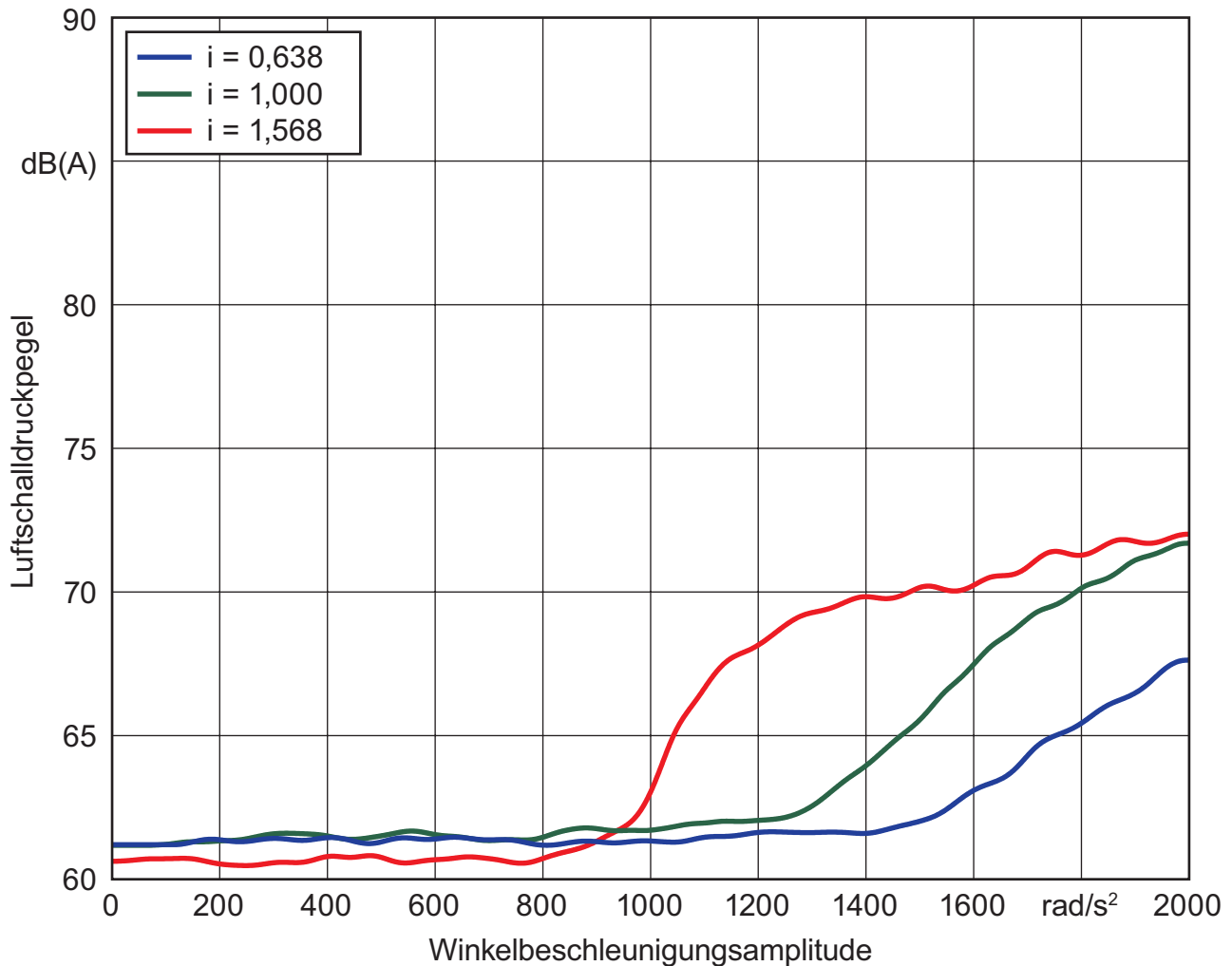


Bild 6.11: Entwicklung des gemessenen Luftschalldruckpegels im entkoppelten Zustand der Anordnung bei veränderlicher Getriebeübersetzung mit Schrägverzahnung und kaltem Getriebeöl (25°C)

Wie bereits beim Verdrehflankenspiel kehren sich auch hier die Verhältnisse um. Die geräuschärmste Parametereinstellung im gekoppelten Fall erweist sich im entkoppelten Fall als die ungünstigste. Während die Anordnung mit der Übersetzung von $i = 0,638$ erst bei einer Anregung von ca. 1500 rad/s^2 zu klappern beginnt, geschieht dies bei Wahl der Übersetzung ins Langsame mit $i = 1,568$ bereits bei 900 rad/s^2 . Nach Passieren der Klappergrenze zeigen alle Klapperkurven einen mäßigen Anstieg des Luftschalldruckpegels. Dieser Anstieg besitzt einen kleineren Gradienten als im gekoppelten Zustand. Die Erklärung für die Lage der Klappergrenze liegt in der Massenträgheit des treibenden Losrades. Je kleiner das Massenträgheitsmoment, desto geringer ist das erforderliche Drehmoment, das zur Wechselbeschleunigung, also der Übertragung der Drehungleichförmigkeit von der Welle auf das Losrad, nötig ist.

Dieser Effekt wird bei Erwärmung des Öls erneut beobachtet, dargestellt bei Geradverzahnung in Bild 6.12. Hier sind die Klappergrenzen noch deutlicher ausgeprägt, liegen für die drei betrachteten Parametereinstellungen enger beieinander und befinden sich insgesamt bei niedrigeren Schwellanregungen. Interessant ist auch hier der Verlauf der Klapperkurven nach Passieren der Klappergrenze.

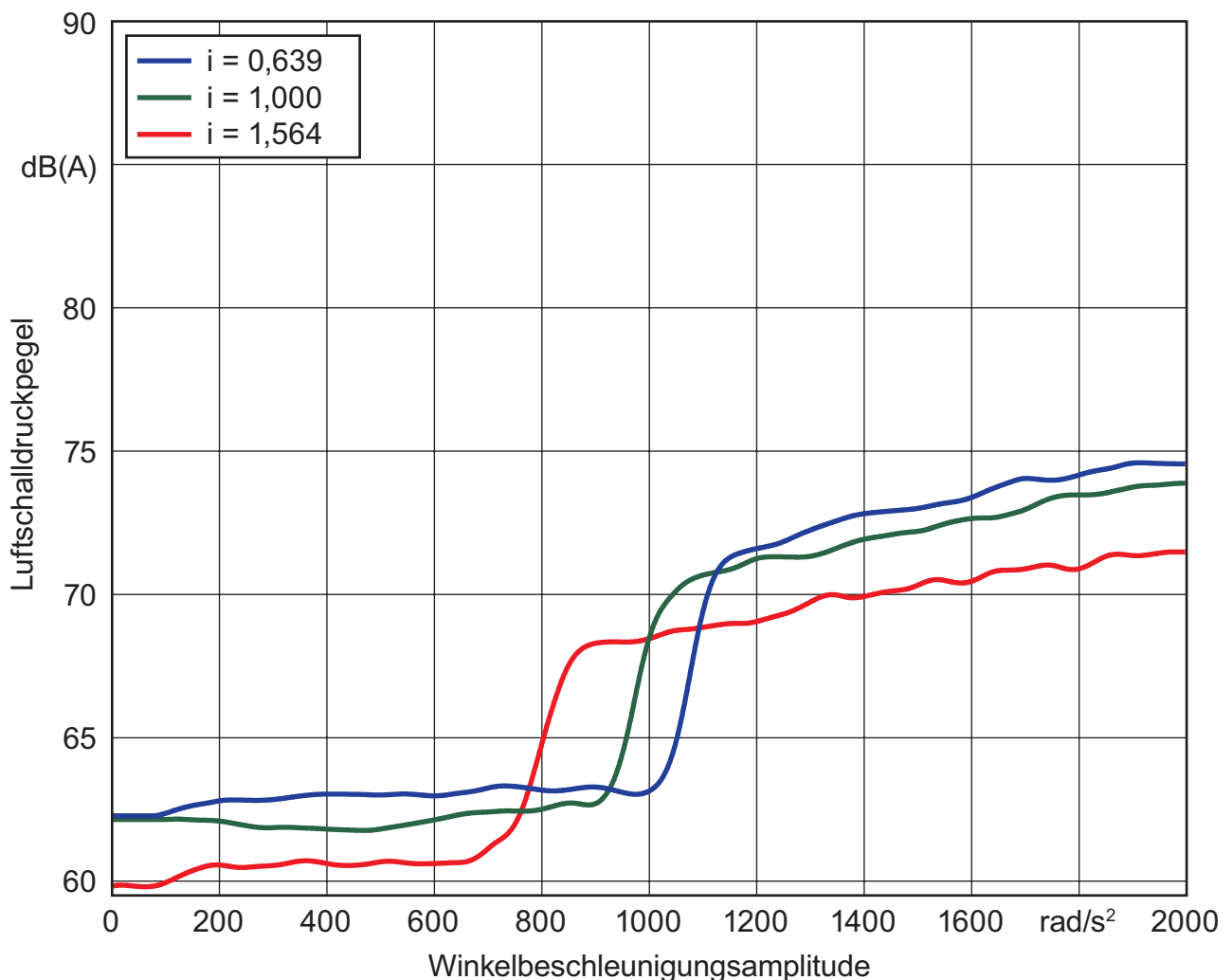


Bild 6.12: Entwicklung des gemessenen Luftschalldruckpegels im entkoppelten Zustand der Anordnung bei veränderlicher Getriebeübersetzung mit Geradverzahnung und heißem Getriebeöl (75°C)

Der Gradient der Kurven ist erneut niedriger als im entkoppelten Zustand und bei kaltem Öl. Dies ist ein wichtiger Hinweis darauf, dass im Falle des kalten Öls das Verhältnis zwischen den die Zahnräder bremsenden Anteilen, allen voran dem Planschen im Öl, und den antreibenden Anteilen im Bereich des Nadellagers und Synchronrings des auf den Motorwelle sitzenden Losrads selbst bei

einer Anregung von 2000 rad/s^2 von den bremsenden Anteilen dominiert wird. Bei heißem Öl hingegen sind die Abstände der Klapperkurven zueinander weitgehend konstant. Der Umstand, dass der gemessene Luftschalldruckpegel im logarithmischen Maßstab aufgetragen wird, täuscht vor, dass dieser Abstand auch vor der jeweiligen Klappergrenze vorhanden ist. Tatsächlich jedoch resultiert der höhere Grundgeräuschpegel der Übersetzung ins Schnelle aus höheren Planschgeräuschen bei der eingestellten Grunddrehzahl von 800 1/min . Absolut gesehen liegen alle Klappergeräuschkurven jedoch erwartungsgemäß über denen bei kaltem Öl, obwohl bei Geradverzahnung das ohnehin schon geringe Maß an Axialstößen bei Schrägverzahnung gänzlich fehlt.

6.3.5 Einfluss der Grunddrehzahl auf das Klappergeräuschverhalten

Einen äußerst praxisrelevanten Fall stellt die Variation des Parameters Grunddrehzahl dar. Er ändert sich im Fahrzeug ebenso wie die anregende Winkelbeschleunigungsamplitude bei instationärer Fahrt wie beispielsweise im Stadtverkehr kontinuierlich. Die wichtigste Erkenntnis aus diesem Versuch stellt die Tatsache dar, dass es auch bei den Grunddrehzahlen einen – stark temperaturabhängigen – Schwellwert gibt, unterhalb dessen keine Klapper- und Rasselgeräusche mehr erzeugt werden. Bild 6.13 lässt erkennen, dass dieser Schwellwert für die gewählte Anordnung zwischen 800 und 1200 1/min liegt. Während bei einer Grunddrehzahl von 800 1/min bei einer Anregung von ca. 1400 rad/s^2 eine Klappergrenze existiert und es anschließend zur Entfaltung von Klappergeräuschen kommt, so ist dies bei den im Versuch gewählten höheren Drehzahlen von 1200 und 1600 1/min nicht mehr der Fall. Erneut ist der Grund hierfür im übertragbaren Drehmoment zwischen Welle und Losrad zu finden. /39/ beschreibt einen Zusammenhang zwischen der Drehzahl und dem übertragbaren Drehmoment, wonach sich bei steigender Drehzahl eine Sättigung ergibt. Hinzu kommt der Umstand, dass bei höher werdender Drehzahl auch das Bremsmoment am getriebenen Losrad aufgrund des Ölplanschens steigt und so ein Abheben der Zahnflanken infolge der Drehungleichförmigkeit grundsätzlich erschwert und sogar verhindert wird.

Die vergleichsweise hohe Bedeutung des Bremsmomentes verdeutlicht Bild 6.14. In Variation zu Bild 6.13 wurde hier einzig die Grundtemperatur des Öls von 25 °C auf 75 °C erhöht. Bei auf diese Art drastisch reduziertem Bremsmoment gelingt es auch bei höheren Grunddrehzahlen, Klappergeräusche zu provozieren. Erneut beginnt die Kurve bei der niedrigsten Grunddrehzahl von 800 1/min am ehesten zu klappern und entwickelt im Laufe der Anregungssteigerung die höchsten Geräuschpegel. Bei einer Anregung von ca. 800 rad/s^2 beginnt das Getriebe mit einer Grunddrehzahl von 1200 1/min zu klappern. Der anschließende Anstieg ist recht flach und zeigt ein

Sättigungsverhalten ab einer Anregungsamplitude von ca. 1700 rad/s^2 . Bei Einstellung der Grunddrehzahl auf einen Wert von 1600 1/min konnte ein ungewöhnliches Verhalten reproduzierbar beobachtet werden: Zwar beginnt das Getriebe bei ca. 900 rad/s^2 zu klappern, allerdings kommt es bei weiterer Steigerung der Anregung immer wieder zu Geräuscheinbrüchen.

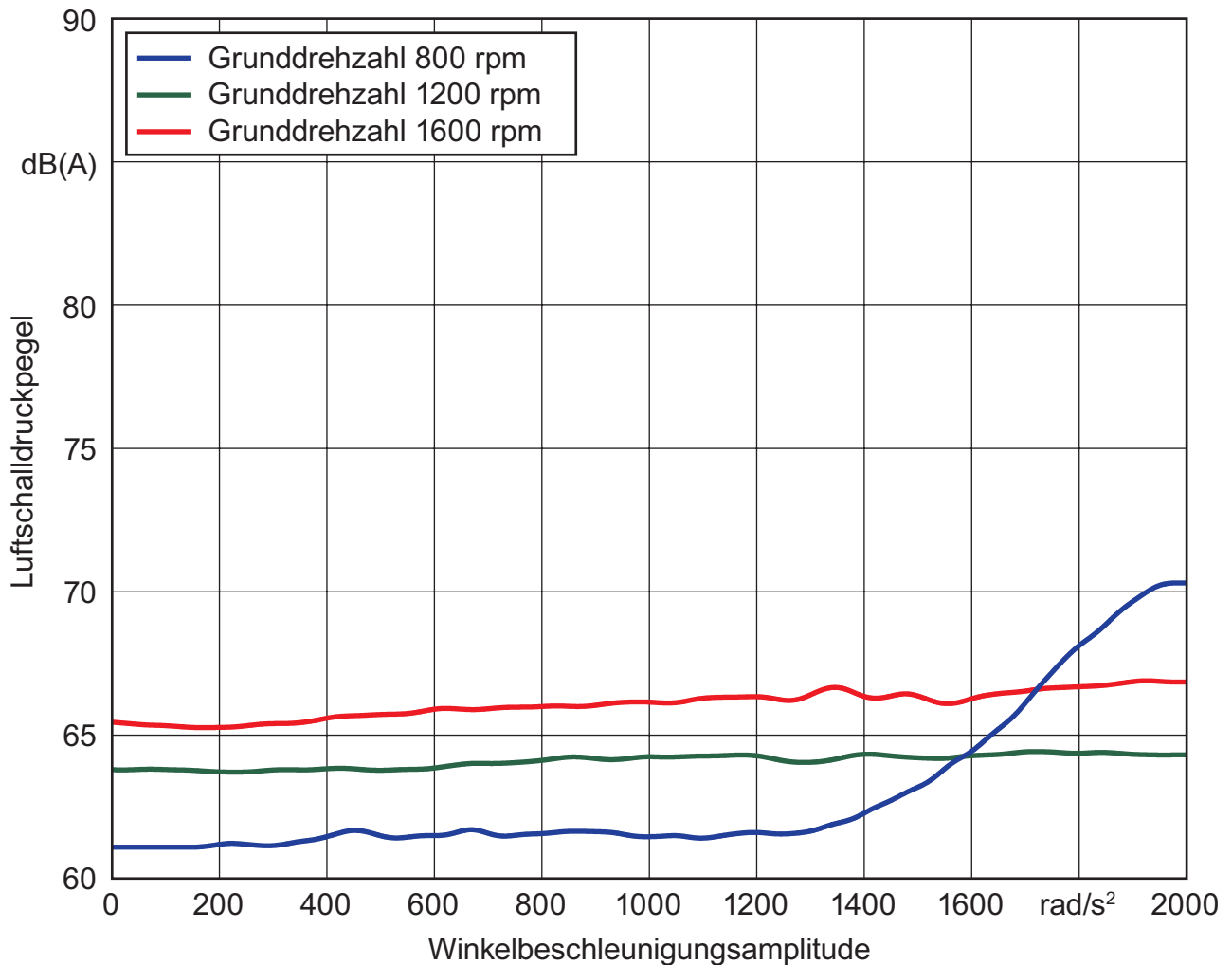


Bild 6.13: Entwicklung des gemessenen Luftschalldruckpegels im entkoppelten Zustand der Anordnung bei veränderlicher Grunddrehzahl mit Geradverzahnung und kaltem Getriebeöl (25°C)

Der Momentenaufbau zwischen der Getriebeeingangswelle und dem treibenden Losrad ist bei diesem Versuch offenbar sehr labil. Kleinste Störungen beeinflussen die Übertragungsfähigkeit der Drehungleichförmigkeiten stark. Erst ab einer Anregung von ca. 1500 rad/s^2 etabliert sich ein stabiler Klappergeräuschpegel, der jedoch im Vergleich zum gekoppelten Zustand auf erheblich niedrigerem Niveau liegt.

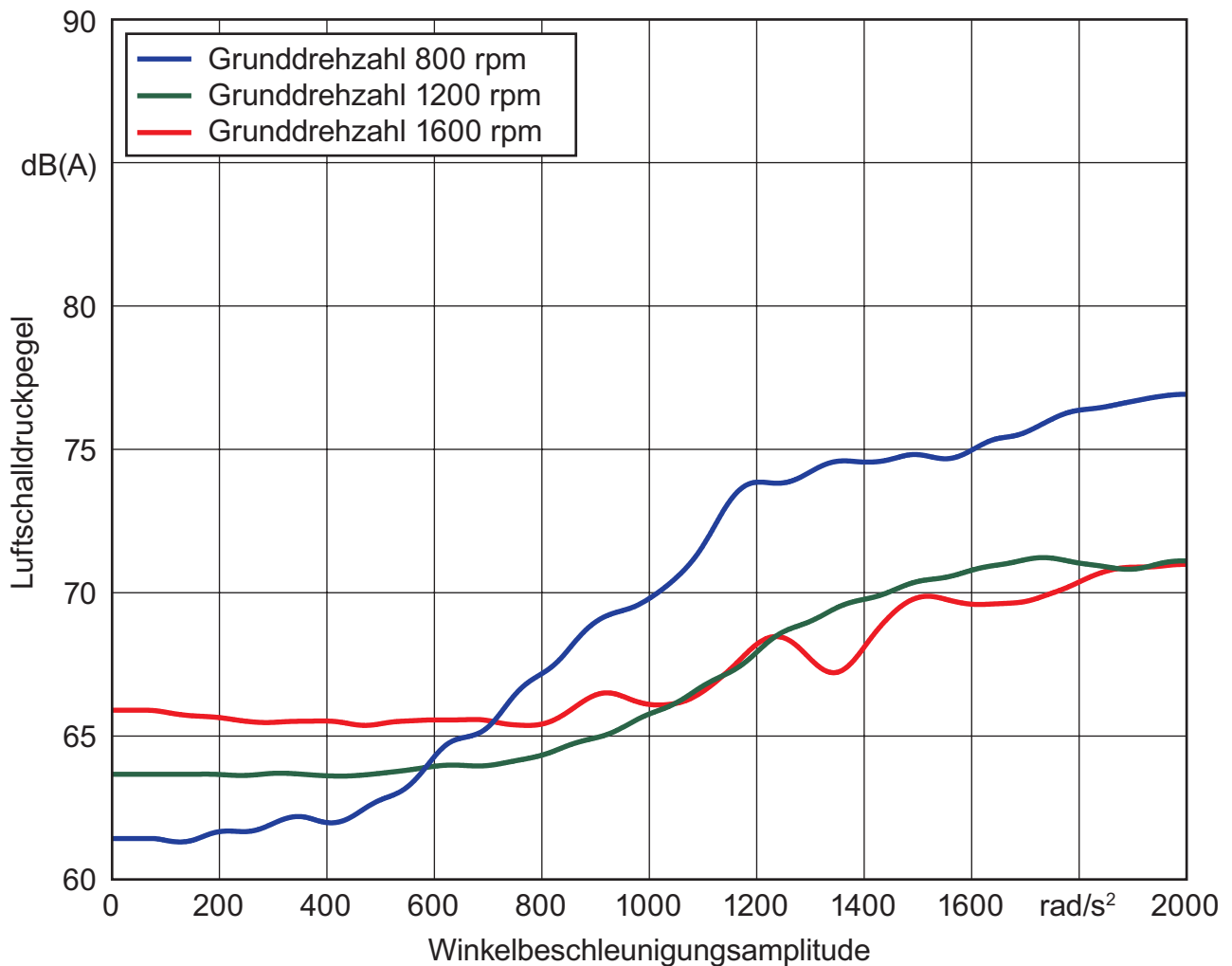


Bild 6.14: Entwicklung des gemessenen Luftschalldruckpegels im entkoppelten Zustand der Anordnung bei veränderlicher Grunddrehzahl mit Geradverzahnung und heißem Getriebeöl (75°C)

6.3.6 Einfluss der Verzahnungsart auf das Klappergeräuschverhalten

Abschließend sei auf die Variation des Parameters „Verzahnungsart“ im direkten Vergleich eingegangen. Es wurden Versuche an geradverzahnten und schrägverzahnten Stirnradstufen mit einem Schrägungswinkel von $\beta = 20,0^\circ$ bei einer Getriebeöltemperatur von 75°C durchgeführt. Im Ergebnis, dargestellt in Bild 6.15, sind zunächst einmal im gekoppelten Zustand alle typischen Charakteristika zu erkennen. Die Schrägverzahnung besitzt aufgrund ihrer erhöhten Laufruhe beispielsweise aufgrund eines höheren Überdeckungsgrades gegenüber einer Geradverzahnung den niedrigeren Grundschalldruckpegel, [1, 34]. Allerdings stellt sie in Bezug auf Klapper- und Rasselgeräusche die vermeintlich schlechtere Wahl dar, da sie ab hinreichend hohen Anregungen, in diesem Beispiel ab ca. 500 rad/s², aufgrund des zusätzlichen Auftretens von Axialstößen

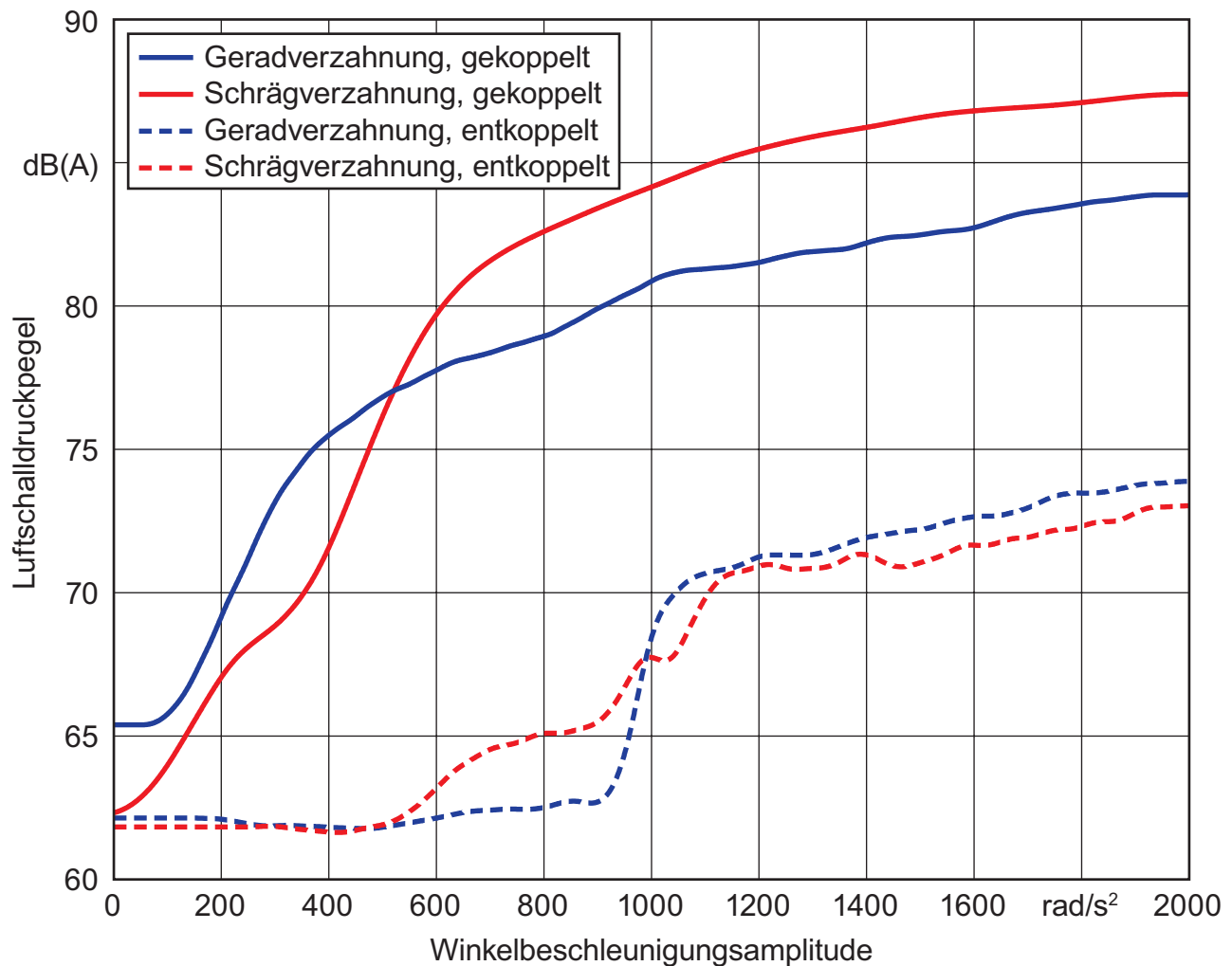


Bild 6.15: Entwicklung des gemessenen Luftschalldruckpegels im ge- und entkoppelten Zustand der Anordnung bei veränderlicher Verzahnungsart und heißem Getriebeöl (75°C)

grundsätzlich höhere Luftschalldruckpegel emittiert als die Geradverzahnung. Dieses Phänomen ist wie bereits erwähnt bereits bekannt und nachgewiesen, /3-6/. Anders im entkoppelten Fall: Beide Klapperkurven, die Gerad- und die der Schrägverzahnung, besitzen aufgrund der Entkopplung einen identischen Grundgeräuschpegel. Interessant ist jedoch in erster Linie die Charakteristik der Klappergrenzen in beiden Fällen. Während bei der Schrägverzahnung durch das Auftreten von ersten Axialstößen in Kombination mit dem konstruktiv bedingten äußerst geringen Axialspiel ab einer Anregung von ca. 500 rad/s² eine Klappergrenze zu dokumentieren ist, die sich im weiteren Verlauf bis zu einer Anregung von ca. 1150 rad/s² zu stabilem Klappern etabliert, so ist im Falle der Geradverzahnung eine eindeutige und markante Klappergrenze bei einer Anregung von ca. 900 rad/s² zu beobachten.

Beide Kurven weisen im weiteren Verlauf bis zum Messende ein identisches Verhalten auf,

wobei die logarithmische Auftragung des Luftschalldruckpegels erneut darüber hinwegtäuscht, dass die Steigungen dieser Kurven gegenüber denen im gekoppelten Zustand wesentlich flacher sind. In Summe wird die schrägverzahnte Getriebestufe im interessanten entkoppelten Fall als die sensiblere gegenüber der Klappergeräuschneigung identifiziert. Klappern jedoch beide Varianten jenseits einer hinreichenden Anregung, so sind sie als gleichwertig zu betrachten.

Die Versuche haben gezeigt, dass auch im entkoppelten Zustand Klappergeräusche provoziert werden können. Dies hat eine entscheidende Auswirkung auf das bisherige Verständnis von Klappergeräuschquellen bei Seriengetrieben. Dies sei am Beispiel eines 5-Gang-Koaxialgetriebes verdeutlicht, wie es auch im Folgekapitel behandelt wird. Bisher ging man davon aus, dass es primäre und sekundäre Klapperstellen gibt. Bei primären Klapperstellen wird ein Losrad von einem Festrad angeregt, bei sekundären Klapperstellen werden wiederum Losräder beim Vorhandensein von sog. Losteilketten ihrerseits von Losrädern angeregt, vgl. Bild 6.16 a). Im dargestellten Beispiel stellt die Vorgelegewelle bereits ein Losteil dar.

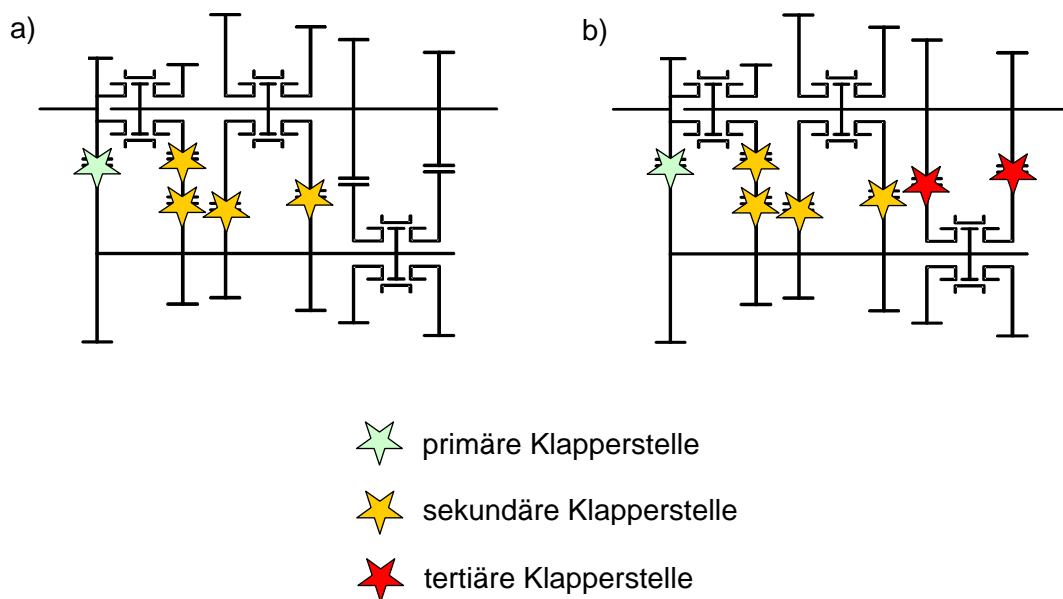


Bild 6.16: Unterschiedliche Typen von Klapperstellen am Beispiel eines 5-Gang Koaxial-Getriebes bei a) bisheriger Betrachtungsweise und b) mit tertiären Klapperstellen

Unter Einbringung der in diesem Kapitel vorgestellten Erkenntnisse existieren auch tertiäre Klapperstellen, vgl. Bild 6.16 b). Hier werden ebenfalls Losräder zu Klappergeräuschen angeregt, allerdings in diesem Fall durch die Übertragung von Drehungleichförmigkeiten von einer Getriebewelle auf das besagte Losrad im entkoppelten Zustand. Voraussetzung ist allerdings, dass

das kämmende Festrad an einer tertiären Klapperstelle keinen ungleichförmigen Drehbewegungsverlauf besitzt, so wie im beschriebenen Beispiel, in dem die entsprechenden Festräder bei einer Klappergeräuschuntersuchung sogar stillstehen.

Quantitativ sind tertiäre Klapperstellen nur von untergeordneter Bedeutung. Der von ihnen emittierte Geräuschpegel führt bei entsprechender logarithmischer Addition mit den übrigen vorhandenen Klappergeräuschpegeln zu keiner nennenswerten Erhöhung des Gesamtklappergeräuschpegels.

6.4 Schleppmomentmessungen

Durch die mögliche Entkopplung der Zahnräder von ihren Wellen geht auch die kinematische Zwangsbindung im entkoppelten Zustand verloren. Die Drehzahl eines entkoppelten Zahnrades auf einer Welle mit definierter Drehzahl hängt nunmehr von den Drehmomenten ab, die nun noch auf das Zahnrad wirken. Dies sind die antreibenden Anteile im Bereich der Zahnradlagerung und Synchronisierung, sowie die bremsenden Anteile, die in erster Linie durch das Planschen im Öl entstehen. Aus der Fachliteratur sind Berechnungsmethoden bekannt, die die bremsenden Anteile an einem Zahnrad bzw. einer Zahnradstufe beschreiben, /5/. Allen Anteilen ist dabei gemein, dass sie abhängig von den Drehzahlen der beteiligten Komponenten sind. Da sich im entkoppelten Zustand einer Zahnradstufe an den Zahnrädern selbst und auch an der Abtriebswelle, wie die Prüfstandsversuche zeigten, grundsätzlich niedrigere Drehzahlen eingestellt haben, lag die Vermutung nahe, dass die bremsenden Anteile in ihrer Quantität, sprich das Schlepp- oder Verlustmoment, niedriger sein müssen. Die in diesem Abschnitt vorgestellten Schleppmomentmessungen dokumentieren die Richtigkeit dieser Vermutung und zeigen mit ihren Ergebnissen, wie sich der Kopplungszustand quantitativ auf das Schleppmoment auswirkt.

In einem exemplarischen Versuch wurde eine geradverzahnte Zahnradstufe mit der Übersetzung $i = 1,0$ in das EPG3 montiert und erprobt. Die Öltemperatur wurde dabei auf 75 °C eingestellt, um eine niedrige Viskosität des Getriebeöls zu erhalten. Bild 6.17 zeigt die drei Kurven des Schleppmomentverlaufes über der Antriebswellendrehzahl. Die erste, blau eingefärbte Kurve zeigt den Schleppmomentverlauf bei gekoppeltem An- und Abtriebszahnrad, so als wäre die Zahnradstufe gerade an der Leistungsübertragung im Getriebe beteiligt. Sie weist erwartungsgemäß das höchste Niveau auf. Ab einer Drehzahl von ca. 1500 1/min scheint sich das Schleppmoment asymptotisch einem Beharrungswert zu nähern. Dieses Phänomen tritt auch bei den folgenden beiden Kurven auf. Der Grund für dieses Verhalten liegt in den tribologischen Verhältnissen insbesondere der Wälzlager, wurde jedoch in dieser Form nicht nachgewiesen. Es ist

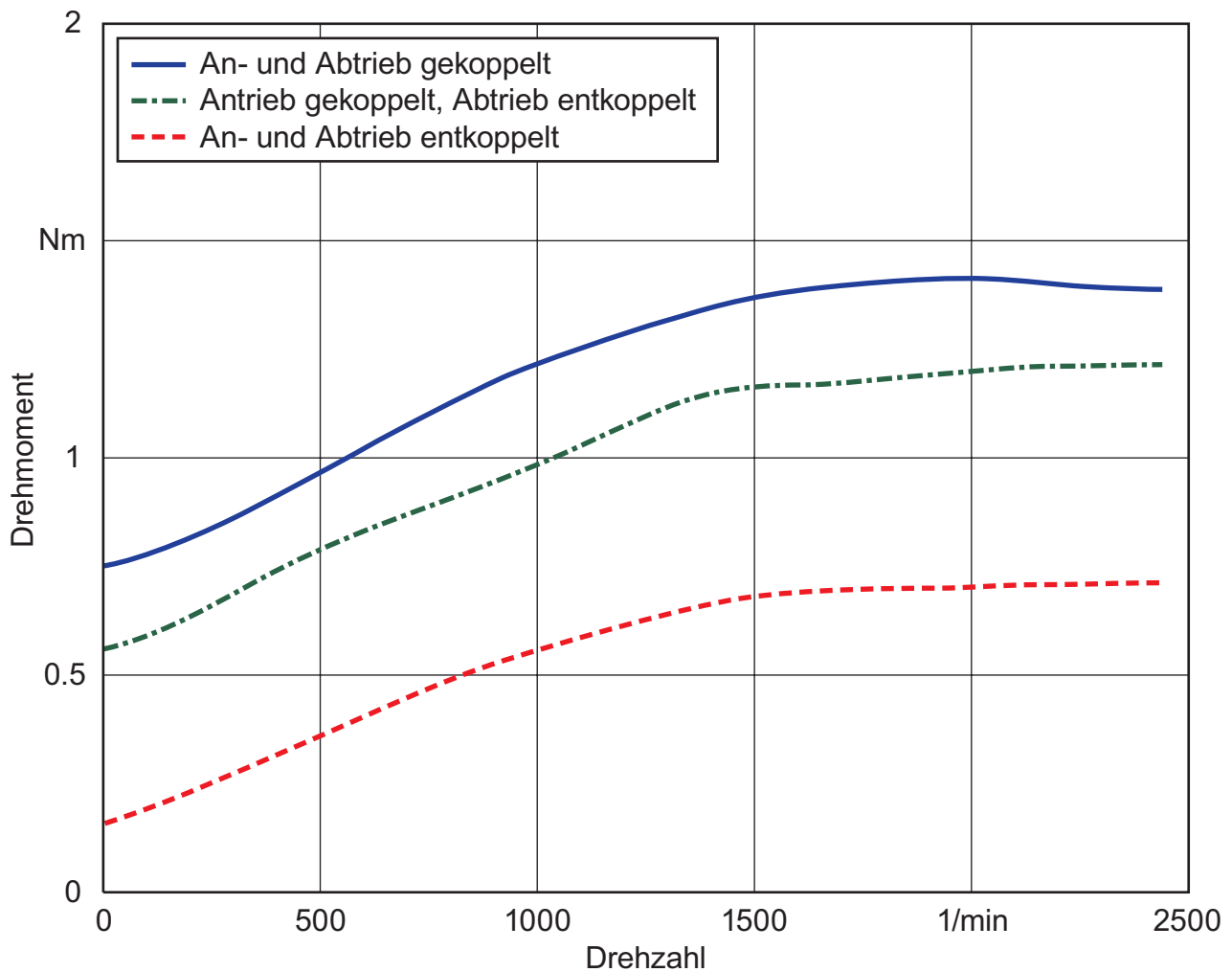


Bild 6.17: Verlauf der Schleppmomente des Versuchsgetriebes mit geradverzahnter Gangstufe bei variablem Koppelzustand der Zahnräder und einer Getriebeöltemperatur von 75°C

anzumerken, dass in diesem Koppelzustand auch die Abtriebswelle im EPG3 rotiert. Da beide Wellen über eine angestellte und vorgespannte Lagerung unter Verwendung von Kegelrollenlagern in das Gehäuse montiert sind, weisen alle Messkurven auch bei Umdrehungen nahe null einen diskreten Wert auf. Die zweite, grün eingefärbte Kurve zeigt den Schleppmomentverlauf bei gekoppeltem Antriebs-, jedoch entkoppeltem Abtriebszahnrad. Dieser Zustand entspricht in erster Näherung einer herkömmlichen nicht geschalteten Gangstufe in einem Fahrzeuggetriebe.

Das Niveau ist insgesamt niedriger, der Grund hierfür liegt in der Abtriebswelle, die nun nicht mehr mit der durch die Übersetzung vorgegebenen Zwangsdrehzahl dreht, sondern mit einer niedrigeren. Eine deutliche Verbesserung des Gesamtschleppmomentes zeigt die dritte, rot eingefärbte Kurve, die den vollständig entkoppelten Zustand repräsentiert. Hier wird vor allem der

Einfluss der bei diesem Versuch weitgehend stillstehenden Abtriebswelle deutlich. Erst bei Antriebsdrehzahlen oberhalb von ca. 1500 1/min begann diese langsam mitzurotieren.

Der quantitative Unterschied ist in erster Linie auf das reduzierte Plansch- und Quetschmoment durch die geringere Zahnradzahl zurückzuführen. Prozentual ausgedrückt ergibt sich bei Drehzahlen oberhalb 2000 1/min im Bereich der Kurvensättigung eine Reduktion um ca. 40%, was als markant zu bewerten ist.

7 Versuche am Seriengetriebe

Im vorausgegangenen Kapitel wurde gezeigt, dass die Entkopplung des Festrades von seiner Welle eine erhebliche Reduktion des Klappergeräuschpegels bewirkt. Dieser Effekt wurde an einer einzelnen Zahnradstufe festgestellt und dokumentiert. In einem nächsten Schritt stellt sich somit folgerichtig die Frage, wie sich eine Entkopplung in einem Kompletgetriebe auswirkt. Dies bringt jedoch einen erheblichen konstruktiven Aufwand mit sich. Daraufhin wurde beschlossen, sich eine Besonderheit von Koaxialgetrieben in Vorgelegebauweise zunutze zu machen. Es handelt sich hierbei um die Existenz eines sog. Direktganges. Im Direktgang werden die Getriebeeingangs- und die Getriebeausgangswelle direkt miteinander gekoppelt. Somit überträgt das Getriebe die Leistung der Kraftmaschine mit der Übersetzung $i = 1,0$; keine der Getriebeverzahnungen liegt nun im Leistungsfluss. Derartige Getriebe werden beim Standardantrieb eingesetzt, d.h. der Motor befindet sich im Fahrzeug vorne, die angetriebenen Räder hinten. Ein solches Getriebe mit fünf Vorwärtsgängen ist in Bild 7.1 im Mittelschnitt dargestellt.

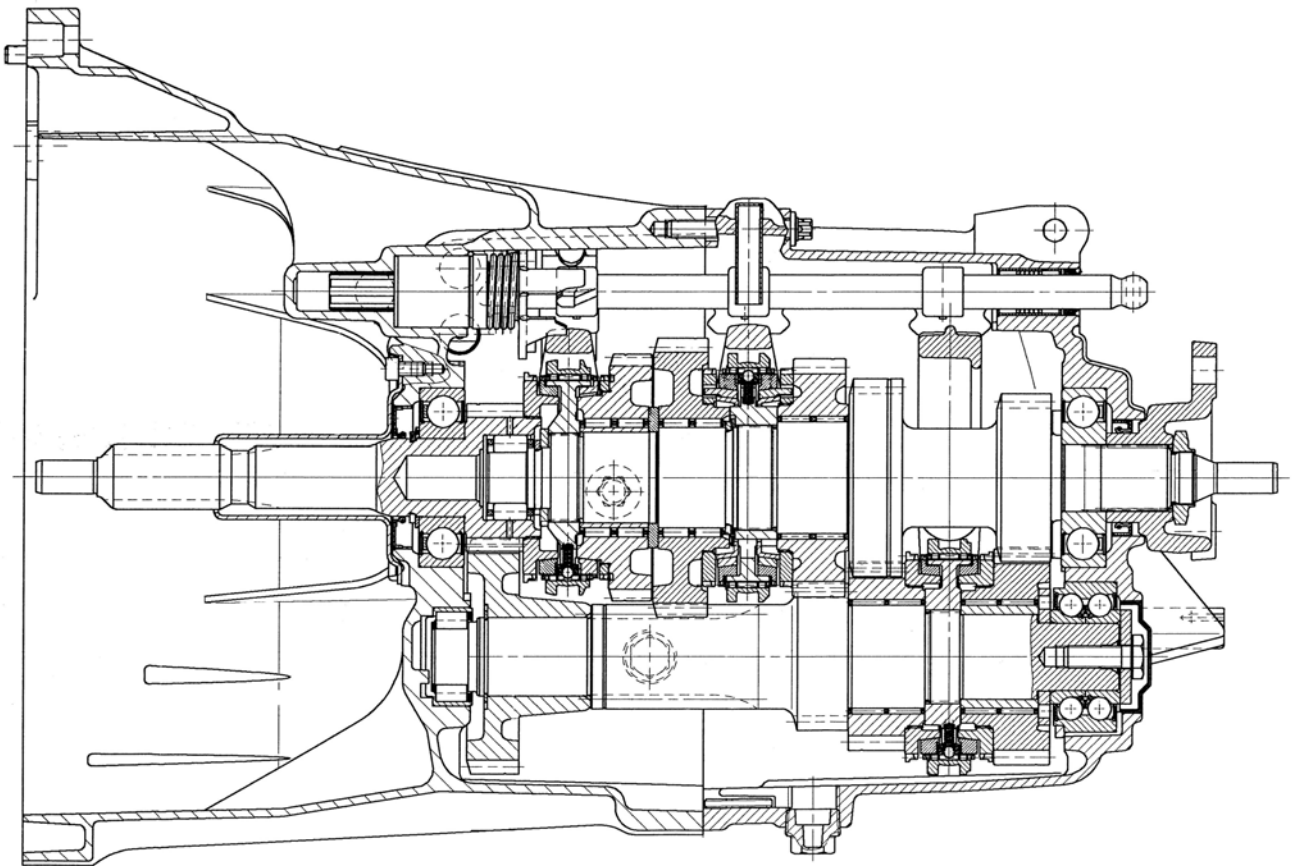


Bild 7.1: Pkw-Koaxialgetriebe in Vorgelegebauweise mit fünf Vorwärtsgängen

Wird der Direktgang gewählt, so wird die Getriebeeingangswelle direkt mit der Getriebeausgangswelle über ein Standard-Synchronpaket verbunden. Die Vorgelegewelle ist nicht an der Leistungsübertragung beteiligt. Dennoch wird die Drehbewegung der Getriebeeingangswelle über die Konstantstufe auf die Vorgelegewelle übertragen, die ihrerseits mit ihren Festrädern über deren Verzahnung mehrere Losräder auf der Hauptwelle in eine Zwangsdrehbewegung versetzt. Die gesamte Vorgelegewelle stellt somit im Direktgang ein Losteil dar, welches zu Rasselgeräuschen angeregt wird.

Ähnlich verhält es sich in der Neutralstellung des Getriebes. Erneut bildet die Vorgelegewelle ein Losteil, was wiederum zu Klappergeräuschen angeregt wird. Hinzu kommt der Effekt, dass die Vorgelegewelle ihrerseits die mit ihr kämmenden Losräder zu Klapper- bzw. Rasselgeräuschen anregt. Dieser Umstand wird in der Literatur als Losteilkette bezeichnet. Die Konstantverzahnung spielt folglich eine zentrale Rolle bei der Entstehung von Klapper- und Rasselgeräuschen. Der Gedanke der in diesem Kapitel vorgestellten Untersuchungen ist daher, nur das Konstantenritzel schaltbar zu entkoppeln. In einer ersten Schlussfolgerung müsste dann das Getriebe vollständig klappergeräuschfrei sein, da die Drehbewegung des Konstantenritzels von der der Getriebeeingangswelle unabhängig ist. Vollständige Rasselgeräuschfreiheit wird jedoch nicht erzielt. Dies liegt daran, dass die Vorgelegewelle in jedem geschalteten Gang außer dem Direktgang an der Leistungsführung beteiligt ist und somit die nicht leistungsübertragenden Losteile nach wie vor zu Rasselgeräuschen anregen kann. Selbst im Direktgang kann bei der in Bild 7.1 dargestellten Radanordnung bei Entkopplung des Konstantenritzels keine Rasselgeräuschfreiheit erwartet werden, da die Hauptwelle die Losräder des 3. und 4. Gangs anregt. Anders würde sich dies bei Koaxialgetrieben darstellen, deren Hauptwelle keine Festräder trägt, so wie es bei mittelschweren und schweren Nkw-Getrieben nahezu ausschließlich der Fall ist, /1, 8/. Diese besondere Form der Koaxialgetriebe in Vorgelegebauweise wird in der Literatur als Inline-Getriebe bezeichnet. Durch die Einbringung nur eines einzelnen zusätzlichen lokalen Schaltmechanismus zur Entkopplung des Konstantenritzels wird in Summe der größte Schritt auf dem Weg zu einem echten KURF-Getriebe getan.

7.1 Modifikationen am Seriengetriebe

Um das Konstantenritzel des verwendeten Seriengetriebes schaltbar entkoppeln zu können, wurde eine Änderungskonstruktion vorgenommen. Ein Mittelschnitt durch die betroffenen Bauteile ist in Bild 7.2 dargestellt. Da innerhalb des Getriebegehäuses kein Bauraum zur Unterbringung des zusätzlichen Synchronpaketes zur Verfügung stand und das Getriebegehäuse als solches aus

Gründen des Aufwandes nicht verändert werden sollte, wurde die neue Baugruppe in einem separaten Gehäuse innerhalb der Kupplungsglocke platziert. Mit der neuen Getriebeeingangswelle sind nunmehr lediglich der Kupplungskörper für den Direktgang und der Synchronkörper des zusätzlichen Schaltpaketes verbunden. Zwischen diesen beiden Bauteilen ist auf zwei Nadellagerkränzen eine Hohlwelle angeordnet, die getriebeseitig das Konstantenritzel und motorseitig den Kupplungskörper des neuen Schaltpaketes aufnimmt. Sie dient der Überbrückung der Getriebegehäusevorderwand, in der das alte und neue Hauptlager sowie die Dichtung eingebaut sind. Im Zusatzgehäuse, das durch Bohrungen ausreichend Öl mit dem Getriebegehäuse austauschen kann, ist die Schaltstange angeordnet, die die Schiebemuffe des zusätzlichen Schaltpakets bewegt. Bild 7.3 zeigt einen Blick auf das neue Synchronpaket samt Schaltzeug bei geöffnetem Zusatzgehäuse, /112/.

Wird nun die Schaltstange in Richtung des Getriebes bewegt, so verbindet die Schiebemuffe den Synchronkörper mit dem Kupplungskörper und die Dreh- und Kraftübertragung auf das Konstantenritzel und damit die Vorgelegewelle ist gewährleistet. Im anderen Fall wird das Konstantenritzel von der Drehbewegung der Getriebeeingangswelle entkoppelt, jedoch kann der Direktgang wie gefordert eingelegt und verwendet werden.

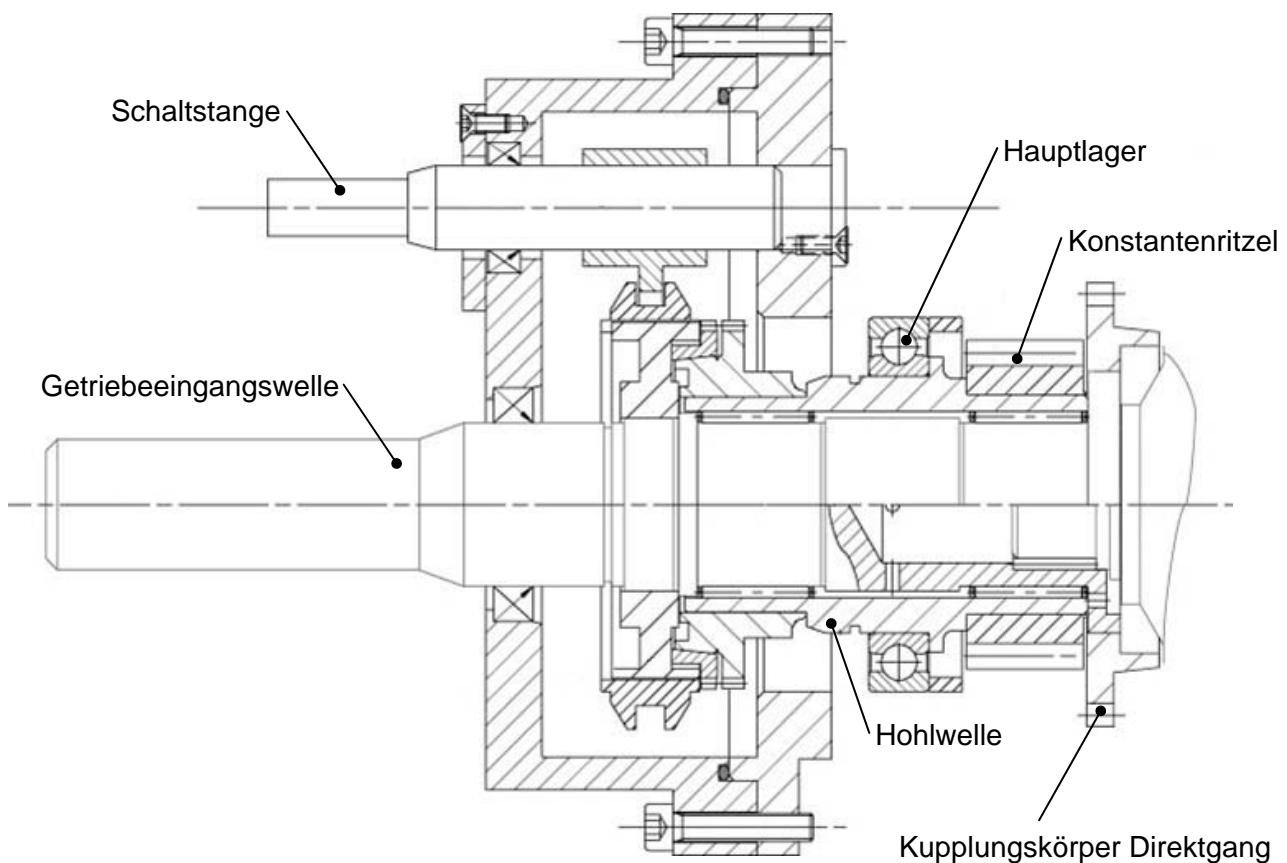


Bild 7.2: Mittelschnitt durch die Baugruppe „Schaltmechanismus Konstantenritzel“

Diese Konstruktion ist unter den gegebenen Voraussetzungen entstanden und stellt eine Prototypenkonstruktion dar. Sollte dieses Prinzip einer „abschaltbaren Vorgelegewelle“ in einer Serienproduktion Verwendung finden, so erscheint es sinnvoller, das zusätzliche Synchronpaket im Hauptgehäuse zwischen dem Getriebeeingangswellenlager und dem Konstantenritzel zu platzieren. Der zusätzliche Bedarf an axialem Bauraum würde in diesem Fall in einer ersten Schätzung weniger als 25 mm betragen. Der Prototypenstatus trifft ebenso auf das innere und äußere Schaltgestänge zu; auch hier stellt sich in einer Serienanwendung eine geänderte, neu zu überdenkende Situation dar, vgl. Kapitel 8.

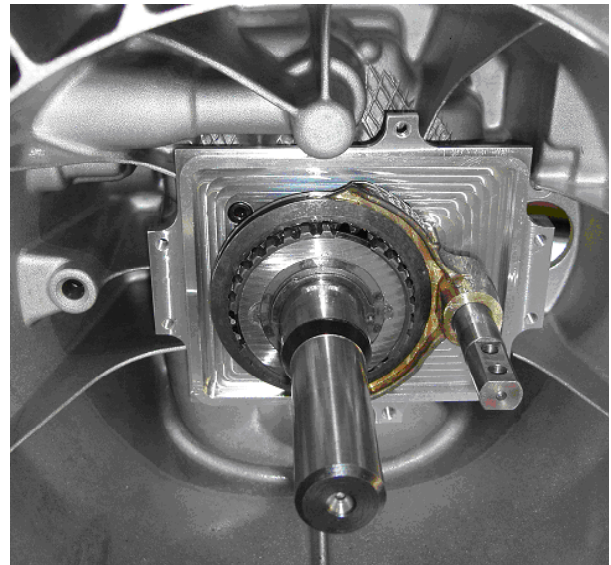


Bild 7.3: Synchronpaket Konstantenritzel und Schalteinrichtung bei geöffnetem Zusatzgehäuse

7.2 Geräuschemessungen

Am so modifizierten Seriengetriebe wurden Klapper- und Rasselgeräuschemessungen unternommen, deren Ergebnisse im Folgenden dargestellt werden. Die Messeinrichtung und das Messverfahren wurden dabei im Vergleich zu Kapitel 6 nicht verändert.

7.2.1 Klappergeräuschverhalten

In einem ersten Schritt wurde das Geräuschverhalten des modifizierten Getriebes im Leerlauf bei einer Getriebeöltemperatur von 25 °C ermittelt, siehe Bild 7.4. Aufgrund der Leistungsdaten des Prüfstandes war es nicht immer möglich, Anregungen bis zum angestrebten Wert von 2000 rad/s² einzustellen. Dies hängt in erster Linie von dem auf das getriebeeingangswellen- bzw. motorwellenbezogenen Massenträgheitsmoment der rotierenden Teile ab. Da im gekoppelten Zustand die gesamte Vorgelegewelle, sowie die auf der Hauptwelle befindlichen Losteile mitdrehen, beträgt in diesem Fall das Massenträgheitsmoment der gesamten Anordnung ein Mehrfaches dessen im entkoppelten Zustand. Das Getriebe zeigt im gekoppelten Zustand erwartungsgemäß zwei bei jeweils unterschiedlichen Grunddrehzahlen gemessene Klappergeräuschkurven.

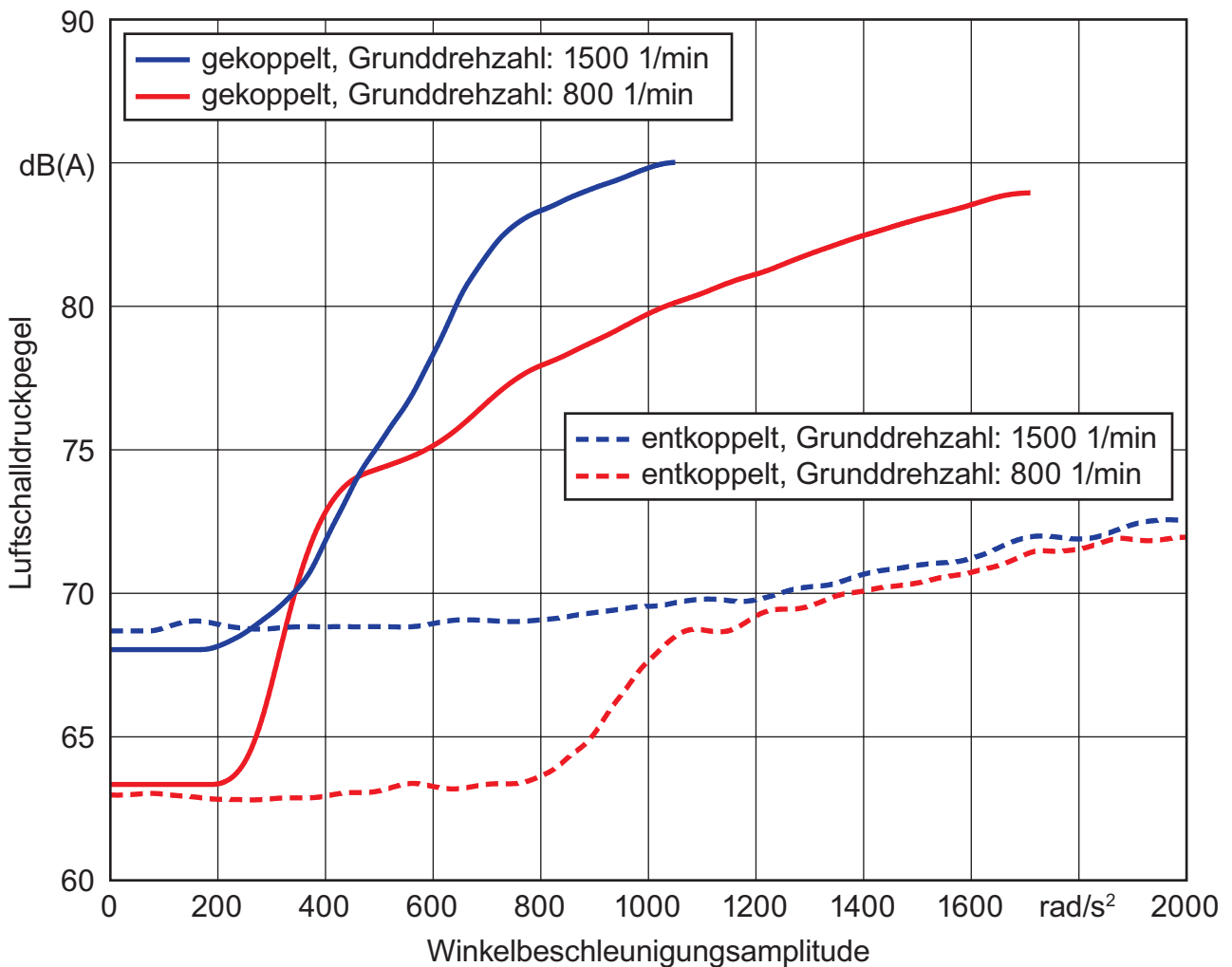


Bild 7.4: Klappergeräuschverhalten eines 5-Gang-Koaxialgetriebes mit abschaltbarer Vorlege-Wellen bei kaltem Getriebeöl (25°C)

Deutlich zu erkennen sind die Klappergrenzen bei ca. 200 rad/s² und der typische Verlauf oberhalb der Klappergrenzen. Im entkoppelten Zustand hingegen ist für die Grunddrehzahl von 1500 1/min eine vollständige Klappergeräuschfreiheit festzustellen. Der leichte Anstieg mit zunehmender Anregung ist auf das ebenfalls leicht zunehmende Motorengeräusch zurückzuführen. Subjektiv wie objektiv durch Analyse des Körperschallsignals konnten keine Klappergeräusche identifiziert werden. Anders verhielt sich dies bei der reduzierten Grunddrehzahl von 800 1/min. Hier ist eine deutliche Klappergrenze bei ca. 800 rad/s² zu sehen, allerdings steigt der gemessene Luftschalldruckpegel im weiteren Verlauf nicht so steil an wie im gekoppelten Zustand. Der Grund hierfür liegt wie in Kapitel 6 beim Elementarprüfaufbau im tribologischen System im Bereich der Hohlwellenlagerung auf der Getriebeeingangswelle und des zusätzlichen Synchronpaketes. Offenbar sind diese Kontaktstellen in Summe erneut in der Lage, ab einer definierten Winkelbeschleunigungsamplitude selbige in gedämpfter Form an die Hohlwelle und das darauf

sitzende Konstantenritzel zu übertragen. In der Folge kommt es zu Klappergeräuschen, hauptsächlich entstanden in der Konstantenverzahnung und den beiden Synchronringen des Direktgangs und des Konstantenritzels. Genauso bemerkenswert ist allerdings der weitere Verlauf des Klappergeräuschpegels nach Überschreiten der Klappergrenze. Ähnlich den Messergebnissen aus den Grundsatzuntersuchungen im Elementarprüfgehäuse beharrt der Klappergeräuschpegel trotz weiter ansteigender Anregung auf einem definierten Niveau und steigt im Weiteren nur noch ganz leicht an.

Bild 7.5 zeigt Messergebnisse aus dem identischen Versuchsaufbau, diesmal jedoch im erwärmten Getriebezustand bei einer Öltemperatur von 75°C .

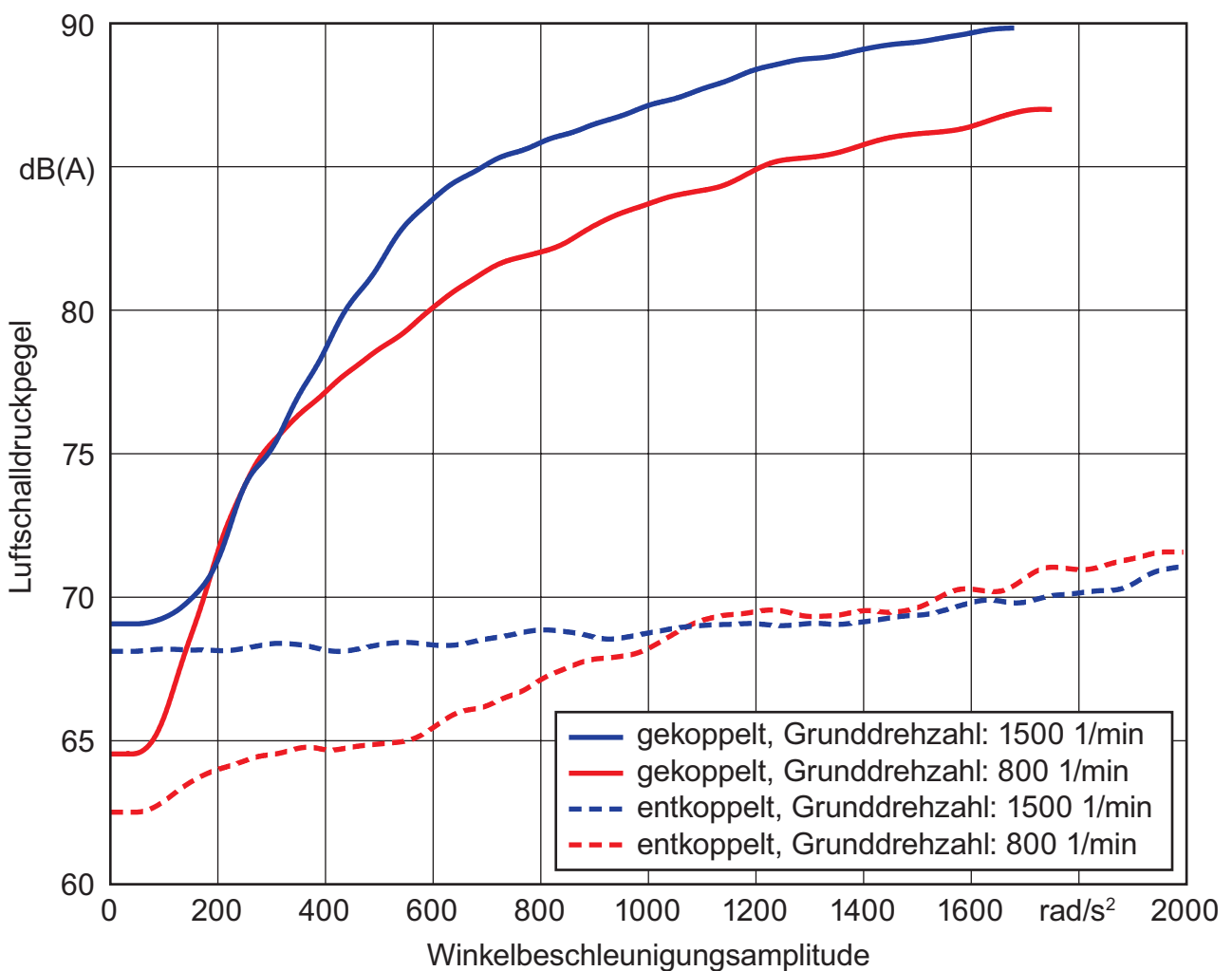


Bild 7.5: Klappergeräuschverhalten eines 5-Gang-Koaxialgetriebes mit abschaltbarer Vorlegewelle bei heißem Getriebeöl (75°C)

Erneut wurden im gekoppelten Zustand bei Einstellung der hohen Grunddrehzahl von 1500 1/min höhere Luftschalldruckpegelwerte gemessen als im Fall der niedrigen Grunddrehzahl. Deutlicher

fällt der Unterschied in der Verlaufscharakteristik im entkoppelten Zustand aus. Während bei kaltem Öl noch eine deutliche Klappergrenze zu identifizieren war, ist diese nun scheinbar durch einen sich über ein Anregungsfenster von 100 bis 1100 rad/s² ausgedehnten, nahezu homogenen Anstieg ersetzt worden. Tatsächlich jedoch handelt es sich um zwei getrennte, durch den Beobachter akustisch differenzierbare Klappergrenzen: Bei einer Anregung von 100 rad/s² beginnt der Synchronring des zusätzlich eingebrachten Synchronpaketes zu klappern, bei ca. 550 rad/s² treten erste Klappergeräusche der Konstantverzahnung auf. Aufgrund der unterschiedlichen Geräuschfrequenzen dieser Bauteile ließ sich dieser Sachverhalt während der Durchführung der Prüfläufe eindeutig identifizieren. Ab einer Anregung von 1100 rad/s² erreicht der Klappergeräuschpegel ein definiertes Niveau, das sich mit weiter zunehmender Anregung nicht weiter erhöht. An diesem Punkt ist das Maximum der Übertragungsfähigkeit von Drehungleichförmigkeiten zwischen Getriebeeingangswelle und Hohlwelle erreicht.

In Summe finden sich am modifizierten Kompletgetriebe die Verhaltensweisen der solitären Zahnradstufe aus Kapitel 6 wieder und bestätigen somit die Rechtmäßigkeit der Übertragung der gewonnenen Erkenntnisse auf Gesamtgetriebe.

7.2.2 Rasselgeräuschverhalten

Es sei zunächst in Erinnerung gerufen, dass von Rasselgeräuschen oder auch kurz „Rasseln“ gesprochen wird, wenn ein Gang des Getriebes eingelegt ist und der Antriebsstrang verspannt ist, d.h. Leistung im Zug- oder Schubtrieb überträgt. Im Fall des untersuchten Koaxialgetriebes wurde der Fokus auf die Beobachtung des Getriebeverhaltens im Direktgang gelegt, da die Entkopplung des Konstantenritzels außer im Leerlauf nur auf diesen Gang Auswirkungen hat. In allen anderen geschalteten Gängen ist die Konstantverzahnung an der Leistungsübertragung beteiligt und kann aufgrund der Verspannung keine Rasselgeräusche emittieren.

Bild 7.6 zeigt die gemessenen Klapperkurven bei geschaltetem Direktgang und bei kaltem Getriebeöl (25°C). Die der Legende nach ersten beiden Kurven zeigen den gekoppelten Zustand im Direktgang, was in erster Näherung dem Serienzustand entspricht. Der habhafte Umfang der eingebrachten Modifikationen lässt eine direkte Gleichsetzung beider Getriebe nicht zu. Umso mehr muss bei der Betrachtung der Klapperkurven das Augenmerk auf den direkten Vergleich zwischen ge- und entkoppeltem Zustand gelegt werden. Die der Bildlegende nach ersten beiden Kurven zeigen die Entwicklung des Rasselgeräuschpegels des Getriebes im gekoppelten Zustand bei den unterschiedlichen Grunddrehzahlen von 800 und 1500 1/min. Die Differenz beider Kurven entsteht dabei aus dem unterschiedlichen Grundgeräusch.

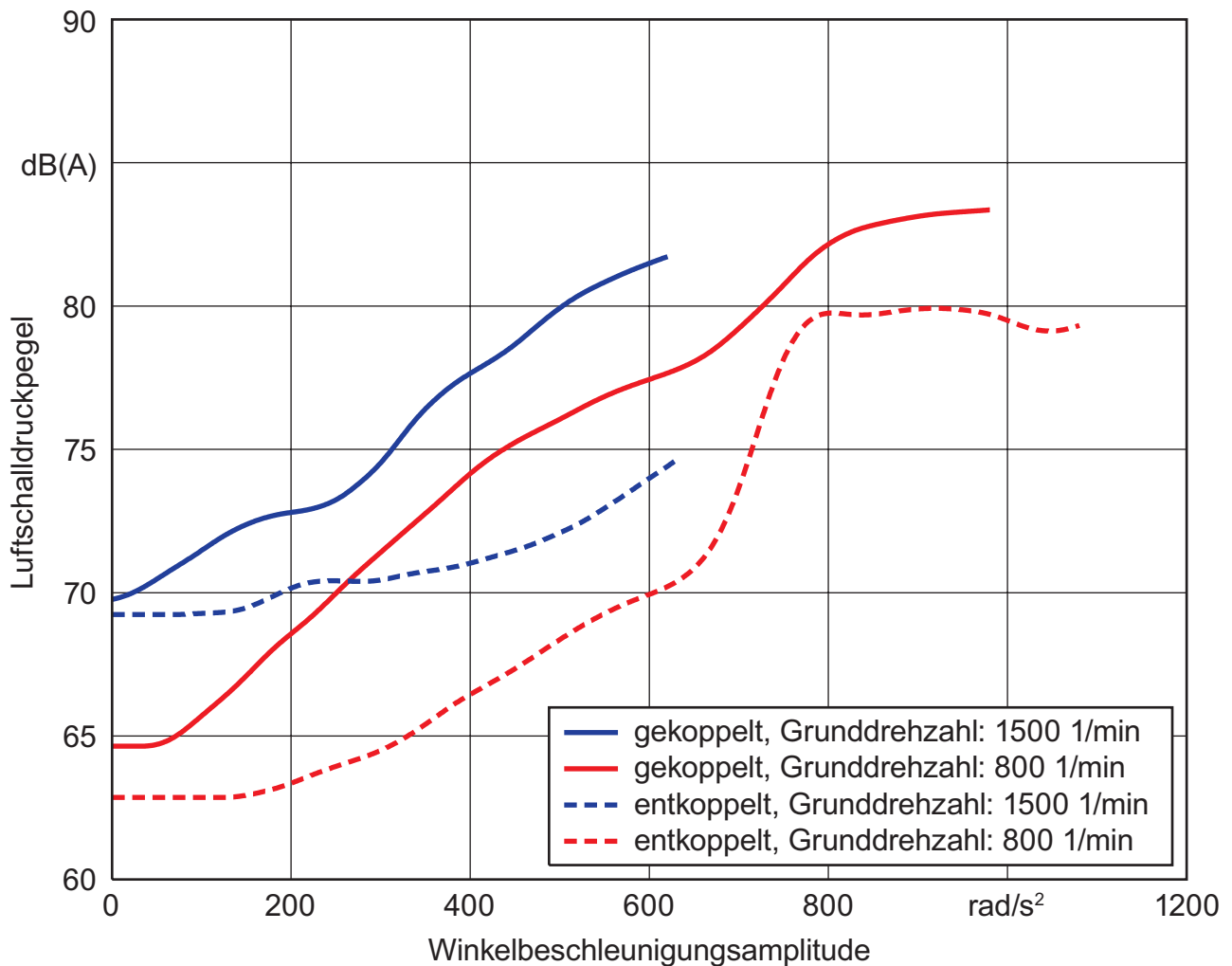


Bild 7.6: Rasselgeräuschverhalten eines 5-Gang-Koaxialgetriebes mit abschaltbarer Vorlegelegewelle im Direktgang bei kaltem Getriebeöl (25°C)

Beide Kurven zeigen im Wesentlichen einen typischen Verlauf, wobei bei einer Anregung von ca. 700 rad/s² bei niedriger Grunddrehzahl ein überproportionaler Anstieg der Klapperkurve zu sehen ist. Hier wird eine zweite markante Klappergrenze des Getriebes erreicht, an der mehrere konstantenübersetzungsbehaftete Losteile ihre eigene Klappergrenze besitzen. Damit ist in erster Linie die gesamte Vorlegelegewelle als Losteil gemeint. Diese Annahme wird durch Betrachtung des entkoppelten Zustandes bestätigt. Hier setzt zunächst das Synchronringrasseln des zusätzlichen Synchronpaketes bei ca. 200 rad/s² ein. Bei Erreichen der charakteristischen Anregung von 700 rad/s² ist die Klappergrenze der Vorlegelegewelle erreicht. Interessant ist dabei, dass nach Erreichen dieser Grenze der gemessene Luftschalldruckpegelwert verharrt. Auch bei weiterer Steigerung der Anregung erhöht sich der Rasselgeräuschpegel nicht. Grund hierfür ist die maximal übertragbare Winkelbeschleunigungsamplitude zwischen Getriebeeingangswelle und dem Konstantenritzel, wie sie phänomenologisch bereits in Kapitel 6 beschrieben wurde.

Bei erhöhter Grunddrehzahl wird aufgrund der Leistungsfähigkeit des Prüfstandes in dieser Konfiguration leider der interessante Bereich um die Anregung von 700 rad/s^2 nicht erreicht. Deshalb wird auf die angehobene Grunddrehzahl an späterer Stelle im Ausbauversuch eingegangen. Das Bild 7.7 zeigt die gleiche Konfiguration wie in Bild 7.6, allerdings bei Verwendung von heißem Getriebeöl mit einer Temperatur von 75°C . Die Charakteristik bleibt insgesamt erhalten.

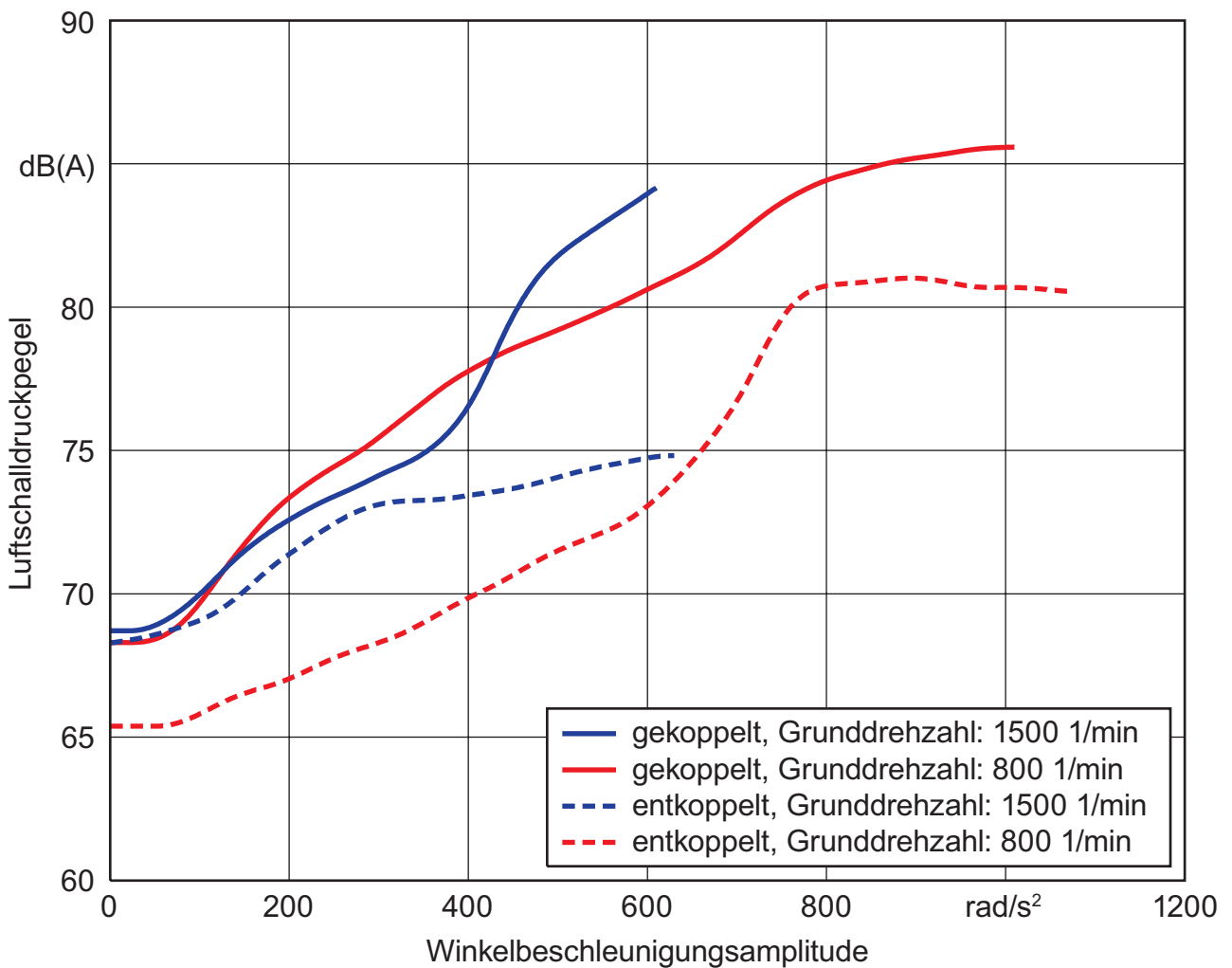


Bild 7.7: Rasselgeräuschverhalten eines 5-Gang-Koaxialgetriebes mit abschaltbarer Vor-gelegewelle im Direktgang bei heißem Getriebeöl (75°C)

Bemerkenswert sind die durchweg zu geringeren Anregungen hin verschobenen Klappergrenzen und das höhere Grundgeräusch, insbesondere bei niedriger Grunddrehzahl. Die Auswirkungen des verminderten Bremsmomentes an den Losteilen durch niedrigviskoses Öl bei hohen Temperaturen sind besonders deutlich im entkoppelten Zustand bei einer Grunddrehzahl von 1500 1/min zu sehen. Der Synchronring des Zusatzpaketes beginnt hier bereits bei der geringen Anregung von ca. 50 rad/s^2 früher und deutlicher hör- und messbar zu rasseln.

Wie bereits an früherer Stelle angedeutet, kann der Direktgang in diesem Beispiel nicht vollständig rasselgeräuschfrei sein, da die Getriebehauptwelle die Festräder des 3. und 4. Ganges aufnimmt und somit deren Losräder anregt. Aus diesem Grund wurden eben jene beiden Losräder in einem weiteren Versuch demontiert. Zu erwarten war anschließend eine vollständige Rasselgeräuschfreiheit im Direktgang. Die Betrachtung dieser Konfiguration erscheint auch deshalb so interessant, weil in der Praxis wie bereits erwähnt nahezu alle Koaxialgetriebe im Bereich der mittleren und schweren Nutzfahrzeuge derart aufgebaut sind, dass sämtliche Festräder auf der Vorgelegewelle angeordnet sind. Diese Getriebe wären folglich durch eine schaltbare Entkopplung des Konstantenritzels im Direktgang ebenso rasselgeräuschfrei. Dies ist von besonderer Bedeutung, da im Fernverkehr bis zu 90% der Laufleistung im Direktgang erbracht wird, /1/.

Der Umfang der ausgebauten Getriebeteile ist in Bild 7.8 dargestellt. Es handelt sich um die beiden Losräder der 3. und 4. Gangstufe, deren Nadellager sowie dem Synchronpaket mit den Messinggleitsteinen der Schaltgabel. Nicht ausgebaut wurde der Synchronkörper, da er ein notwendiges Bauteil in der Kette der axialen Verspannung darstellt, die letztlich der Aufnahme des Festlagerinnenrings der Vorgelegewelle dient.

Durch den Ausbau der genannten Teile verringert sich das auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Massenträgheitsmoment was einen direkten Einfluss auf die Leistungsfähigkeit des Prüfstands hat. So konnten bei der Durchführung der Messläufe höhere Anregungen realisiert werden, als noch bei den Rasselversuchen mit Vollbestückung aller Gangstufen. Gerade bei erhöhter Grunddrehzahl ließen sich auf diese Weise Ergebnisse bei Anregungen erzielen, die bereits in Bereichen liegen, in denen keine neuen Mechanismen mehr das Rasselgeräusch beeinflussen, sondern lediglich eine stetige Steigerung des emittierten Luftschalldruckpegels stattfindet.

In Bild 7.9 sind vier unterschiedliche Klapperkurven bei geschaltetem Direktgang

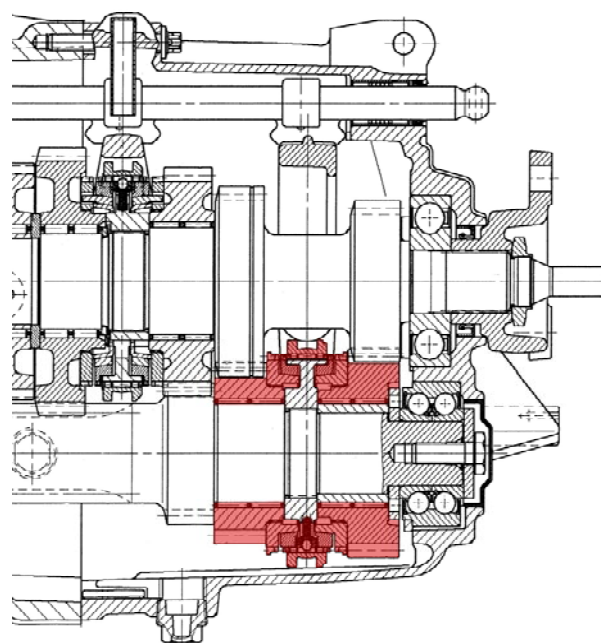


Bild 7.8: Mittelschnitt des abtriebsseitigen Teils des 5-Gang-Koaxialgetriebes mit abschaltbarer Vorgelegewelle und farblicher Markierung der demontierten Teile

und einer Öltemperatur von 25°C mit jeweils zu- und abgeschalteter Vorgelegewelle sowie bei 800 und 1500 1/min Grunddrehzahl dargestellt. Es kann direkt mit Bild 7.6 verglichen werden – mit dem Unterschied der ausgebauten Losteile gemäß Bild 7.8.

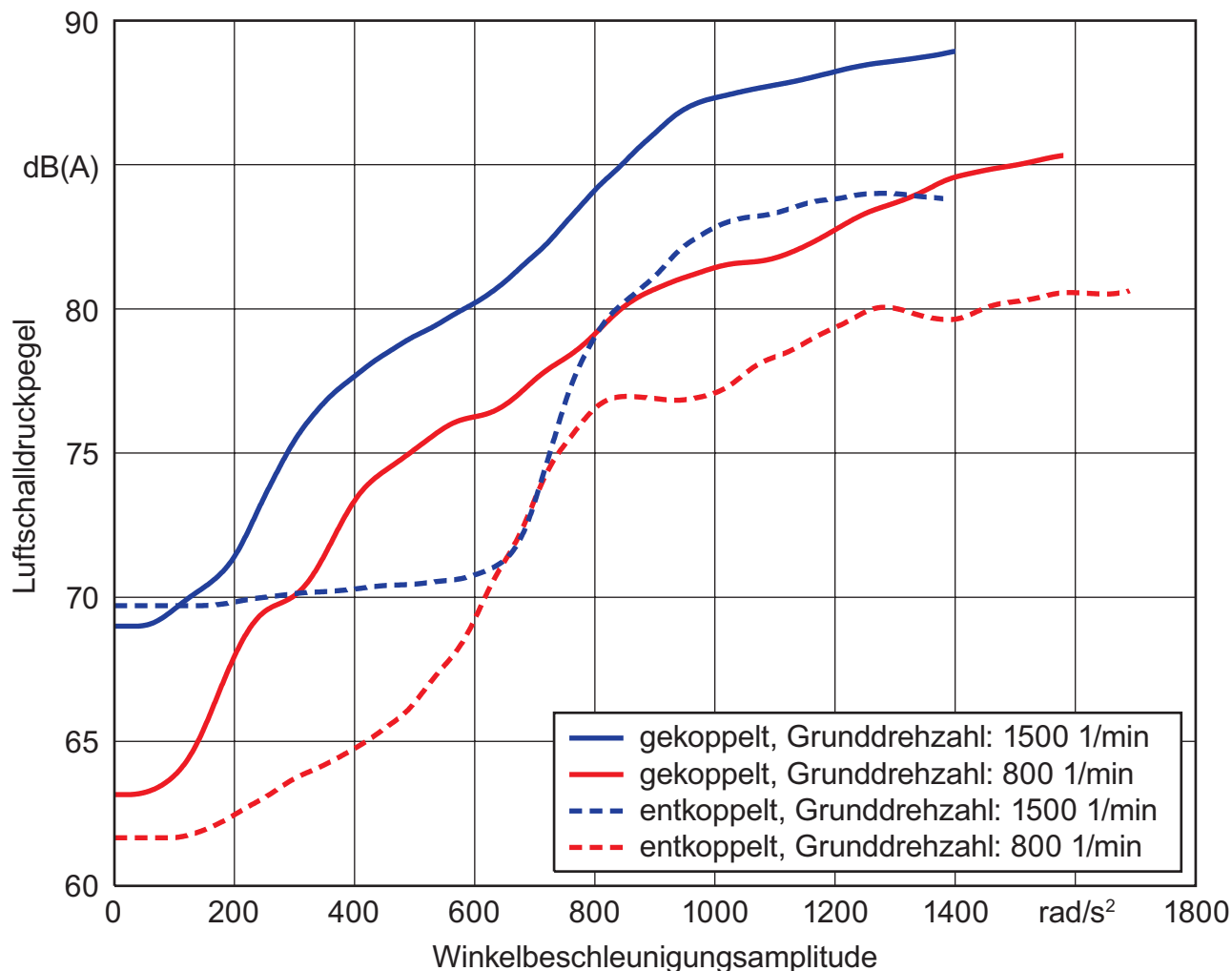


Bild 7.9: Rasselgeräuschverhalten eines 5-Gang-Koaxialgetriebes mit abschaltbarer Vorgelegewelle im Direktgang bei kaltem Getriebeöl (25°C) und ausgebauten Losteilen des 3. und 4. Gangs

Bei der Grunddrehzahl von 800 1/min entspricht die grundsätzliche Charakteristik jener der entsprechenden Kurven in Bild 7.6. Dies wird besonders im entkoppelten Fall deutlich. Hier ist beides Mal eine Zäsur bei einer Anregung von ca. 800 rad/s² zu erkennen. Jenseits dieser Anregung steigt der Klappergeräuschpegel nur noch mäßig an. Das Niveau der Zäsur in Bild 7.9 liegt allerdings ca. 3 dB unter dem der entsprechenden Kurve bei eingebauten Losteilen der 3. und 4. Gangstufe. Diese Differenz entspricht dem Rasselgeräuschanteil dieser Gangstufen.

Die soeben vorgestellten Messungen wurden auch bei heißem Öl durchgeführt. Die Messergebnisse sind in Bild 7.10 dargestellt.

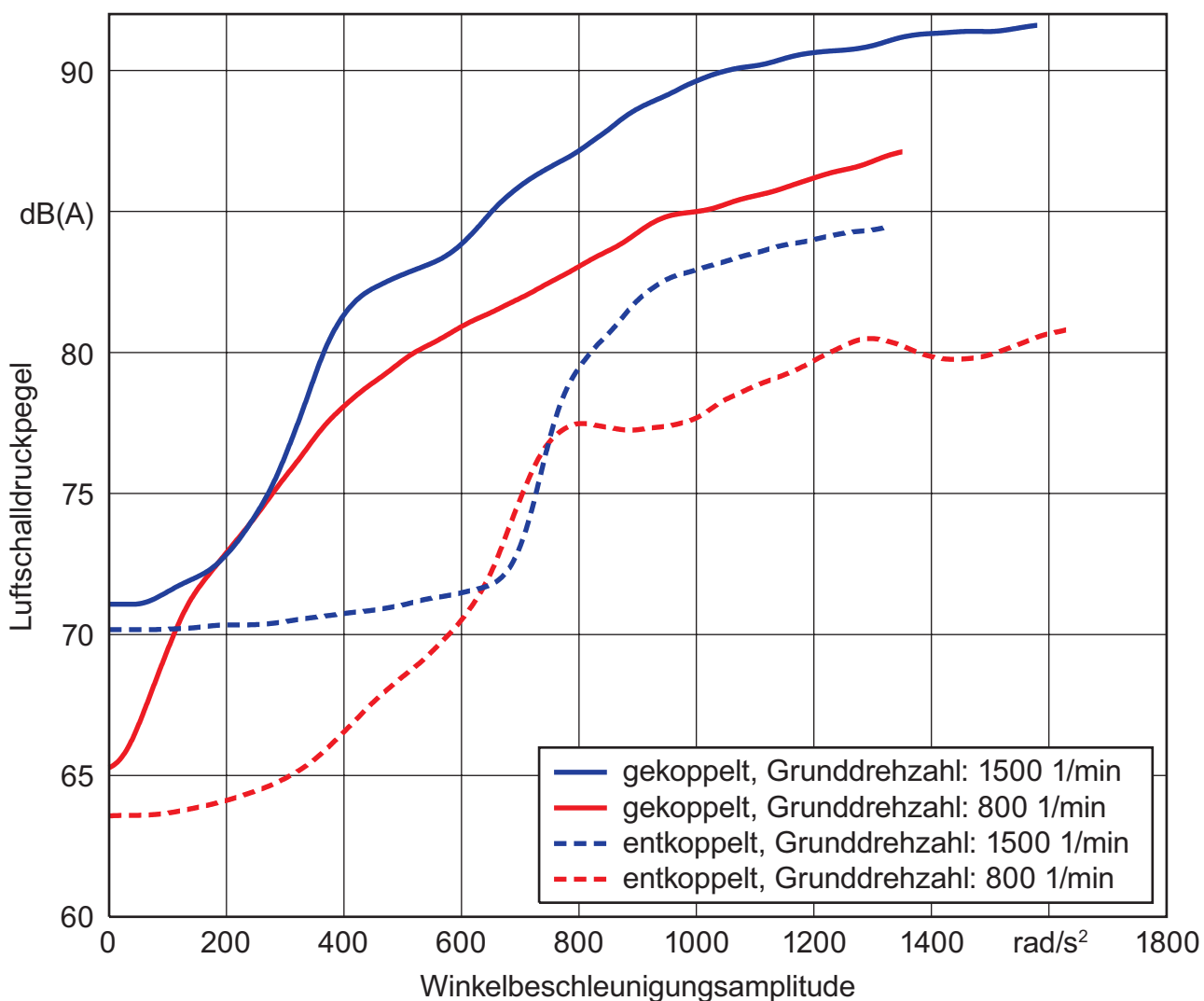


Bild 7.10: Rasselgeräuschverhalten eines 5-Gang-Koaxialgetriebes mit abschaltbarer Vorlegevelle im Direktgang bei heißem Getriebeöl (75°C) und ausgebauten Losteilen des 3. und 4. Gangs

Der eigentliche Wert der Messungen wird bei Betrachtung des jeweiligen Unterschiedes zwischen gekoppeltem und entkoppeltem Zustand deutlich. Legt man das Augenmerk auf die Anregungen bis ca. 600 rad/s², so beträgt der Unterschied bei einer Grunddrehzahl von 800 1/min quantitativ bis zu 8 dB und bei 1500 1/min bis zu 9,5 dB. Bei der erhöhten Grunddrehzahl kann sogar von einer vollständigen Rasselgeräuschfreiheit gesprochen werden. Es sei in Erinnerung gerufen, dass durch torsionsschwingungsdämpfende Maßnahmen wie der Einsatz von Zweimassenschwungrädern niemals die volle Ungleichförmigkeit des Verbrennungsmotors in das Getriebe eingeleitet wird.

Durch Kombination von Dämpfungsmaßnahmen vor dem Getriebe mit der KURF-Technologie kann in letzter Konsequenz im Direktgang über weite Bereiche der Grunddrehzahl eine vollständige Rasselgeräuschfreiheit erzielt werden. Weitere, hier nicht dokumentierte Versuche zeigten ferner, dass mit steigender Grunddrehzahl das Rasselgeräusch im gekoppelten Fall stets lauter wird, dass jedoch im entkoppelten Fall gerade die Klappergrenze zu immer höheren Anregungen verschoben wird. Der Effekt der Entkopplung wirkt sich demnach mit höher werdender Grunddrehzahl immer stärker auf den Geräuschpegel aus.

Es fällt auf, dass die Geräuschpegel im gekoppelten Fall aufgrund des reduzierten Bremsmomentes auf die Lasteile durch die stark gesunkene Ölviskosität höher als bei kaltem Getriebeöl liegen. Dies war so erwartet worden. Umso auffälliger ist der jeweils entkoppelte Fall, wo die Öltemperatur offenbar nahezu keine Rolle zu spielen scheint. Bei heißem wie bei kaltem Öl liegen die Geräuschpegel auf ähnlichem Niveau, die Unterschiede betragen maximal 1 dB.

7.3 Schleppmomentmessungen

Auch am modifizierten Seriengetriebe wurden analog zu den Messungen an der Einzelzahnradstufe Schleppmomentmessungen durchgeführt und protokolliert. Die ausgewerteten Messdaten sind im Folgeabschnitt dargestellt. Es war erneut das Ziel dieser Messungen, nach einer qualitativen Bestätigung der erwarteten Versuchsergebnisse eine quantitative Aussage über die Höhe der jeweiligen Schleppmomentreduktionen machen zu können.

7.3.1 Schleppmomente im Leerlauf

Zunächst wurde das Getriebe in den Neutralzustand versetzt, d.h. kein Gang ist geschaltet und sämtliche Schiebemuffen mit Ausnahme der zur Konstantenritzelkoppelung befinden sich in Neutralstellung. Letztere wurde zu Versuchszwecken zu- und abgeschaltet, das Gesamtgetriebe befand sich jedoch stets im Leerlauf. Auf diese Weise wurde wie oben beschrieben lediglich die Vorgelegewelle zu- bzw. abgeschaltet. Bild 7.11 zeigt die gemessenen Schleppmomentkurven über der Antriebsdrehzahl.

Die blaue Kurve zeigt den Verlauf des gemessenen Schleppmomentes bei zugeschalteter Vorgelegewelle und eine Öltemperatur von 25 °C. Vergleicht man diese Kurve mit der roten Kurve, die den gleichen Versuch bei einer erhöhten Öltemperatur von 75 °C dokumentiert, so wird der Einfluss der Ölviskosität deutlich. Bei einer Getriebeeingangswellendrehzahl von 2000 1/min ergibt sich eine Änderung des Schleppmomentes von ca. 1,85 auf ca. 1,05 Nm, was einer Reduktion um ca.

43 % entspricht. Erwartungsgemäß erheblich deutlicher fällt die Reduktion bei Abschaltung der Vorgelegewelle bzw. Entkopplung des Konstantenritzel aus.

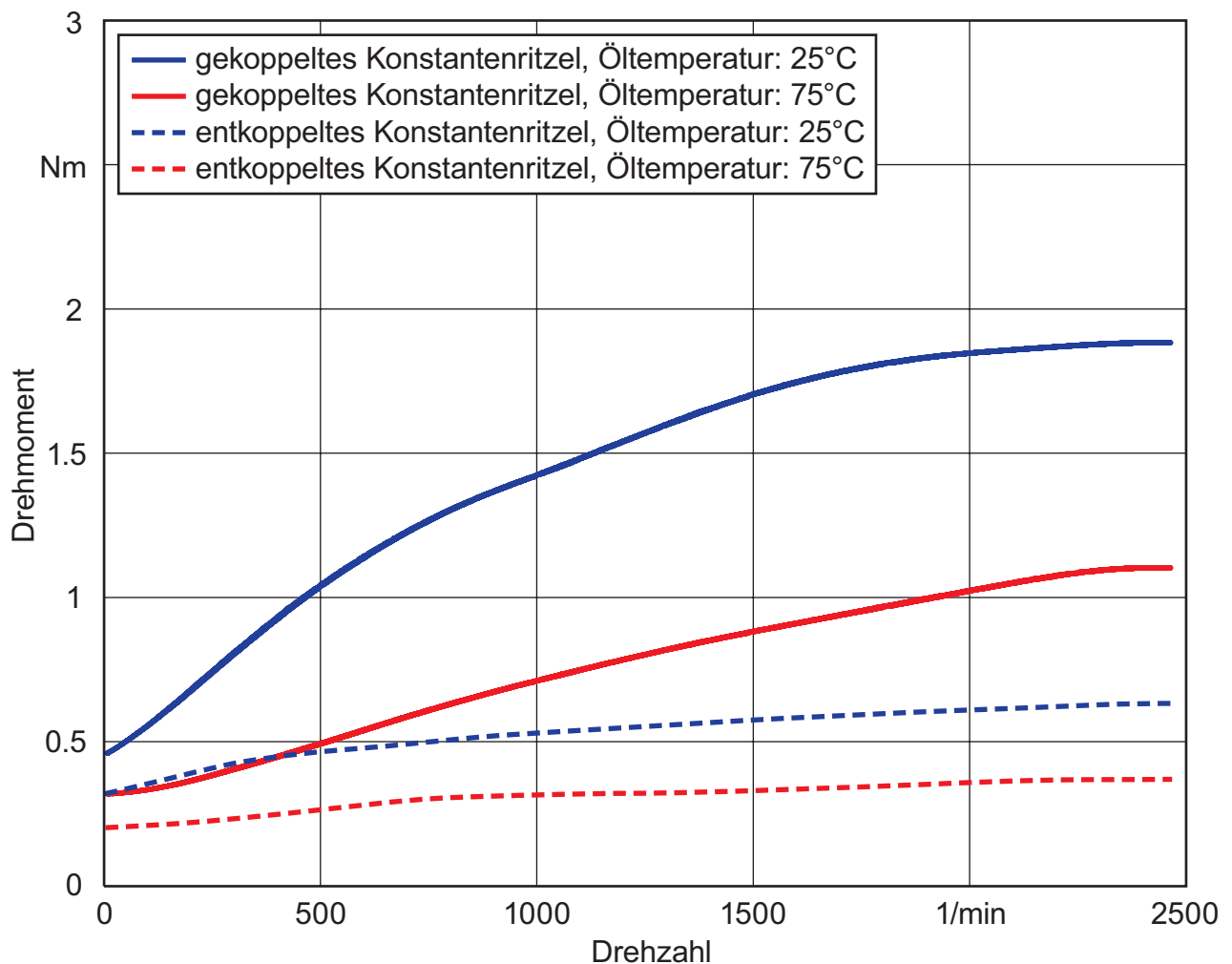


Bild 7.11: Verlauf der Schleppmomente eines 5-Gang-Koaxialgetriebes mit abschaltbarer Vorgelegewelle im Leerlauf bei variablem Koppelzustand der Vorgelegewelle und unterschiedlichen Getriebeöltemperaturen

Jeweils im Vergleich zur Messreihe im gekoppelten Zustand ergeben sich hier bei einer Getriebeeingangswellendrehzahl von 2000 1/min bemerkenswerte Reduktionen von jeweils ca. 65 % bei heißem und kaltem Getriebeöl.

7.3.2 Schleppmomente im Direktgang

Wirtschaftlich noch interessanter als der Leerlauf ist das Schleppmomentverhalten im geschalteten Direktgang. Bei diesen Versuchen wurden analog zu Bild 7.8 die Losräder des 3. und 4.

Vorwärtsganges ausgebaut. Die Grundcharakteristik bleibt erneut erhalten, einzig auffällig ist das Sättigungsverhalten der roten Schleppmomentkurve bei kaltem Getriebeöl und entkoppeltem Konstantenritzel. Bild 7.12 zeigt die ermittelten Schleppmomentkurven.

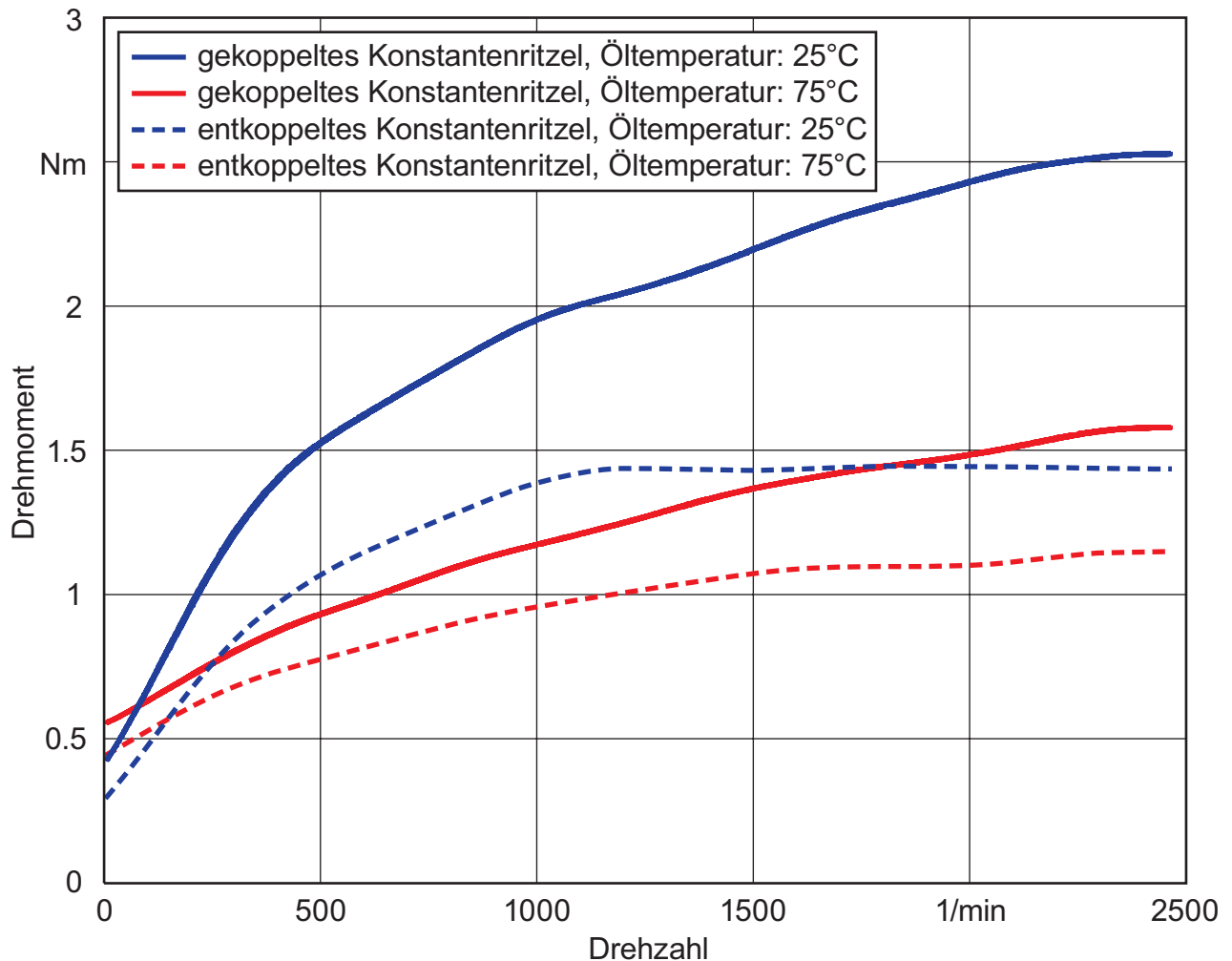


Bild 7.12: Verlauf der Schleppmomente eines 5-Gang-Koaxialgetriebes mit abschaltbarer Vorgelegewelle und ausgebauten Losrädern des 3. und 4. Gangs im geschalteten Direktgang bei variablem Koppelnzustand der Vorgelegewelle und unterschiedlichen Getriebeöltemperaturen

Ein möglicher Grund liegt in der zunehmenden lokalen Erwärmung des Getriebeöls an den Lagerstellen der Getriebeeingangswelle mit fortschreitender Erhöhung der Getriebeeingangswelldrehzahl, welche das Schleppmoment grundsätzlich aufgrund der niedriger werdenden Ölviskosität reduziert und die Drehzahleffekte kompensiert.

Von besonderem Interesse ist allerdings der Vergleich des entkoppelten mit dem gekoppelten

Zustand bei heißem Getriebeöl, dargestellt in der Kurvenfarbe rot. Er repräsentiert den praxisnahen Fall der Konstantfahrt auf Mittel- und Langstrecken im Direktgang, der wiederum insbesondere im Güterfernverkehr den Hauptanteil des Lastkollektives über der Lebensdauer ausmacht. Hier wird durch die Abschaltung der Vorgelegewelle am Referenzpunkt von 2000 1/min Getriebeeingangswellendrehzahl eine Reduktion um ca. 25 % erzielt. Bei einem Gesamtgetriebewirkungsgrad von 0,98 für ein modernes 16-Gang-Nkw-Getriebe im Direktgang hieße das, dass der Gesamtwirkungsgrad um ca. 0,5 Prozentpunkte ansteigen würde. Dies sind Zahlenwerte, deren Eingang in betriebswirtschaftliche Überlegungen gerechtfertigt ist. Zudem sei an dieser Stelle angemerkt, dass bei einem 16-Gang-Nkw-Inline-Getriebe weit mehr Zahnräder als nur die im die des Konstantenrades, sowie der Festräder des 1., 2. und Rückwärts-Gangs aus dem vorgestellten Beispiel im Ölsumpf planschen. Der Effekt würde sich demnach noch deutlicher darstellen. Die Verbesserung des Wirkungsgrades eines solchen Getriebes war auch der Grund, weshalb die Idee der abschaltbaren Vorgelegewelle in einer Offenlegungsschrift veröffentlicht wurde, /113/. Die genannten Erfinder errechneten mit modernen Simulationsmethoden eine Wirkungsgradsteigerung für Mehrgruppen-Nkw-Getriebe, die recht genau den oben genannten Zahlenwerten entsprechen.

8 Grundüberlegungen zur Schaltstrategie

Die Ausführung eines Fahrzeuggetriebes als klapper- und rasselgeräuschfreies Getriebe gemäß der in dieser Arbeit beschriebenen Vorgehensweise hat zur unmittelbaren Folge, dass zum Einlegen eines Ganges stets mindestens zwei Losräder mit ihren Wellen synchronisiert und anschließend gekoppelt werden. Dieser mechanische Mehraufwand geht zunächst einher mit Nachteilen bei der gesamten Entwicklung, den Kosten und der Zuverlässigkeit, er beinhaltet jedoch gleichzeitig die Möglichkeit, durch geschickte Steuerung des Ablaufes der Koppelvorgänge Vorteile hinsichtlich verschiedener Leistungskriterien eines Synchronisiervorganges zu nutzen. Solche Leistungskriterien können verkürzte Schaltzeiten gegenüber denen bei bisher bekannten Getrieben, eine maßliche Verkleinerung der Synchronpakete oder eine Kombination aus beidem sein. Denkbar ist außerdem, dass durch die so gegebene Schaffung von zusätzlicher Wärmeaufnahmekapazität der Kraftfluss während des Gangwechsels nicht vollständig unterbrochen werden muss. Dadurch erhöht sich das Beschleunigungsvermögen des Fahrzeuges und der gesamte Schaltvorgang läuft komfortabler ab. Es bleibt dabei dem Getriebeingenieur überlassen, den Entwicklungsschwerpunkt nach dynamisch-sportlichen oder komfortorientierten Gesichtspunkten auszurichten.

Geht man zur Vereinfachung zunächst davon aus, dass zum Einlegen eines Ganges genau zwei Losräder gekoppelt werden müssen, so gibt es bei der Steuerung eines Synchronisiervorganges bei einem KURF-Getriebe grundsätzlich drei Möglichkeiten, /114/:

1. Das Losrad, welches im Sinne des Kraftflusses näher am Antriebsaggregat liegt (im Folgenden „Losrad 1“ genannt), wird *vor dem zweiten* Losrad geschaltet;
2. das Losrad, welches im Sinne des Kraftflusses näher am Getriebeabtrieb liegt (im Folgenden „Losrad 2“ genannt), wird *vor dem ersten* Losrad geschaltet oder
3. die Synchronisation beider Losräder beginnt zum gleichen Zeitpunkt (*gleichzeitiges Synchronisieren*).

In allen drei Fällen entstehen in der Summe und auf die jeweilige Synchronisierung bezogen unterschiedliche Reibarbeiten und Spitzen-Reibleistungen. Beide Merkmale stellen entscheidende Auslegungskriterien dar, denen im Sinne der Haltbarkeit und Zuverlässigkeit über der Lebensdauer bei der Entwicklung höchste Aufmerksamkeit geschenkt wird.

Welche Auswirkungen die beiden entscheidenden Parameter Übersetzung und Drehzahl auf diese beiden Auslegungskriterien haben, zeigen die im Folgenden vorgestellten Abbildungen. Die darin dargestellten Ergebnisse sind Resultate von Simulationsrechnungen, die in Matlab[®]/Simulink durchgeführt wurden. Dabei wurde in der Phase der Modellbildung der stark vereinfachte

Antriebsstrang eines Fahrzeuges wie in Bild 8.1 skizziert nachgebildet.

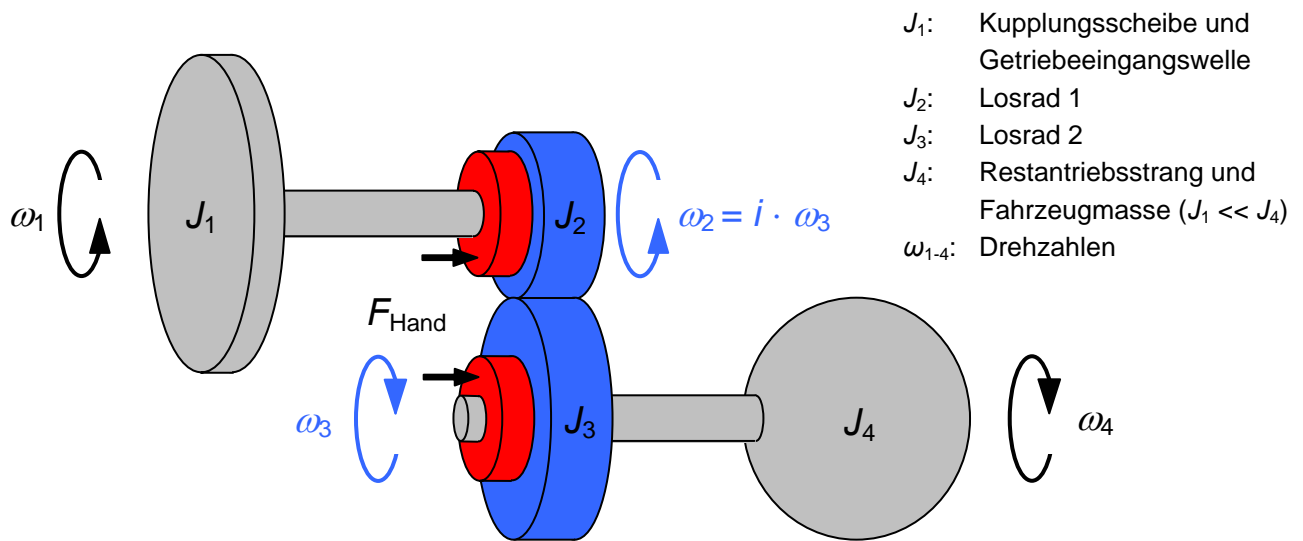


Bild 8.1: Modell eines stark vereinfachten Antriebsstranges mit zwei Losrädern

Für die Simulationsrechnungen wurden die in Tabelle 8.1 aufgelisteten Randbedingungen gewählt. Der hohe Achsabstand wurde gewählt, um eine möglichst große Spreizung der untersuchten Zahnradpaarungen zu erzielen.

Tabelle 8.1: Randbedingungen für die Simulation

Massenträgheitsmoment Getriebeeingangswelle und Kupplungsscheibe	J_1	kg·m ²	0,01534
Massenträgheitsmoment Getriebeausgangs- welle, Resttriebstrang und Fahrzeug	J_4	kg·m ²	12,83
Achsabstand	a	mm	150
Zahnbreite	b	mm	20
Losradinnendurchmesser	d_i	mm	40
Werkstoffdichte	ρ	kg/m ³	7900
Übersetzung	i	-	0,2 – 5,0 Default: 1,0
Startdrehzahl der Drehmasse J_1	n_{J1}	1/min	0 – 7000 Default: 3000
Startdrehzahl der Drehmasse J_4	n_{J4}	1/min	0 – 7000 Default: 1500
Startdrehzahl der Drehmassen J_2 und J_3	n_{J2}, n_{J3}	1/min	0

Die Massenträgheitsmomente der beiden Losräder wurden bei Variation der Übersetzung ebenfalls angepasst. Gemäß Gleichungen 8.1 und 8.2 errechneten sie sich in Abhängigkeit des Achsabstandes a , der Zahnbreite b , der Übersetzung i und der Werkstoffdichte ρ .

$$J_2 = \frac{\pi}{32} \cdot b \cdot \rho \cdot \left[\left(a \cdot \frac{2}{1+i} \right)^4 - d_i^4 \right] \quad (8.1)$$

$$J_3 = \frac{\pi}{32} \cdot b \cdot \rho \cdot \left[\left(a \cdot \frac{2 \cdot i}{1+i} \right)^4 - d_i^4 \right] \quad (8.2)$$

Zur vereinfachten Darstellung des Handkraftverlaufes zur Synchronisierung wurde selbiger in Form einer Rampe simuliert, die innerhalb von 0,4 s von ihrem Minimalwert (0 N) auf ihren Maximalwert (1 kN) ansteigt und anschließend auf ihrem Maximalwert verharrt, /115/.

8.1 Thermische Belastung bei variabler Übersetzung

Zunächst wurde eine Parametervariation der Übersetzung durchgeführt. Diese wurde im technisch sinnvollen Bereich zwischen 0,2 und 5,0 variiert. Dabei wurden diese Grenzen von den geometrischen Verhältnissen, vornehmlich dem Achsabstand und der Lagerbohrung der Losräder, bestimmt.

In einer ersten Simulationsreihe wurde grundsätzlich das Losrad 2, also das abtriebsseitige, vor dem Losrad 1 geschaltet, siehe Bild 8.2. Dabei wurde mit der Synchronisation von Letzterem erst begonnen, wenn Losrad 2 sicher synchronisiert und gekoppelt war, um eine saubere zeitliche Trennung zu gewährleisten. Bei betragsmäßig kleinen Übersetzungen, d.h. Übersetzungen ins Schnelle, ist die zu verrichtende Reibarbeit an der Synchronisierung 2 sehr gering. Dies steht in direkter Beziehung mit dem geringen Massenträgheitsmoment, bezogen auf die Getriebeausgangswelle. Zwar steigt das Massenträgheitsmoment des Losrades 1 mit kleiner werdender Übersetzung, allerdings wird es bei Reduktion auf die Getriebeabtriebswelle mit dem Quadrat der Übersetzung multipliziert, vgl. Bild 8.3.

In Summe verringert sich so das reduzierte Massenträgheitsmoment beider Losräder mit kleiner werdender Übersetzung mit ähnlichem Verlauf wie die entstehende Reibwärme. Der Verlauf der Spitzenreibleistung, die während des Synchronisiervorganges auftritt, ist dem der Reibarbeit ähnlich. Grund hierfür ist der linear angenommene Handkraftverlauf.

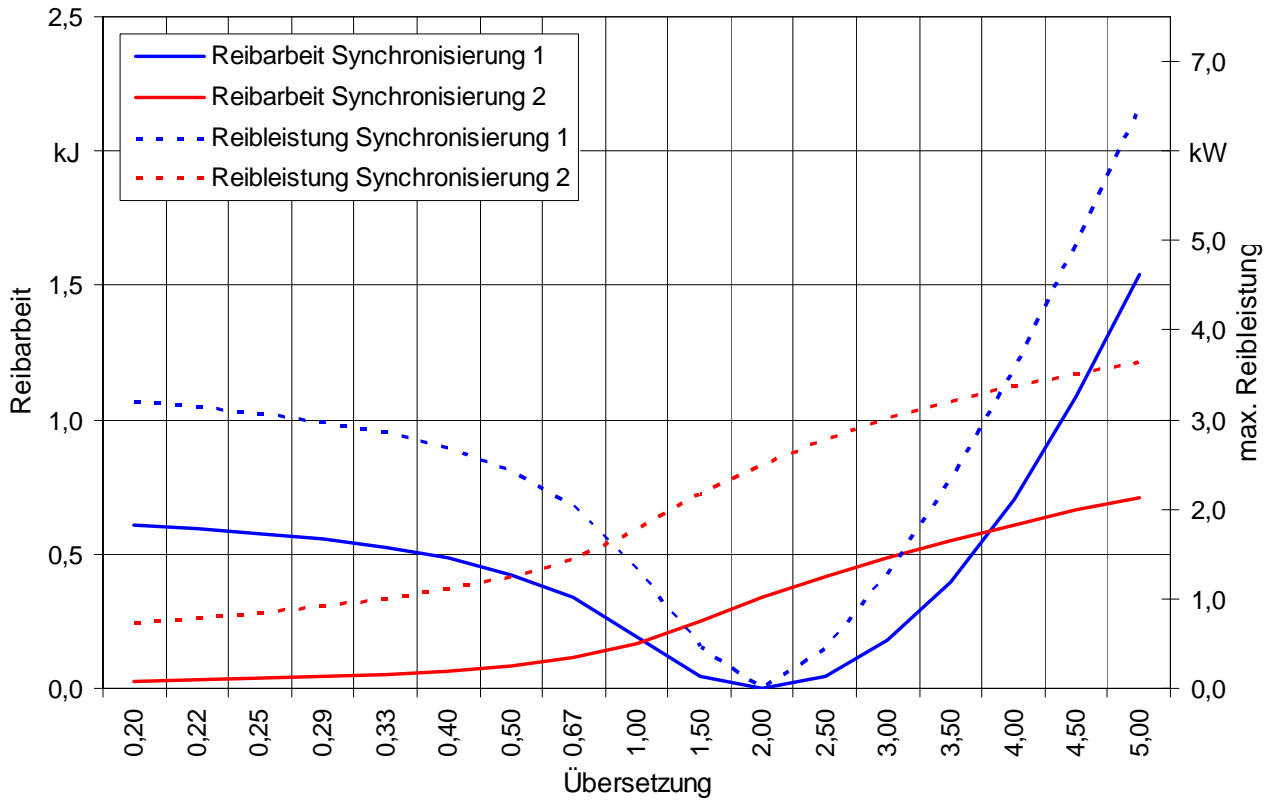


Bild 8.2: Simulation von Reibarbeit und maximaler Reibleistung bei variabler Übersetzung und Schaltreihenfolge „Losrad 1 nach Losrad 2“

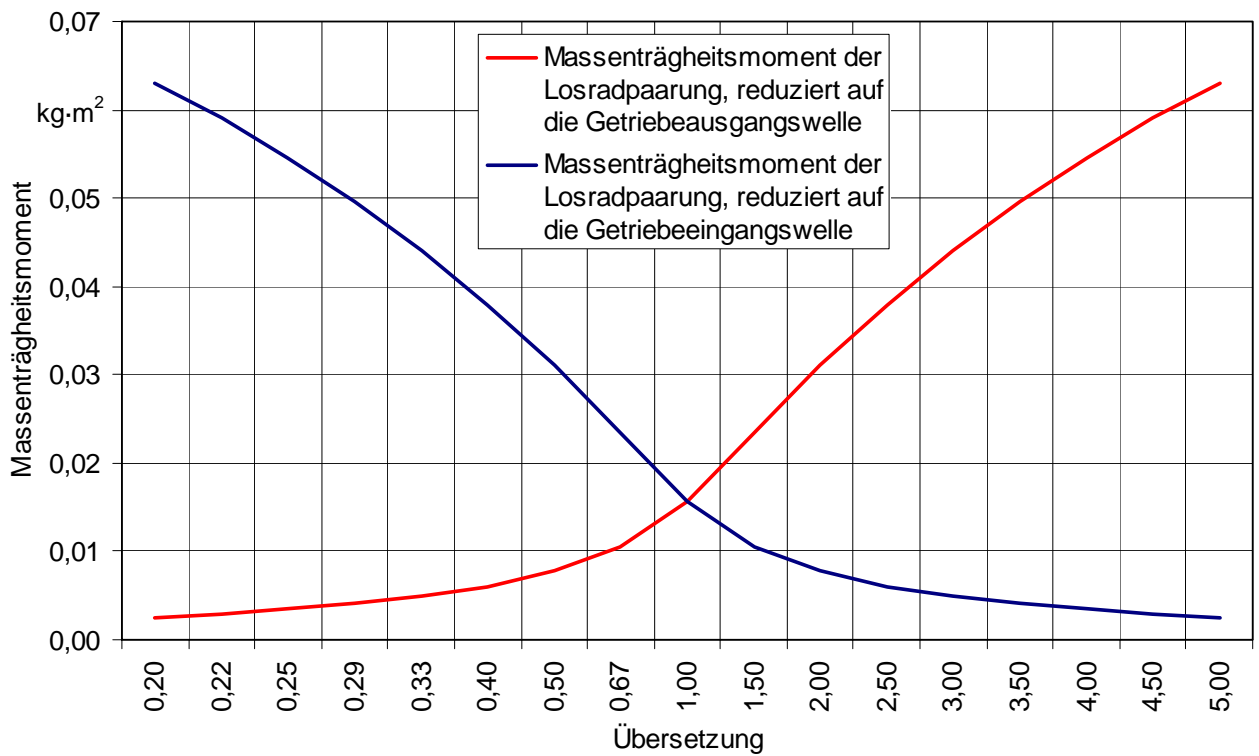


Bild 8.3: Massenträgheitsmoment der kämmenden Losradpaarung, reduziert auf die jeweilige Getriebewelle

Die an der Synchronisierung 1 anfallende Reibarbeit ist bei Übersetzungen kleiner 1,0 und größer 3,5 unter den gewählten Randbedingungen stets größer als die der Synchronisierung 2. Auch hier findet sich die Erklärung in erster Linie bei den Massenträgheitsmomentverhältnissen. Bei einer gewählten Übersetzung von $i = 2,0$ weist die Reibarbeit ein Minimum auf. Dies liegt an der zu synchronisierenden Drehzahldifferenz, die in diesem Fall nahezu 0 1/min beträgt. Nach erfolgter Synchronisierung der beiden Zahnräder mit der Getriebeabtriebswelle wurde das Losrad 1 aufgrund der im Bereich von Potenzen unterschiedlichen Massenträgheitsmomentverhältnisse zwischen dem Losradpaar und dem Restantriebsstrang mit Fahrzeugmasse nahezu auf die Startdrehzahl der Getriebeeingangswelle beschleunigt.

Die Verhältnisse im umgekehrten Fall, der Betätigung der Synchronisierung 1 vor der Synchronisierung 2, zeigt Bild 8.4.

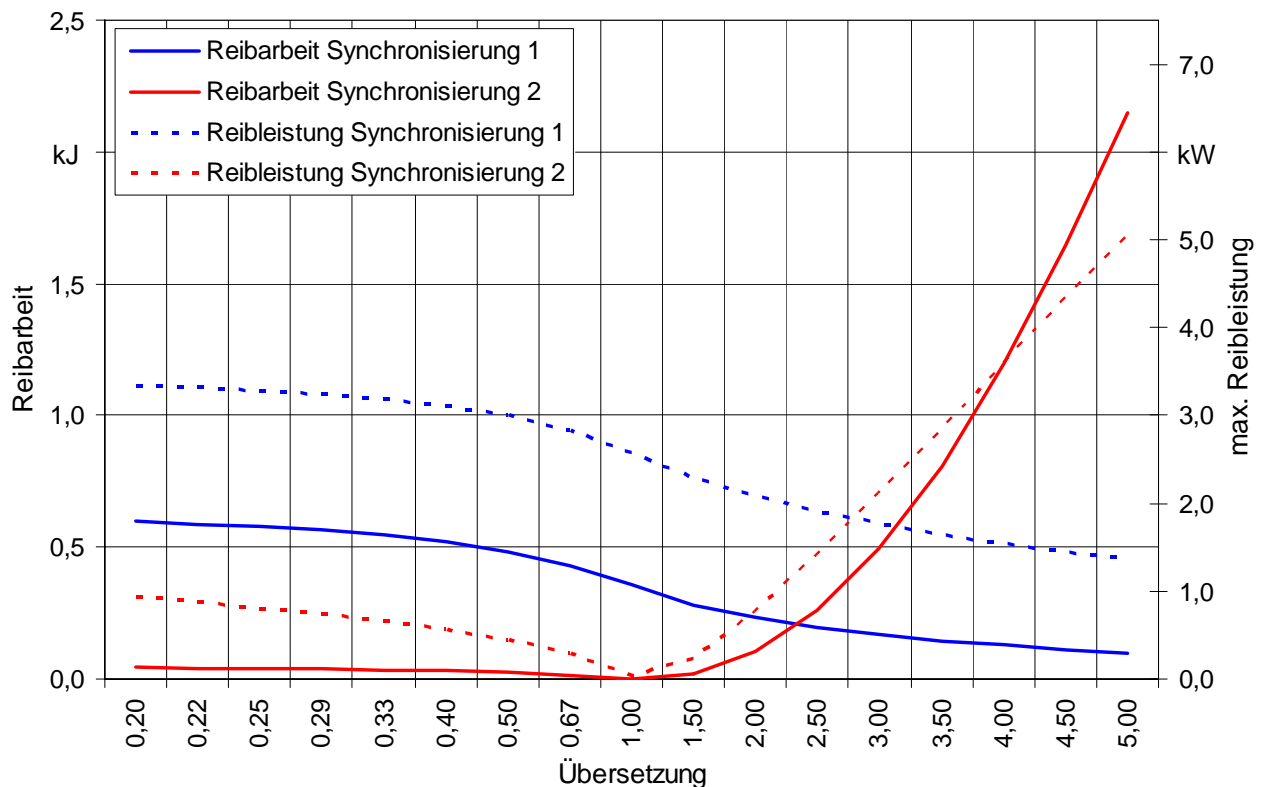


Bild 8.4: Simulation von Reibarbeit und maximaler Reibleistung bei variabler Übersetzung und Schaltreihenfolge „Losrad 2 nach Losrad 1“

Es ist zu erkennen, dass sich die Situation hinsichtlich der Reibarbeit für die Synchronisierung 1 analog der für die Synchronisierung 2 im Bild 8.2 verhält. Dabei ist zu beachten, dass bei Reduktion des Massenträgheitsmomentes des Losrades 2 auf die Achse der Getriebeeingangswelle selbiges nun durch das Quadrat der Übersetzung geteilt werden muss.

Da sich das Verhältnis der Massenträgheit J_1 zum reduzierten Massenträgheitsmoment der beiden Losräder J_2 und J_3 nahe der Übersetzung von $i = 1,0$ ebenfalls dem Betrag von 1,0 nähert, erklärt sich im Gegensatz zu Bild 8.2 der Unterschied der Absolutwerte für die anfallenden Reibarbeiten. Was der Synchronisierung 2 bei Übersetzungen ins Schnelle noch zum Vorteil gereicht, stellt bei Übersetzungen ins Langsame einen Nachteil dar. Hier wird sie mit ca. 50% mehr Wärmeenergie beaufschlagt als die im ersten Fall im Vergleich der beiden Synchronisierungen höher belasteten Synchronisierung 1.

Den bereits in den vorherigen Kapiteln insbesondere für Handschaltgetriebe als besonders interessant gekennzeichneten Fall des gleichzeitigen Synchronisierbeginns zeigt Bild 8.5. Es zeigt sich, dass die Verhältnisse auf den ersten Blick mit denen des zweiten Falls, vgl. Bild 8.4, kongruent sind.

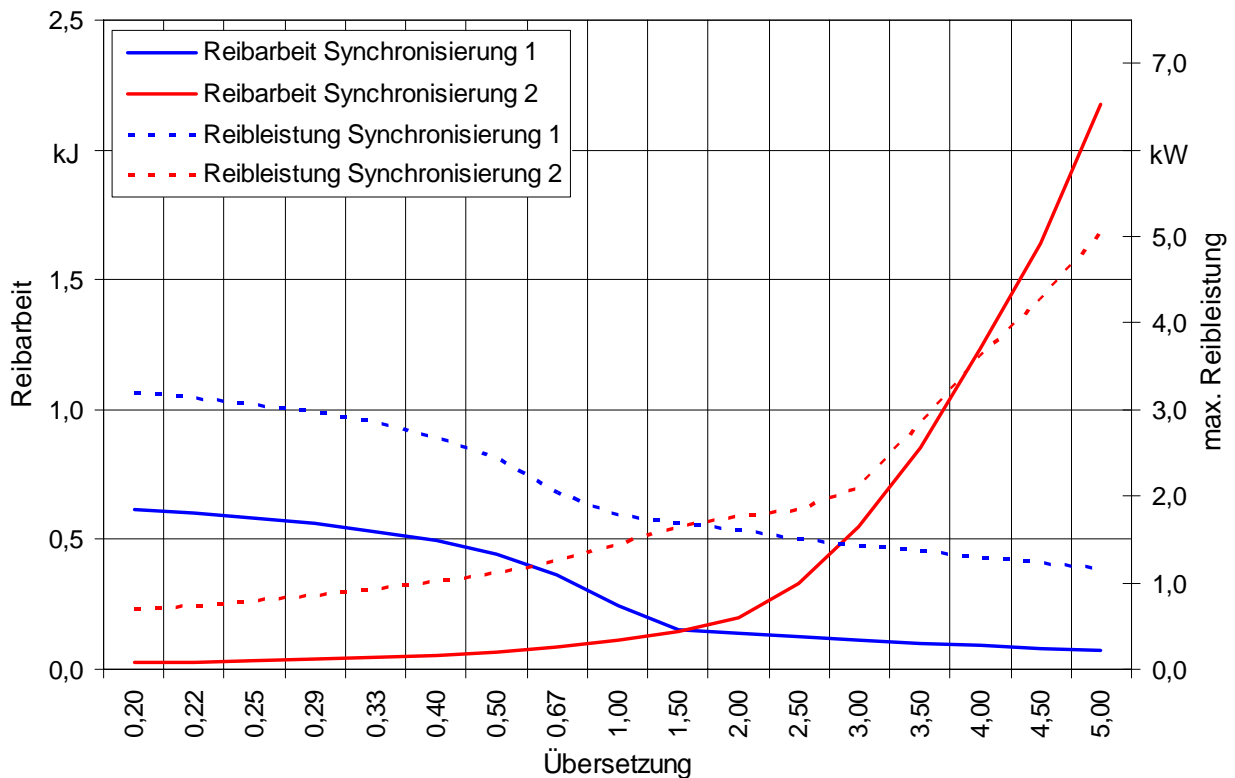


Bild 8.5: Simulation von Reibarbeit und maximaler Reibleistung bei variabler Übersetzung und gleichzeitigem Synchronisierungsbeginn der beiden Losräder

Allerdings entfällt das lokale Reibarbeitsminimum, so wie es sich in den ersten beiden Fällen bei jeweils einer der beiden Synchronisierungen dargestellt hatte. So ist es bemerkenswert, dass sich lediglich im Übersetzungsbereich zwischen 1,0 und 2,5 eine annähernd gleichmäßige Verteilung der

Gesamtreiarbeit auf beide Synchronisierungen ergibt. Ebenso verhält es sich mit den Spitzenwerten der Reibleistung.

Betrachtet man die in den Bildern 8.6 und 8.7 für die jeweilige Synchronisierung zusammengefassten Reiarbeiten für die entsprechenden Synchronisierereihenfolgen, so fällt auf, dass es bei Übersetzungen ins Schnelle ab einem Wert von ca. $i = 0,5$ hin zu kleineren Übersetzungen für die jeweilige Synchronisierung kaum einen Unterschied macht, welche Schaltreihenfolge gewählt wurde.

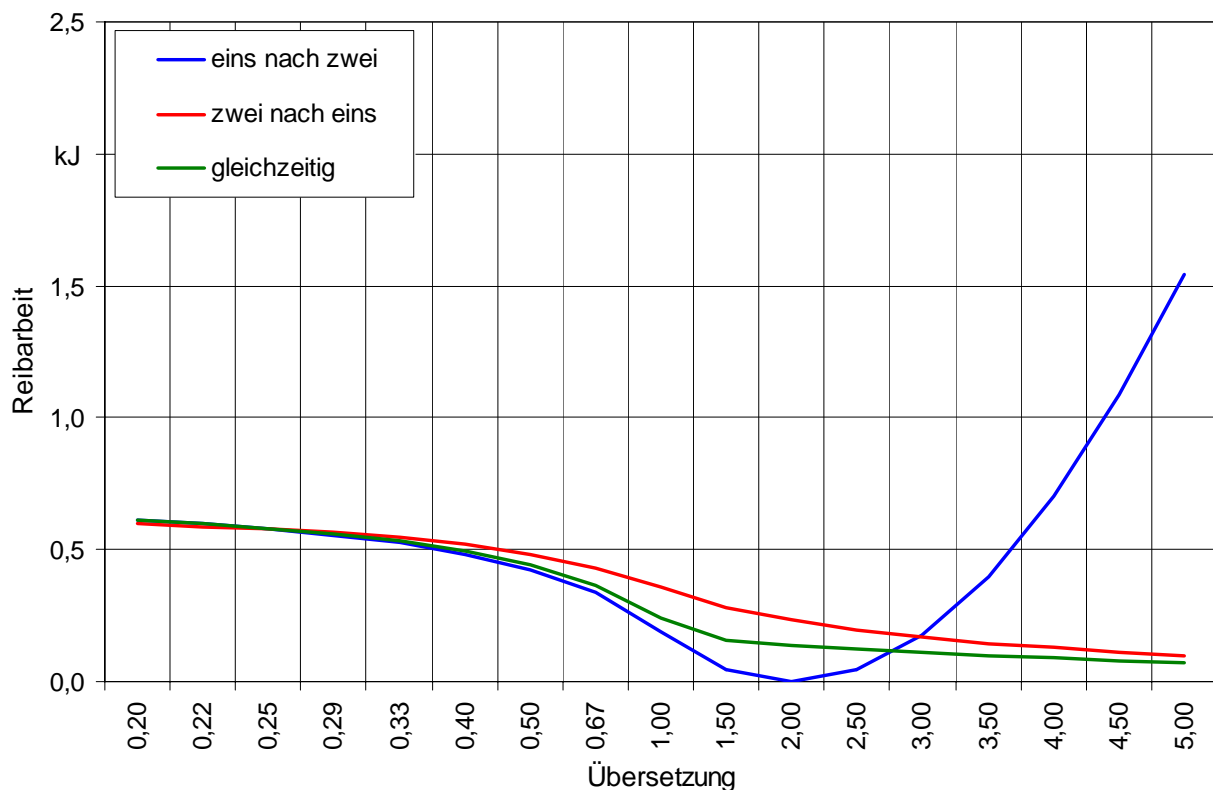


Bild 8.6: Simulation der Reiarbeit an der Synchronisierung des Losrades 1 bei variabler Übersetzung und unterschiedlichen Schaltreihenfolgen

Anders verhält sich dies bei Übersetzungen ins Langsame, insbesondere bei Übersetzungen größer $i = 3,5$. Hier gewinnt die Schaltreihenfolge sehr stark an Bedeutung, betrachtet man die absolute Wärmemenge, die in der jeweiligen Synchronisierung entsteht. Die Summe der an den beiden Synchronisierungen anfallenden Reiarbeiten ist unabhängig von der Schaltreihenfolge stets die gleiche, variiert allerdings immer unter Berücksichtigung der oben erwähnten Randbedingungen stark je nach eingestellter Übersetzung. In diesem Fall wies die Wahl der Übersetzung $i = 1,5$ ein Minimum von 0,3 kJ auf.

Während die Summe der beiden Synchronisierarbeiten beispielsweise für die Betrachtung des Gesamtwärmehaushaltes eines Getriebes als sinnvoll erscheint, so ist dies bei Betrachtung der Spitzenreibleistungen nicht der Fall. Die Spitzenreibleistung ist ausschließlich für die einzelne Synchronisierung von Interesse, um thermische Schäden durch singuläre Schaltungsereignisse zu vermeiden. Um hier einen Bauteilschutz zu gewährleisten, muss bei Überschreitung zulässiger spezifischer Grenzwerte die Charakteristik des Handkraftverlaufes gezielt beeinflusst werden. Dies kann bei einem automatisierten Getriebe durch Änderung der Applikation geschehen, im Falle eines Handschaltgetriebes sind konstruktive Änderungen notwendig.

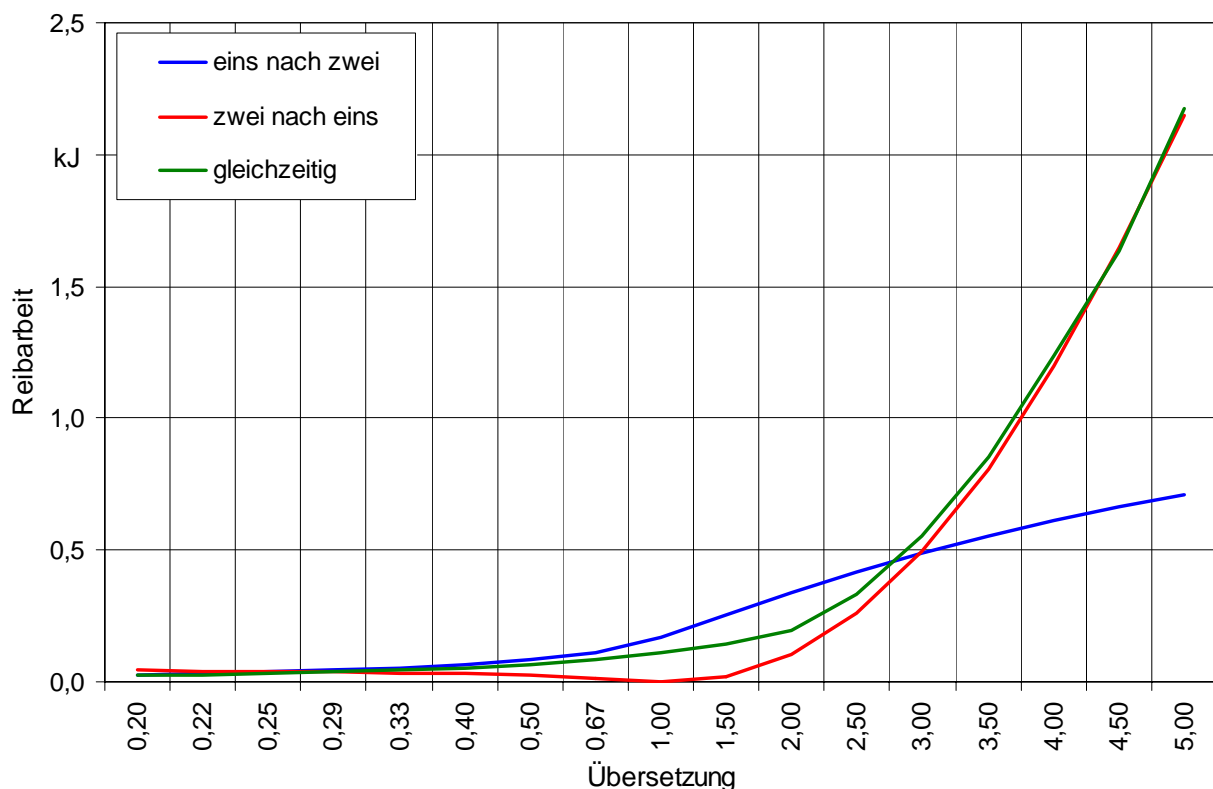


Bild 8.7: Simulation der Reibarbeit an der Synchronisierung des Losrades 2 bei variabler Übersetzung und unterschiedlichen Schaltreihenfolgen

8.2 Thermische Belastung bei variablen Ausgangsdrehzahlen

Bei Stufengetrieben ändert sich per se die Übersetzung einer Gangstufe nie, sie ist geometrisch vorgegeben. Somit dienen die in Kapitel 8.1 gewonnenen Erkenntnisse dem Getriebeentwickler zur Vorauslegung der Synchronisierungen eines KURF-Getriebes, da die gewünschte Übersetzung einer Zahnradpaarung aus Aspekten wie Fahrleistungen, Verbrauch oder Stufung bereits bekannt ist und festgelegt wurde. In einem zweiten Schritt ist es daher notwendig, die Verteilung der Reibarbeiten

über der Variation der Drehzahlen zu betrachten. Hierdurch werden die im Betrieb auftretenden Zustände seitens der Synchronisationsauslegung erfasst. Da grundsätzlich der die höchsten Belastungen hervorrufende Fall betrachtet werden muss, wurden die Ausgangsdrehzahlen der beiden Losräder in allen Simulationsrechnungen zu Beginn der Synchronisation zu null angenommen. Bedenkt man, dass sich die Drehzahlen der beiden Zahnräder physikalisch immer zwischen null und jeweiliger größerer Wellendrehzahl aufhalten müssen, so stellt der Stillstand beider Zahnräder sicherlich ein Extrem dar, da hier die größten Differenzdrehzahlen auftreten.

In weiteren Simulationsreihen wurden so unter Beibehaltung aller übrigen Parameter und der Übersetzung $i = 1,0$ die Getriebeeingangswellendrehzahl, vgl. Bild 8.8, und die Getriebeausgangswellendrehzahl, vgl. Bild 8.9, variiert.

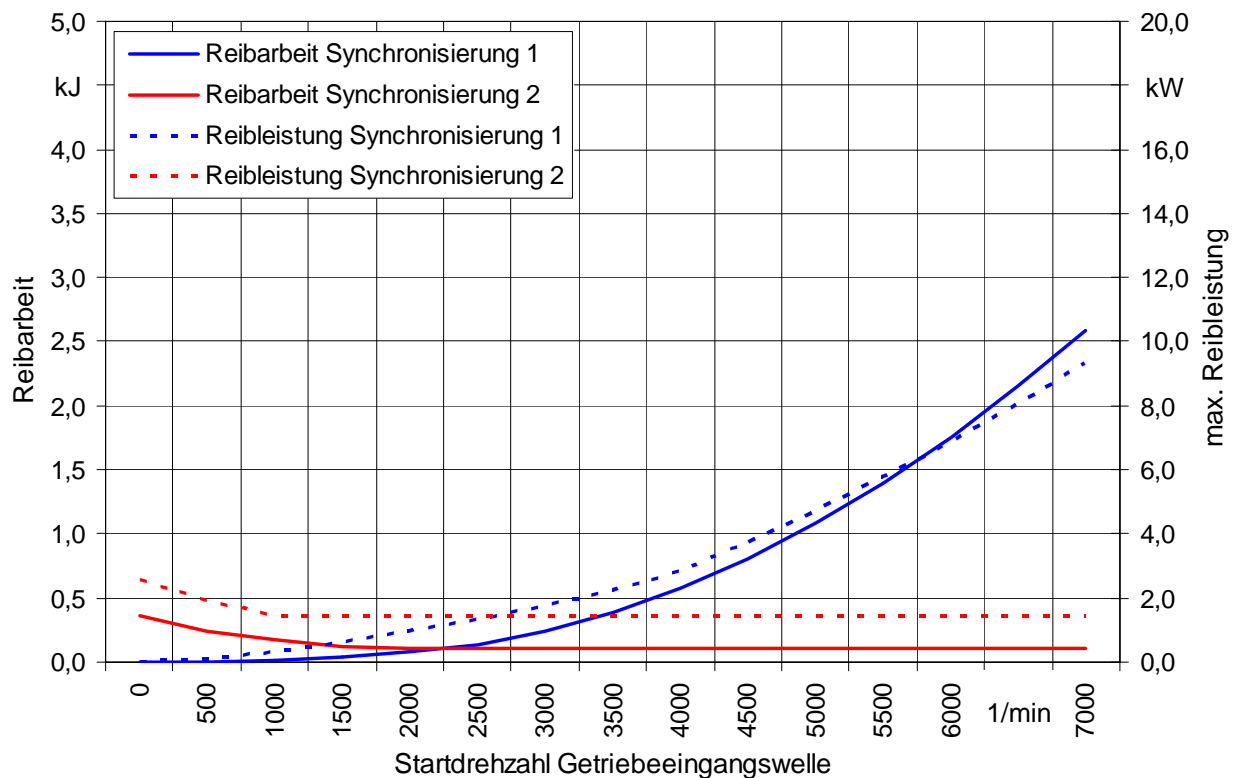


Bild 8.8: Simulation von Reibarbeit und maximaler Reibleistung bei variabler Getriebeeingangswellendrehzahl n_{J1} und gleichzeitigem Synchronisationsbeginn

Im ersten Fall steigt wie zu erwarten die Reibarbeit an der Synchronisierung 1 aufgrund der größer werdenden Differenzdrehzahl mit steigender Getriebeeingangswellendrehzahl. Ab Beginn der Synchronisierung müssen beide Zahnräder hochbeschleunigt werden. Im Endzustand haben alle Bauteile die dem Betrag nach gleiche Drehzahl, sie entspricht aus oben genannten Gründen fast

exakt der Ausgangsdrehzahl der Getriebeausgangswelle. Ab einer Startdrehzahl der Getriebeeingangswelle von ca. 2000 1/min ist die Synchronisation des Losrades 2 mit der Getriebeausgangswelle stets vor der Synchronisation der Getriebeeingangswelle mit dem Losrad 1 abgeschlossen. Hierdurch erklärt sich folglich, weshalb mit zunehmender Startdrehzahl der Getriebeeingangswelle die an der Synchronisation 2 anfallende Reibarbeit konstant bleibt. Ab dem Zeitpunkt der vollständigen Synchronisation des Losrades 2 mit seiner Welle verhält sich das Getriebe wie ein herkömmliches Schaltgetriebe mit nur einem Synchronpaket pro Gangstufe. Das nun erforderliche Abbremsen der Getriebeeingangswelle auf die Drehzahl des Losrades 1 übernimmt einzig die Synchronisation 1. Bei Startdrehzahlen der Getriebeeingangswelle unterhalb von ca. 2000 1/min tritt der umgekehrte Fall ein. Hier ist die Synchronisation des Losrades 1 mit der Getriebeeingangswelle vor der Synchronisation des Losrades 2 mit der Getriebeausgangswelle abgeschlossen. Daher muss die Synchronisierung 2 den Großteil der Gesamtreibarbeit aufnehmen.

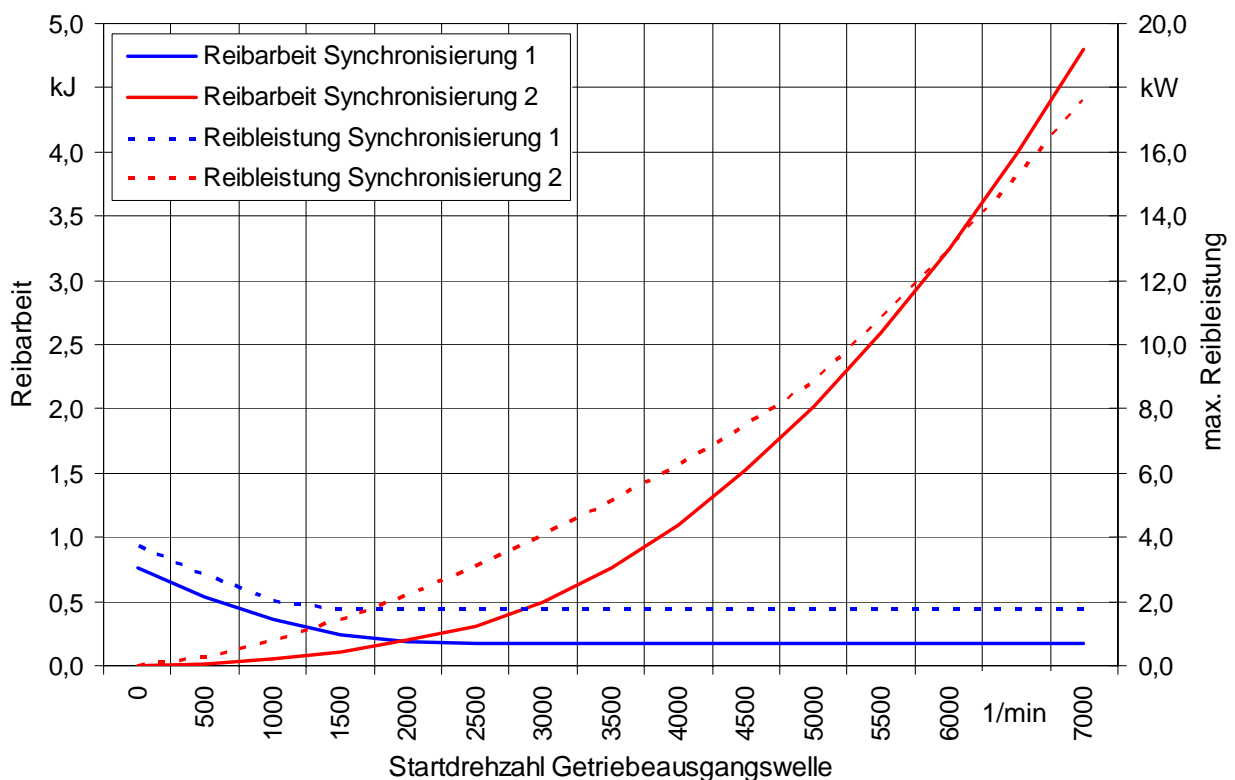


Bild 8.9: Simulation von Reibarbeit und maximaler Reibleistung bei variabler Getriebeausgangswellendrehzahl n_{J4} und gleichzeitigem Synchronisationsbeginn

Bei Variation der Getriebeausgangswellendrehzahl zeigt sich im Wesentlichen das gleiche Bild mit vertauschten Rollen für die beiden Synchronisierungen. Die Begründungen für dieses Bild sind

ebenfalls die gleichen wie für den vorausgegangenen Fall. Allerdings sind die Absolutwerte der Reibarbeiten deutlich höher. Dies hängt erneut damit zusammen, dass sich das Gesamtgetriebe im vollsynchronisierten Zustand grundsätzlich auf die Drehzahl der Getriebeausgangswelle einstellt. So befindet sich das Getriebe bei einer Abtriebswellendrehzahl von 7000 1/min auf einem energetisch höheren Zustand als im ersten Fall, bei dem sich die Abtriebswelle stets mit einer Drehzahl von 1500 1/min bewegte. Da die Differenzdrehzahl an der jeweiligen Synchronisierung linear proportional in die Berechnung der jeweiligen Spitzenreibleistung eingeht, zeigen alle Reibleistungsverläufe die erwarteten Charakteristiken.

In Summe zeigt sich, dass der Einfluss der Ausgangsdrehzahlen vor dem Synchronisationsprozess von größerer Auswirkung auf die entstehende Reibenergie ist, als der Einfluss der Übersetzung. Ferner ist zu beobachten, dass je nach Anfangszustand der zuschaltenden Gangstufe eine erhebliche Ungleichverteilung der entstehenden Reibarbeit zwischen den beiden Synchronisierungen vorhanden ist. Dies bereitet in der Folge bei der Auslegung der einzelnen Synchronisierung Schwierigkeiten, da sie entsprechend der größtmöglichen Belastung im Betrieb dimensioniert werden muss. Allerdings gibt es auch hier die Möglichkeit zur gezielten Einflussnahme. So ist es denkbar, durch Ansynchronisieren und anschließende kurzzeitige Unterbrechung des Synchronisiervorganges an einem Losrad während die gegenüberliegende Synchronisierung weiterarbeitet, eine gleichmäßigere Verteilung der Reibenergie zu erzielen. Grundvoraussetzung hierfür ist jedoch eine Direktansteuerung jedes einzelnen Synchronpaketes, d.h. die Möglichkeit, die Betätigung jedes Synchronpaket zeitlich unabhängig von jedem weiteren im Getriebe befindlichen Synchronpaket zu steuern oder zu regeln. Sicherlich werden auf diese Weise auch bei weiteren Größen wie etwa den Schaltzeiten Potenziale aufgezeigt, die eine Verbesserung gegenüber herkömmlichen Schaltgetrieben aufweisen können. Derartige Ansteuerungen sind aus dem Automatgetriebebau bereits bekannt und am Markt verfügbar, /1, 8, 41/.

8.3 Schaltstrategien für Koaxialgetriebe

Das Beispiel aus Kapitel 8.2 hat anhand einer einfachen Zahnradstufe gezeigt, welche Verhältnisse sich in diesem Fall einstellen. Grundsätzlich sind diese Erkenntnisse auf Koaxialgetriebe übertragbar. Einziger Unterschied sind die Schaltungen vom oder in den direkten Gang, vgl. Kapitel 4. Wird in den direkten Gang geschaltet, so werden *drei* Synchronpakete entkoppelt und *eines* zur Verbindung der Getriebeeingangs- mit der -ausgangswelle gekoppelt. Der Koppelvorgang, während dem die Synchronisierung belastet wird und Reibungswärme entsteht, läuft demnach identisch mit

dem bei einem herkömmlichen Koaxialgetriebe ab. Die Besonderheit eines KURF-Koaxialgetriebes zeigt sich beim Wechsel vom direkten in jeden anderen Gang. In diesem Fall wird *ein* Synchronpaket entkoppelt und *drei* werden gekoppelt. Um den Umfang möglicher Belastungen für die drei Synchronisierungen einzuschränken, empfiehlt es sich, hier zunächst alle unplausiblen Zielgang-, Startdrehzahl- und Übersetzungsmöglichkeiten auszusortieren und nicht weiter zu betrachten. In Kombination mit den Erfahrungen aus den in Kapitel 4 vorgestellten Grundsatzuntersuchungen zeigt sich, dass sich eine Koppelreihenfolge „von hinten nach vorne“, d.h. beginnend mit einer Koppelung am abtriebsnächsten Synchronpaket und anschließend entlang des Leistungsflusspfades des Zielganges zum Motor hin, am günstigsten auf eine gleichmäßige Reibverteilung unter den einzelnen Synchronpaketen auswirkt. Dieses Prinzip kann grundsätzlich auch auf die sog. Gruppenschaltungen angewendet werden, wie sie im Bereich der Gruppengetriebe in Nutzfahrzeugen bekannt sind. Üblich ist hier die Anordnung der Bereichsgruppe als Nachschaltgruppe zwischen Hauptgetriebe und Getriebeabtrieb, sowie der Splitgruppe als Vorschaltgruppe zwischen Kupplung und Hauptgetriebe, /1/. Wird nun ein Gang gewechselt, der sowohl eine Änderung des Leistungsflusspfades im Hauptgetriebe wie auch in der Vor- oder Nachschaltgruppe oder sogar in beiden Nebengruppen erfordert, so können auch hier die oben angebrachten Überlegungen zur Reibverteilung und -leistungsverteilung angewandt werden.

In Lastschaltgetrieben stellt die Verteilung der Reibarbeit und Reibleistungsspitze ein Nebenprodukt der Betrachtungen zur Schaltqualität dar. Die Verwendung von Lastschaltgetrieben in Mehrgruppenbauweise ist hauptsächlich bei Reise- oder Nahverkehrsbussen bekannt. Hier ist beim Gangwechsel im Sinne des Schaltungskomforts in erster Linie ein harmonischer Verlauf des Abtriebswellendrehzahlgradienten erwünscht, der zu einer ebenso harmonischen Längsbeschleunigung des Fahrzeuges führt. In /116/ werden hierzu Abtriebswellendrehzahlverläufe bei Gruppenschaltungen in einem Lastschaltgetriebe vorgestellt. Ihnen vorgelagert sind zeitlich unterschiedliche Ansteuerungen der beteiligten Schaltkupplungen, die selbstverständlich auch in ebenso unterschiedlichen thermischen Belastungen resultieren. Eine Untersuchung der Gruppenschaltungsabläufe vor dem Hintergrund der thermischen Belastungen und der erzielbaren Schaltzeiten – in diesem Fall unabhängig vom resultierenden Schaltungskomfort – wäre sicherlich interessant, um die Ergebnisse mit den oben vorgestellten Beobachtungen zu vergleichen und um weitere Rückschlüsse ziehen zu können.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Komfort ist in der Automobilindustrie neben wirtschaftlichen, pragmatischen und leistungsbezogenen Kriterien in den vergangenen Jahren zu einem Kriterium geworden, dessen Gewicht beim Kauf eines Fahrzeuges in zunehmendem Maße größer geworden ist. Dieser Trend wird auch in der Zukunft weiter anhalten. Der Begriff Komfort umfasst dabei viele Facetten der subjektiven Wahrnehmung der Fahrzeuginsassen. Eine dieser Facetten stellt das Geräusch dar. Während es dem persönlichen Empfinden jedes Individuums unterliegt, in welcher Form beispielsweise Motorengeräusche in Charakteristik und Lautstärke als angenehm empfunden werden, ist es allgemein unbestritten, dass zu einem positiven Geräuschempfinden im Wesentlichen beiträgt, dass insbesondere unerwünschte und störende Geräusche nicht oder nur in sehr geringem Umfang hörbar sein dürfen. Klapper- und Rasselgeräusche, die in Fahrzeuggetrieben entstehen, werden unzweifelhaft dieser Kategorie der unangenehmen Geräusche zugeordnet und so ist es ein erklärtes Ziel der Forschung auf dem Gebiet der Fahrzeuggetriebe, diese Geräusche zu eliminieren. In der Vergangenheit wurden in zahlreichen Forschungsarbeiten sowohl der Entstehungsmechanismus, als auch Möglichkeiten der Reduktion betrachtet. Allerdings gelang es bis heute nicht, durch getriebeinterne Maßnahmen die Entstehung der Klapper- und Rasselgeräusche wirksam zu unterbinden. In dieser Arbeit wurde daher der neuartige Ansatz der vollständigen mechanischen Entkopplung gewählt, um dieser Aufgabenstellung zu begegnen.

Nach einer umfangreichen Literaturrecherche unter Fachveröffentlichungen und nationalen wie internationalen Patenten wurde in einem ersten Schritt systematisch untersucht, inwiefern sich die derzeit am Markt befindlichen Getriebe- und darin verbauten Koppelsysteme eignen, um sie als ein vollständig klapper- und rasselgeräuschfreies Fahrzeuggetriebe, kurz KURF-Getriebe, darzustellen. Seitens der Getriebebauarten konnten Beispiele für Ausführungsformen gefunden werden, die sich prinzipbedingt sowohl vollständig klapper- und rasselgeräuschfrei ausführen lassen, als auch solche, die diese Möglichkeit gar nicht erst eröffnen. Dabei zeigen die vorgestellten Abschätzungen, dass der Aufwand zur Umgestaltung einer Getriebebauform zum KURF-Getriebe stark variieren kann. Es offenbarte sich ferner, dass es sinnvoll ist, diese Aufwandsabschätzung separat für die vollständige Klappergeräuschfreiheit und die vollständige Rasselgeräuschfreiheit vorzunehmen. So lassen sich beispielsweise die in großer Stückzahl produzierten Fahrzeuggetriebe in Koaxialbauweise für Standardantriebe mit sehr geringem Aufwand vollständig klappergeräuschfrei darstellen, wohingegen ein erheblicher Mehraufwand vonnöten ist, um sie auch vollständig rasselgeräuschfrei auszuführen.

Der zweite Schritt umfasste die systematische Suche nach einem geeigneten Koppelprinzip, um den veränderten Anforderungen an ein Fahrzeuggetriebe unter KURF-Aspekten ausreichend Bedeutung beizumessen. Im Ergebnis präsentiert sich das Prinzip Borg-Warner als äußerst geeignet, wobei in dieser Arbeit auch zwei weitere, eigenentwickelte Prinzipien, die Synchronstiftschaltung und die Passfederschaltung, zur Prototypenfertigungsreife getrieben wurden. Wie das herkömmliche Koppelprinzip nach Borg-Warner wurde auch die Synchronstiftschaltung gefertigt und auf dem IMA-Klapper- und Rasselprüfstand umfangreichen Tests unter Variation zahlreicher geometrischer und tribologischer Parameter unterzogen. Zunächst wurde eine einzelne Zahnradstufe mit Synchronstiftschaltung in einem eigens dafür angefertigten Experimentalprüfgehäuse untersucht, anschließend ein modifiziertes Seriengetriebe mit Synchronpaketen nach dem Prinzip Borg-Warner.

Die durchgeführten Geräuschmessungen zeigen eindrucksvoll, dass im entkoppelten Zustand insbesondere bei kaltem Getriebeöl und bei sehr hohen Anregungen durch sinusförmige Drehungleichförmigkeiten keine Klappergeräusche auftreten. Im direkten Vergleich mit dem gekoppelten Zustand wurden Differenzen von mehr als 20 dB gemessen, was nach dem Empfinden des menschlichen Gehörs mehr als einer Viertelung des Geräuschpegels entspricht. Bei heißem Getriebeöl hingegen traten jenseits von charakteristischen Anregungsschwellen Klappergeräusche auf, die im Vergleich zum gekoppelten Zustand stets wesentlich geringere Luftschalldruckpegel aufweisen und zudem auch bei weiterer Steigerung der anregenden Winkelbeschleunigungsamplitude nur marginal an Intensität zunehmen. Zusätzlich liegen die Anregungsschwellen, die sog. Klappergrenzen, bei um ein Mehrfaches höheren Winkelbeschleunigungsamplituden als im gekoppelten Zustand. In zahlreichen Messungen wurden die Einflüsse von Getriebeöltemperatur, Verdrehflanken- und Axialspiel, Verzahnungsart, Übersetzung, Anregungsamplitude und Schaltungszustand auf das Verhalten hinsichtlich der Klappergeräuschentfaltung untersucht und dokumentiert.

Die am modifizierten 5-Gang-Seriengetriebe in Koaxialbauweise für Pkw durchgeführten Messungen zeigten ein grundsätzlich ähnliches Verhalten. Dabei wurde lediglich ein zusätzliches Synchronpaket in das Getriebe eingebaut, mit dessen Betätigung die gesamte Vorgelegewelle durch Entkopplung des Konstantenritzels abgeschaltet werden konnte. Es wurde eine vollständige Klappergeräuschfreiheit unter definierten Umgebungsbedingungen ebenso wie eine reduzierte Rasselgeräuschmission im Direktgang nachgewiesen. Durch die mögliche Aufhebung der Zwangsdrehbewegung der Vorgelegewelle durch ein Entkoppeln des Konstantenritzels konnte ferner mit Messungen dokumentiert werden, dass sich das Getriebebesamtschleppmoment sowohl im Leerlauf wie auch im Direktgang deutlich verringert, was einer Wirkungsgradsteigerung

entspricht. Dieses Verhalten war prognostiziert worden, nachdem derartige Schleppmomentmessungen zuvor auch an den singulären Zahnradstufen im Experimentalgehäuse durchgeführt worden waren.

Die mögliche Ausführung eines Fahrzeuggetriebes als KURF-Getriebe eröffnet durch die Einbringung von zusätzlichen Koppellementen neben den Vorteilen der Geräusch- und Schleppmomentreduktion und den Nachteilen der zunehmenden Teilezahl, Komplexität, der Kosten und des Gewichts auch zusätzliche Freiheitsgrade bei der Schaltstrategie. Mittels Simulation wurde in dieser Arbeit vorgestellt, wie sich die Verteilung von Synchronisationsarbeit, Synchronisationspitzenleistung und Schaltzeit durch unterschiedliche Reihenfolgen der Aktivierung notwendiger Koppellemente für den Gangwechsel darstellt. Dabei wurden die Übersetzung bei konstantem Achsabstand und gleich bleibendem Schaltkraftverlauf und damit mittelbar auch die Massenträgheitsverhältnisse variiert. Als Konsequenz dieser Simulationsergebnisse können je nach Einsatzzweck optimale Schaltstrategien für beliebige Gangwechsel in Hinblick auf die oben genannten Größen ausgelegt und umgesetzt werden.

10 Literaturverzeichnis

- /1/ Naunheimer, H.; Bertsche, B.; Lechner, G.: *Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. 2. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2007
- /2/ Weidner, G.: *Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben*. Dissertation, Universität Stuttgart, 1991
- /3/ Lang, C.-H.: *Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben*. Dissertation, Universität Stuttgart, 1996
- /4/ Rach, J.: *Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben*. Dissertation, Universität Stuttgart, 1998
- /5/ Doğan, S. N.: *Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben*. Dissertation, Universität Stuttgart, 2001
- /6/ Ryborz, J.: *Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Pkw- und Nkw-Getrieben*. Dissertation, Universität Stuttgart, 2003
- /7/ Pfeiffer, F.; Küçükay, F.: *Eine erweiterte mechanische Stoßtheorie und ihre Anwendung in der Getriebedynamik*. VDI-Z 127 (1985) 9
- /8/ Looman, J.: *Zahnradgetriebe*. Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, 1994
- /9/ Förster, H. J.: *Automatische Fahrzeuggetriebe*, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1991
- /10/ Sattelberger, K.: *Schwingungs- und Geräuschanregung bei ein- und mehrstufigen Stirnradgetrieben*. Dissertation, Technische Universität München, 1997
- /11/ Verein Deutscher Ingenieure: *VDI Berichte 1393 – Getriebe in Fahrzeugen '98*. VDI Verlag, Düsseldorf, 1998
- /12/ Verein Deutscher Ingenieure: *VDI Berichte 1610 – Getriebe in Fahrzeugen 2001*. VDI Verlag, Düsseldorf, 2001
- /13/ Doğan, S. N.; Novak, W.; Ryborz, J.; Stockmeier, M.; Bertsche, B.: *Development Process of Clatter and Rattle Noise Free (CARF-) Transmissions*. ASME International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conferences, Long Beach, USA, 2005
- /14/ Novak, W.; Stockmeier, M.; Bertsche, B.: *Improvement of Powertrain Efficiency via CARF-Transmissions*. International Conference on Engineering Design, Melbourne, Australien, 2005
- /15/ Bellomo, P.; De Vito, N.; Lang, C.-H.; Scamardi, L.: *In Depth Study of Vehicle Powertrains to Identify Causes of Loose Components Rattle in Transmission*. SAE Transactions Vol 111, Part

- 6, USA, 2002
- /16/ Doğan, S. N.; Ryborz, J.; Bertsche, B.: *Rattling and Clattering Noise in Automotive Transmissions – Simulation of Drag Torque and Noise*. Lyon, Frankreich, 2003
- /17/ Damaske, C.: *Messung und Berechnung von Klappergeräuschen heutiger Fahrzeuggetriebe – Experimentell/theoretischer Korrelationsvergleich*. Unveröffentlichte Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart, 1999
- /18/ Sudau, J.; Sasse, C.: „ZMSII“ – *Ein mechanischer Standard-Schwingungsfilter mit hochentwickelten Zusatzfunktionen*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 101 (1999) 9
- /19/ Runge, H.-H.: *Resonanzgeräusche in Zahnradgetrieben*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 98 (1996) 9
- /20/ Stöbener, K.; Baumeister, J.; Rausch, G.: *Neues Konzept für die Serienfertigung – Aluminiumschäume für die industrielle Produktion*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 107 (2005) 1
- /21/ Ansorge, H.: *Schwingungsdämpfung und Schwingungstilgung im Pkw-Antriebsstrang*. Unveröffentlichte Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2004
- /22/ Feldhaus, R; Bach, H.: *Alternative Drehschwingungsdämpfer im Pkw-Antriebsstrang*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 104 (2002) 12
- /23/ Peinemann, B.: *Drehzahladaptiver Tilger – eine Alternative für die Schwingungsreduzierung?*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 103 (2001) 4
- /24/ Schauder, B.; Schierling, B.: *Das Sachs-Planeten-Zweimassenschwungrad*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift und MTZ Motortechnische Zeitschrift, Sonderausgabe, 1994
- /25/ Nissen, P.-J.; Heidingsfeld, D.; Kranz, A.: *Der MTD – Neues Dämpfungssystem für Kfz-Antriebsstränge*. MTZ Motortechnische Zeitschrift 61 (2000) 6
- /26/ Wimmer, M.: *Planung, Konstruktion und experimentelle Überprüfung einer steuerbaren Wirbelstrombremse als Maßnahme gegen Getriebeklappern*. Unveröffentlichte Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart, 1998
- /27/ Offenlegungsschrift DE 199 389 34 A1: *Getriebe*. Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2001
- /28/ Gudemann, W.-E.; Christoph, D.; Benecke, G.; Dreikandt, U.-K.; Hohl, S.; Jaschinski, A.; Krutzfeldt, H.; Lennartz, B.; Michel, H.-G.; Römer, K.; Rzepka, U.; Schönmann, G.; Stehr, H.; Steinsiek, I.; Unger, M.; Wassen, P.; Weißgerber, I.; Wullenkord, C.: *Bertelsmann Universallexikon*. Verlagsgruppe Bertelmann GmbH/ Bertelsmann Lexikothek Verlag GmbH, Band 10, Gütersloh, 1988

- /29/ Schalitz, A.: *Kupplungs-Atlas: Bauarten und Auslegung von Kupplungen und Bremsen*. A.G.T.-Verlag Georg Thum, Ludwigsburg, 1975
- /30/ Widmaier, A.: *Atlas für Getriebe und Konstruktionslehre, Band Schrauben- und Radgetriebe*. Verlag Konrad Wittwer Stuttgart, 1. Auflage 1954
- /31/ Röper, H.: *Systematik der Teilsysteme von Schaltungen für Pkw-Handschatgetriebe*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 102 (2000) 2
- /32/ Förster, H.J.: *Die Kraftübertragung im Fahrzeug vom Motor bis zu den Rädern*. Verlag TÜV Rheinland, Köln, 1987
- /33/ Grote, K.-H.; Feldhusen, J.: *Doppel Taschenbuch für den Maschinenbau*, Springer-Verlag, Berlin, 21. Auflage 2004
- /34/ Niemann, G.; Winter, H.: *Maschinenelemente 2: Getriebe*. Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York, 1989
- /35/ US Patent US 4 294 338 A: *Transmission shift control apparatus with countershaft brake*. Borg-Warner Corp., Chicago, USA, 1981
- /36/ Goebbelet, J.; Mierswa, D.; Weck, M.: *Wirkungsgradmessung an Getrieben und Getriebeelementen*. FAT-Schriftenreihe Nr. 29, 1982
- /37/ Haarer, W.: *Schleppmomentermittlung an einem Pkw-Getriebe*. Unveröffentlichte Diplomarbeit, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart
- /38/ Goksem, P. G.; Hargreaves, R. A.: *The effect of viscous shear heating on both film thickness and rolling traction in an EHL Line contact*. Journal of Lubrication Technology, 1978
- /39/ Weck, M.; Steinert, T.: *Berechnung des Reibmoments von Rillenkugellagern*. Antriebstechnik 35, 1996
- /40/ Matek, W.; Muhs, D.; Wittel, H.: *Rolloff/Matek Maschinenelemente – Normung, Berechnung, Gestaltung*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig 1987
- /41/ Hall, W.; Bock, C.: *Sechsgang-Stufenautomatikgetriebe für den neuen 7er BMW*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 103 (2001) 9
- /42/ Hoffmann, C.; Würfel, A.: *Dreiwellen-Getriebe – Die kurze Art Sechsgang-Getriebe zu bauen*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 104 (2002) 12
- /43/ Hall, W.; Puor, R.; Mathiak, D.; Gueter, C.: *Das stufenlose Automatikgetriebe für den neuen Mini*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 104 (2002) 5
- /44/ Leverkus, E.: *Die schönsten Motorräder des Jahrhunderts*. Motorbuch Verlag Stuttgart, 1. Auflage, 1996
- /45/ Husák, P.: *Zweitakt-Motorräder, Konstruktion – Fertigung – Betrieb*. Motorbuch Verlag Stuttgart, 1. Auflage, 1980

- /46/ Heise, M.: *Krafträder*. GummikuH-Verlag Bremen, 5. Auflage, 1992
- /47/ Bönsch, H.-W.: *Einführung in die Motorradtechnik*. Motorbuch Verlag Stuttgart, 5. Auflage, 1986
- /48/ Bönsch, H.-W.: *Fortschrittliche Motorrad-Technik*. Motorbuch Verlag Stuttgart, 1. Auflage, 1985
- /49/ Nehse, W.; Miritsch, J.; Leitermann, W.; Sommer, K.: *Das neu entwickelte Schaltgetriebe für die BMW R1200 GS*. VDI-Berichte Nr. 1827, 2004
- /50/ Offenlegungsschrift DE 32 08 944 A1: *Schaltkupplung in Zahnradwechselgetrieben*. ZF Friedrichshafen AG, Friedrichshafen, 1982
- /51/ Pahl, G.; Beitz, W.: *Konstruktionslehre, Methoden und Anwendung*, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, 4. Auflage, 1997
- /52/ VDI-Richtlinie 2221: *Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte*. Beuth-Verlag Berlin, 1993
- /53/ VDI-Richtlinie 2222, Blatt 1: *Konstruktionsmethodik – Methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien*. Beuth-Verlag Berlin, 1997
- /54/ VDI-Richtlinie 2225, Blatt 3: *Konstruktionsmethodik – Technisch-wirtschaftliches Konstruieren – Technisch-wirtschaftliche Bewertung*. Beuth-Verlag Berlin, 1998
- /55/ Roth, K.: *Konstruieren mit Konstruktionskatalogen*. Band II Konstruktionskataloge, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2. Auflage, 1994
- /56/ Bohner, M.; Gscheidle, R.; Keil, W.; Leyer, S.; Saier, W.; Schmidt, H.; Siegmayer, P.; Wimmer, A.; Zwickel, H.: *Fachkunde Kraftfahrzeugtechnik*. Verlag Europa-Lehrmittel, Haan-Gruiten, 1999
- /57/ Gansloser, P.: *Schaltelemente für automatisierte Pkw-Getriebe*. Unveröffentlichte Diplomarbeit, Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart, 1998
- /58/ Offenlegungsschrift DE 199 15 777 A1: *Schaltgetriebe für Kraftfahrzeuge*. Dr.Ing.h.c. F. Porsche AG, Stuttgart, 2000
- /59/ Offenlegungsschrift DE 198 33 397 A1: *Reibschlußverbindung für ein Getriebe eines Kraftfahrzeuges*. DaimlerChrysler AG, Stuttgart, 2000
- /60/ Patentschrift US 5 069 079 A: *Self-Energizing Synchronizer*. Eaton Corp., Cleveland, USA, 1991
- /61/ Nellums, R. A.: *Low Force „Boost“ Concept for Baulk Ring Synchronizers*. VDI-Berichte Nr. 1393 (1988)
- /62/ Drexl, H.-J.: *Kraftfahrzeugkupplungen*. Verlag moderne Industrie, Landsberg/Lech, 3. Auflage, 1997

- /63/ Patentschrift DE 24 30 920 C3: *Gleichlauftring zur Synchronisierung von mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten umlaufenden Schaltgetrieberädern*. Dr.-Ing h.c. F. Porsche AG, Stuttgart, 1976
- /64/ Offenlegungsschrift DE 24 03 817 A1: *Verfahren zur Drehzahlangleichung bei mit Asynchronmotoren angetriebenen Arbeitsmaschinen, insbesondere im Bergbau, und Arbeitsmaschinensatz dafür*. Bergwerksverband GmbH, Essen, 1975
- /65/ Offenlegungsschrift DE 199 19 511 A1: *Vorrichtung zum Abbremsen der rotierenden Massen in einem Zahnradwechselgetriebe*. ZF Friedrichshafen AG, Friedrichshafen, 2000
- /66/ Patentschrift DE 44 04 093 C1: *Vorrichtung zum Schalten eines Getriebes über eine Synchronisierereinrichtung*. Dr.-Ing h.c. F. Porsche AG, Stuttgart, 1995
- /67/ Offenlegungsschrift DE 34 31 486 A1: *Mit elektronisch gesteuerter Drehzahlangleichung ausgerüstetes Schaltgetriebe, insbesondere für Kraftfahrzeuge*. J. M. Voith GmbH, Heidenheim, 1986
- /68/ Offenlegungsschrift DE 29 13 859 A1: *Vorrichtung zum Abbremsen eines schaltbaren Getriebes*. Deere & Co., Mannheim, 1980
- /69/ Offenlegungsschrift DE 29 04 063 A1: *Synchronisierte Schaltmuffe*. Dröschel, H., Beilstein, 1980
- /70/ Patentschrift DE 25 23 953 C3: *Synchronisierereinrichtung, insbesondere für Geschwindigkeitswechselgetriebe von Kraftfahrzeugen*. Dr.-Ing h.c. F. Porsche AG, Stuttgart, 1980
- /71/ Patentschrift DE 23 20 571 C3: *Vorrichtung zum Abbremsen von Zahnradern*. S.A. Automobiles Citroen, Paris, Frankreich, 1978
- /72/ Patentschrift DE 20 59 218 C: *Sperrsynchrosierereinrichtung für Kupplungen in Zahnradwechselgetrieben, insbesondere für Kraftfahrzeuge*. Daimler-Benz AG, Stuttgart, 1974
- /73/ Offenlegungsschrift DE 199 51 787 A1: *Rückwärtsganganordnung für ein Getriebe*. New Venture Gear, Inc., Troy, USA 2000
- /74/ Patentschrift DE 198 58 607 C2: *Schaltbare Klemmkörperkupplung bzw. -getriebe für die lösbare Verbindung einer treibenden mit mindestens einer getriebenen Welle*. Jeschke, E., Büdelsdorf, 2000
- /75/ Patentschrift US 5 301 565 A: *Transmission*. Weismann, P. H.; Weismann, P. L., Santa ANA, USA, 1994
- /76/ Patentschrift US 5 131 285 A: *Transmission*. Weismann, P. H.; Weismann, P. L., Santa ANA, USA, 1992

- /77/ Offenlegungsschrift WO 98 / 48 199: *Gear wheel construction and gear system incorporating same*. Preload Gearbox Ltd., Flemington, Australien, 1997
- /78/ Offenlegungsschrift DE 32 31 428 A1: *Getriebe mit mehreren Gängen und aufprallvermindernde Bremse*. Borg-Warner Corp. Chicago, USA, 1983
- /79/ Offenlegungsschrift 197 35 759 A1: *Verfahren zum Steuern einer automatischen Antriebsvorrichtung*. Audi NSU Auto Union AG, Ingolstadt, 1997
- /80/ Bertsche, B.; Lechner, G.: *Zuverlässigkeit im Fahrzeug- und Maschinenbau*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2004
- /81/ Paulsen, L.: *Die neue Telligent-Schaltung von Daimler-Benz – Teil 1*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 100 (1998) 9
- /82/ Paulsen, L.: *Die neue Telligent-Schaltung von Daimler-Benz – Teil 2*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 100 (1998) 10
- /83/ Greiner, J.; Weiss, P.; Wörner, G.; Wolz, U.: *Der Tipp für mehr Spaß – Triebstrang und automatisches Getriebe mit neuer Tippschaltung*. Sonderausgabe von ATZ Automobiltechnische Zeitschrift und MTZ Motortechnische Zeitschrift, 1998
- /84/ Indra, F.; Rösch, R.; Orehall, L.; Wolz, U.; Höhn, B.-R.: *Welche Zukunft haben automatisierte Schaltgetriebe?* ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 98 (1996) 5
- /85/ Bartsch, C.: *Das sequentielle Schaltgetriebe von BMW*. Kraftband, Heft 24, 1996
- /86/ Indra, F.; Barnbeck, A.: *Das automatisierte Schaltgetriebe (ASG) – Entwicklung und Versuch*. VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 12, Nr. 267 Band 2, 1997
- /87/ Ersoy, M.: *Entwicklungstendenzen für Getriebe-Außenschaltungen*. VDI-Berichte Nr. 1393, 1998
- /88/ Rühle, G.; Tillmann, P.; Diel, H.; Hackenjos, M.: *Das hochintegrierte, automatisierte 6-Gang Schaltgetriebe für den Smart*. 7. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Band 1, 1998
- /89/ Röper, H.: *Systematik der Teilsysteme von Schaltungen für PKW-Handschaftgetriebe*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 102 (2000) 2
- /90/ Kickenweitz, D.: *Konstruktion einer Schalteinrichtung für ein klapper- und rasselgeräuschfreies Fahrzeuggetriebe*. Unveröffentlichte Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2003
- /91/ Muhs, D.; Wittel, H.; Jannasch, D.; Voßiek, J.: *Roloff/Matek Maschinenelemente*. Vieweg-Verlag Braunschweig/Wiesbaden, 17. Auflage, 2005.
- /92/ Offenlegungsschrift DE 22 44 016 A: *Antileerspiel-Getriebesystem*, Nissan Motor Co., Ltd., Yokohama, Japan, 1973

- /93/ Patentschrift DE 35 06 819 C2: *Klirr-, Klapper- und Rattergeräusche verhindernde Bremsenrichtung für Mehrganggetriebe*. Borg-Warner Corp. Chicago, USA, 1990
- /94/ Patentschrift DE 9 36 175 B: *Vorrichtung zur Beseitigung des Flankenspiels bei Zahnradgetrieben*. Noble & Lund Ltd., Durham, GB, 1955
- /95/ US Patent US 4 873 882 A: *Manual transmission and gear rattle damper therefor*. Eaton Corp., Cleveland, USA, 1989
- /96/ US Patent US 2 737 056 A: *Backlash eliminator*. Baumgartner, J., USA, 1956
- /97/ US Patent US 1 813 209 A: *Antirattle sliding gear assembly*. Spase, C. B., USA, 1931
- /98/ Patent Specification GB 1 015 553 A: *Synchromesh clutch mechanism*. Austin Motor Co. Ltd., GB, 1966
- /99/ Patentschrift DE 2 244 016 C3: *Zahnrad mit Spielausgleich*. Nissan Motor Co. Ltd., Yokohama, Japan, 1972
- /100/ Offenlegungsschrift DE 28 16 183 A1: *Zahnradgetriebe, insbesondere für Verstellbewegungen*. Daimler-Benz AG, Stuttgart, 1978
- /101/ Offenlegungsschrift DE 23 25 573 A: *Zahnrad*. Klöckner Humboldt Deutz AG, Köln, 1973
- /102/ Offenlegungsschrift 14 25 911 A: *Elastisches Zahnrad*. F. Krupp Hüttenwerk AG, Bochum, 1964
- /103/ Patentschrift AT 355 378 B: *Zahnrad*. Steyr-Daimler-Puch AG, Wien, Österreich, 1978
- /104/ Haier, T.: *Konstruktion einer Synchronisierereinrichtung für klapper- und rasselgeräuschfreie Fahrzeuggetriebe*. Unveröffentlichte Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2005
- /105/ Kluge, S.: *Konstruktion einer Passfederschaltung für klapper- und rasselgeräuschfreie Fahrzeuggetriebe*. Unveröffentlichte Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2004
- /106/ Wagner, V.: *Messung des vom Fahrzeuggetriebe emittierten Luftschalls mit unterschiedlichen Messmethoden*. Unveröffentlichte Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2004
- /107/ Lorenz Messtechnik: *Datenblatt zum Drehmomentsensor Typ DR-2208*. Lorenz Messtechnik GmbH, Alfdorf, 2004
- /108/ Langenstein, J.: *Konstruktion eines Experimentalprüfgehäuses für klapper- und rasselgeräuschfreie Fahrzeuggetriebe*. Unveröffentlichte Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2003
- /109/ Fischer, U.; Kilgus, R.; Paetzold, H.; Schilling, K.; Heinzler, M.; Näher, F.; Röhrer, W.; Stephan, A.: *Tabellenbuch Metall*. Verlag Europa-Lehrmittel, 1999

- /110/ Dietmann, H.: *Einführung in die Elastizitäts- und Festigkeitslehre*. Alfred Kröner Verlag, 3. Auflage, 1992
- /111/ Pfahler, J.: *Einrichten von Experimentalgetriebestufen und deren Erprobung hinsichtlich Geräuschentwicklung*. Unveröffentlichte Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2005
- /112/ Butscher, J.: *Entkopplung des Konstantenritzels im Fahrzeuggetriebe mit anschließenden Geräusch- und Schleppmomentmessungen*. Unveröffentlichte Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2005
- /113/ Offenlegungsschrift DE 10 2005 032 224 A1: *Fahrzeuggetriebe mit einer Vorgelegewelle*. DaimlerChrysler AG, Stuttgart, 2007
- /114/ Rothoff, A.: *Schaltstrategien für ein klapper- und rasselgeräuschfreies Fahrzeuggetriebe*. Unveröffentlichte Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2004
- /115/ Röper, H.; Yang, J.: *Die Qualität des Schaltkraftverlaufs beim Gangwechsel manuell geschalteter Getriebe*. VDI-Berichte Nr. 1393 „Getriebe in Fahrzeugen´98“, VDI-Verlag Düsseldorf, 1998
- /116/ Klos, W.: *Gruppenschaltungsansteuerung von Nutzfahrzeuggetrieben*. Dissertation, Universität Stuttgart, 2004

Lebenslauf

Persönliches

Name Stockmeier
Vorname Moritz Friedrich Johannes
Geburtsdatum 2. Mai 1975
Geburtsort Heidelberg
Staatsangehörigkeit Deutsch
Familienstand Verheiratet, drei Kinder
Eltern Johannes Stockmeier
Ulrike Stockmeier, geb. Sommermann

Schulbildung

08/1981 - 07/1985 Grund- und Hauptschule Wertheim-Bestenheid
08/1985 - 02/1988 Dietrich-Bonhoeffer-Gymnasium, Wertheim
03/1988 - 06/1994 Alexander-von-Humboldt-Gymnasium, Konstanz

Wehrdienst

07/1994 - 06/1995 Grundwehrdienst in Mengen und Lechfeld

Studium

10/1995 - 04/2001 Allgemeiner Maschinenbau, Universität Stuttgart
Hauptfächer: Konstruktionstechnik, Prof. Dr.-Ing. G. Lechner
Kraftfahrzeugtechnik, Prof. Dr.-Ing. J. Wiedemann
05/1998 - 01/2001 Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Maschinenelemente der
Universität Stuttgart

Praktika

09/1995 - 04/2000 MTU Friedrichshafen AG, Friedrichshafen
Alusuisse Singen, Singen, Htwl.
Georg Fischer Automobilguss GmbH, Singen, Htwl.
DaimlerChrysler Transportation, Pittsburgh, PA, USA

Berufstätigkeit

05/2001 - 07/2005 Wissenschaftlicher Angestellter am Institut für Maschinenelemente der
Universität Stuttgart
seit 08/2005 Entwicklungsingenieur im Bereich Getriebe der Mercedes-AMG GmbH,
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 Eingriffsstörungen beim Hohlrad-Verzahn 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 Radialwellendichtungen
12	E. Fuchs	Untersuchung des elastohydrodynamischen 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-Wellendichtungen
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 Mehrkoordinatentastlers
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 Wälzlagerseinheiten 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 Wälzfräser-herstellung 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. Doğan	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, Gegenlaufläche 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

